

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
КОМИТЕТ ПО НАУКЕ И ТЕХНОЛОГИЯМ
ПРИ СОВЕТЕ МИНИСТРОВ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
БЕЛОРУССКИЙ РЕСПУБЛИКАНСКИЙ ФОНД ФУНДАМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ
НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
ИНСТИТУТ МЕХАНИКИ И НАДЕЖНОСТИ МАШИН НАН БЕЛАРУСИ
НИРУП «БЕЛАВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ»
ПО «БЕЛАВТОМАЗ»
РУП «МИНСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ ЗАВОД»
ПО «МИНСКИЙ ТРАКТОРНЫЙ ЗАВОД»
ПО «БЕЛОРУССКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ ЗАВОД»
МЕЖДУНАРОДНАЯ АКАДЕМИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБРАЗОВАНИЯ



СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

**РЕСПУБЛИКАНСКИЙ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЙ СБОРНИК
НАУЧНЫХ ТРУДОВ**

Выпуск 2

В 7 томах

Том 2

**КАЧЕСТВО ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ.
ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАТЕРИАЛОВ И КОНСТРУКЦИЙ**

Под общей редакцией академика НАН Беларуси П.А. Витязя

Минск
УП «Технопринт»
2004

Рецензенты:

проф., д-р техн. наук И.П. Филонов; проф., д-р техн. наук А.Т. Скойбеда; проф., д-р техн. наук В.Л. Соломахо, проф., д-р техн. наук Альгин; проф., д-р техн. наук Ю.В. Василевич; проф., д-р техн. наук И.В. Демьянушко; проф., д-р ф.-м. наук А.П. Чичко; проф., д-р техн. наук Е.К. Почтенный; проф., д-р техн. наук Л.А. Сосновский; проф., д-р техн. наук Ж.А. Мрочек; проф., д-р техн. наук Н.В. Спиридонов; проф., д-р техн. наук В.Д. Цветков; проф., д-р техн. наук В.М. Колешко; проф., д-р эк. наук В.И. Похабов; проф., д-р эк. наук И.М. Бабуки; проф., д-р эк. наук Н.С. Сачко; проф., д-р фил. наук В.П. Старжинский; проф., д-р техн. наук С.А. Иващенко

Редакционная коллегия:

П.А. Витязь (председатель, Беларусь), Б.М. Хрусталева (первый зам. председателя, Беларусь), Ю.М. Плескачевский (Беларусь), Г.А. Анисович (Беларусь), И.А. Бостан (Молдова), М.С. Высоцкий (первый зам. председателя, Беларусь), П.И. Ящерицын (Беларусь), В.И. Тимашпольский (Беларусь), В.Т. Трощенко (зам. председателя, Украина), О.В. Берестнев (Беларусь), Л.Г. Красневский (Беларусь), Н.А. Махутов (зам. председателя, Россия), И.П. Филонов (зам. председателя, Беларусь), А.П. Ракомсин (зам. председателя, Беларусь), Ф.А. Романюк (Беларусь), А.Т. Скойбеда (зам. председателя, Беларусь), В.Л. Соломахо (зам. председателя, Беларусь), Г.Я. Беляев (Беларусь), Е.К. Почтенный (Беларусь), Л.А. Сосновский (Беларусь), В.Д. Цветков (Беларусь), В.И. Похабов (Беларусь), С.А. Иващенко (Беларусь), А.М. Якимович (Беларусь), П.П. Капуста (ученый секретарь, Беларусь)

Современные методы проектирования машин. Республиканский межведомственный сборник научных трудов. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций/ Под общ. ред. П.А. Витязя. - Мн.: УП «Технопринт», 2004. - 192 с.

ISBN 985-464-707-2 (Т. 2)

ISBN 985-464-705-6

В сборник включены работы, выполненные в последние годы специалистами в областях перспективных направлений создания машин, стандартизации и контроля качества, надежности изделий машиностроения, проектирования материалов и конструкций машин. Широко представлены современные компьютерные технологии моделирования, автоматизированные системы проектирования сложных технических объектов и технологических процессов их изготовления. Рассмотрены экономические аспекты создания новых машин, проблемы подготовки инженерных кадров и технического образования.

В томе 2 рассмотрены современные разработки в областях качества изделий машиностроения и проектирования материалов и конструкций.

В сборнике представлены работы, выполненные в крупнейших научных центрах Беларуси, России, Польши, Украины, Молдовы, Словакии, Чехии и др. стран.

УДК 621.001.63(082)

ББК 34.42

Все права защищены. Все материалы этого издания не могут быть полностью или частично размножены электронным, механическим, фотографическим или иным способом без предварительного письменного согласования с редакционной коллегией сборника. Все статьи публикуются с разрешения их авторов.

Ответственность за достоверность представленной в статьях информации несут авторы статей.

ISBN 985-464-707-2 (Т. 2)

ISBN 985-464-705-6

© Оформление УП «Технопринт», 2004

СОДЕРЖАНИЕ

Раздел 1. КАЧЕСТВО ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Соломахо В.Л., Соколовский С.С., Спесивцева Ю.Б. Повышение качества изделий машиностроения на основе оптимизации нормирования функциональных параметров	5
Цитович Б.В., Соломахо В.Л., Кусяк А.В., Соколовский С.С. Роль аттестации испытательного оборудования в обеспечении качества продукции	9
Сенько В.И., Пастухов И.Ф., Пастухов М.И. Об усилении контроля за деталями тележек грузовых вагонов при изготовлении и плановых видах ремонта	13
Щербаков Р.Ю., Передкова Г.И., Федоренко Е.И. Разработка системного подхода и методологии управления качеством при производстве зубчатых передач трансмиссий	16
Груданов В.Я. Новые ряды предпочтительных чисел в тракторостроении и автомобилестроении	24
Дзюнь В.А., Минюкович С.М., Тишкевич Е.Г., Шмелев А.В. Информационно-измерительная система для сертификационных испытаний двигателя методом буксировки	29
Басинюк В.Л. Виброакустический контроль качества изготовления и сборки трансмиссий на основе зубчатых передач	33
Нифагин В.А., Соломахо Д.В. Методика аналитического моделирования реальных профилей при их координатном контроле	38
Басинюк В.Л. Применение малых заглушенных камер при контроле виброакустических характеристик коробок передач в цеховых условиях	42
Куновский Э.Б., Минюкович С.М. Использование спектрального анализа для идентификации источников шума автомобиля	47
Янкевич Н.С., Климук А.С., Кравчук А.С. Снижение содержания вредных примесей в отработавших газах ДВС	52
Шинкевич А.Н. Изделие, конструкция, красота, удобство	56
Медведев С.Н., Смирнов В.Г., Сухан В.В., Минченоч О.И. Методы анализа компоновок приспособлений с помощью графов	58
Венгер К.Д., Смирнов В.Г., Соколовский С.С. Расчет геометрических параметров номинально криволинейных поверхностей по контрольным точкам	62

Раздел 2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАТЕРИАЛОВ И КОНСТРУКЦИЙ

Romanowicz M., Czech M., Analytical and numerical solution for stress fields in plane shear problem of anisotropic elasticity	66
Василевич Ю.В., Неумержицкий В.В. Об эффективности применения некоторых методов механики деформируемого твердого тела к решению задач технической диагностики	71
Спиридонов Н.В., Соколов И.О., Пилецкая Л.И. Исследование триботехнических характеристик композиционных газотермических покрытий на основе железа	73
Гурченко П.С., Толстой А.В., Шипко А.А. Структура и свойства сложнопрофильных шестерен, упрочненных методом объемно-	78

поверхностной закалки

- Демин М.И., Гурченко П.С., Михлюк А.И. Сталь 40Л – материал для производства высокоэффективной литой дроби 83
- Баркалин В.В. Квантовые уровни иерархии моделей наноматериалов 88
- Журавков М.А., Савчук А.В. Расчет прогиба направляющей при движении сложной нагрузки 94
- Кузьмин А.В. О моделировании и некоторых характеристиках поперечных механических волн 97
- Миклашевич И.А. Развитие неустойчивости зоны влияния трещины как механизм расслоения композитов 102
- Захарик Ан.М., Захарик Ал.М., Вихренко Д.В., Захарик Ю.М. Исследование прочностных свойств картера ведущего моста большегрузного автомобиля (РУП МАЗ, г. Минск, Беларусь) 107
- Захарик Ан.М., Захарик Ал.М., Вихренко Д.В., Захарик Ю.М. Исследование элементов конструкции картера ведущего моста большегрузного автомобиля 109
- Босяков С.М., Журавков М.А., Медведев Д.Г. Применение пакета расширения STRUCTURAL MECHANICS систем МАТЕМАТИКА в расчетах геометрических характеристик плоских сечений 113
- Мартыненко Т.М. Безизгибные формы тонкостенных упругих оболочек с монжевой срединной поверхностью 118
- Лысов А.А., Аршиков А.С. Исследование контактного взаимодействия и характера разрушения инструментальных алмазно-металлических композиций 120
- Гришанов В.В. О проблеме усталостного растрескивания асфальтобетонных покрытий в связи с увеличением осевых нагрузок транспортных средств 125
- Акимов А.А., Совместное вращение двух полусфер вокруг пересекающихся осей 128
- Локтионов А.В., Гусаков А.В. Оценка методов расчета кинематических параметров пространственного исполнительного механизма 132
- Овсянко В.М. Удар вязкоупругого тела о жесткое основание 136
- Подлозный Э.Д. Физико-химические процессы при термомо обработке композиционных материалов 142
- Громько А.О., Громько О.В., Журавков М.А., Медведев Д.Г. Круглая зеркально-пленочная мембрана с предварительным натяжением 149
- Алейникова О.И. Об определении модулей упругости второго рода для анизотропных тел 155
- Протасеня М.Л., Ларченков В.Л., Ларченков Л.В. О скручивании двутавровых балок при изгибе в продольной плоскости 158
- Стрикель Н.И., Бобарикин Ю.Л., Лискович М.И., Пархоменко Д.А. О возможности нанесения металлопорошкового покрытия на внутреннюю поверхность малой заготовки методом совместной вытяжки 163
- Громько А.О., Громько О.В., Журавков М.А., Медведев Д.Г. Деформации круглой мембраны, подкрепленной диаметральными нитями 168
- Дубовская Е.М. Анализ механизма деформации и разрушения частиц связносыпучей среды при ее обработке давлением 176

**КАЧЕСТВО
ИЗДЕЛИЙ
МАШИНОСТРОЕНИЯ**

УДК 551.13.15.21.19

В.Л. Соломахо, С.С. Соколовский, Ю.Б. Спесивцева

**ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ НА ОСНОВЕ
ОПТИМИЗАЦИИ НОРМИРОВАНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ***Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Выпуск продукции высокого качества рассматривается во всех странах мира как одно из важнейших условий развития национальной экономики, от которого зависят темпы промышленного развития, эффективность использования всех видов ресурсов, успехи внешней торговли и национальный престиж страны на международной арене. Конкурентоспособность выпускаемой продукции является одним из важнейших условий обеспечения реальной как экономической, так и политической независимости государства. Все это в полной мере относится и к Республике Беларусь, которая, не имея реальной возможности развиваться за счет экспорта сырьевых, топливно-энергетических ресурсов в качестве основного источника экономического роста должна рассматривать повышение конкурентоспособности продукции отечественных предприятий на базе имеющихся интеллектуальных ресурсов. Конкурентоспособность продукции зависит от многих факторов, основными из которых являются уровень ее эксплуатационных свойств или характеристик и себестоимость. Продукция промышленных предприятий Республики Беларусь, во многих случаях не уступая по своим эксплуатационным показателям зарубежным аналогам, а в некоторых случаях и превосходя их, как правило, проигрывает им по себестоимости. Основной причиной этого является, прежде всего, низкая эффективность применяемых технологических процессов, а также высокая материалоемкость, энергоемкость и трудоемкость отечественной продукции. Выделенные причины определяют основные направления, по которым в настоящее время ведутся работы по снижению себестоимости продукции. Следует отметить, что реализация этих направлений требует значительных капиталовложений и длительного времени на их освоение и получение ощутимого эффекта. Все это обуславливает необходимость поиска и развития более эффективных подходов к снижению себестоимости продукции отечественных предприятий.

Как один из вариантов повышения качества изделий может рассматриваться оптимизация норм точности конструкторских размерных цепей. Нами предлагается методика нормирования функциональных параметров с учетом затрат на их реализацию, которая может быть применена при проектировочных расчетах. Методика позволяет распределить точность замыкающего звена размерной цепи между составляющими звеньями, учитывая затраты на изготовление, таким образом, чтобы

технологичность цепи была максимальной. Наиболее характерным показателем технологичности может считаться технологическая себестоимость. Таким образом, решается задача оптимизации, для проведения которой необходимо сформировать массив исходных данных.

Первоначально определяется возможный диапазон допусков для каждого составляющего звена размерной цепи исходя из особенностей эксплуатации и конструкции изделия. Затем для каждого составляющего звена размерной цепи рассчитывается зависимость «показатель технологичности - допуск» при возможных уровнях точности.

Под показателем технологичности будем понимать комплексный (обобщенный) показатель, являющийся объективным критерием для оценки качества элемента с точки зрения трудоемкости и себестоимости следующего вида:

$$Q = \sum_{i=1}^n k_i \cdot t_i, \quad (1)$$

где Q – комплексный (обобщенный) показатель технологичности элемента;

k_i – коэффициент относительной стоимости i -й технологической операции, приведенный к единице времени;

t_i – время, затрачиваемое на выполнение i -й технологической операции;

n – общее количество операций технологического процесса получения рассматриваемого элемента детали.

Для определения коэффициентов k_i рекомендуется применение обобщенного подхода, базирующегося на использовании предварительно рассчитанных укрупненных нормативов себестоимости работы оборудования соответствующих типоразмеров. В общем случае нормативы должны учитывать затраты, приходящиеся на один час работы базового и i -го оборудования: на заработную плату (с отчислениями) основных и вспомогательных рабочих; амортизацию и ремонт оборудования; энергию; вспомогательные материалы, необходимые для обслуживания оборудования; амортизацию и ремонт универсальных приспособлений; амортизацию, ремонт и заточку режущего инструмента; содержание зданий; прочие цеховые расходы.

Для создания шкалы коэффициентов из какого-либо наиболее распространенного оборудования выбирают наиболее характерный станок-представитель и его принимают за базу с коэффициентом равным единице. Коэффициенты относительной стоимости технологических операций, выполняемых на других станках определяются по формуле:

$$k_i = \frac{C_i}{C_6}, \quad (2)$$

где C_i , C_6 – нормативы затрат, приходящихся на один час работы базового и i -го оборудования.

Необходимым условием при расчете коэффициентов является сопоставимость стоимостных показателей, для чего она должны относиться к одному и тому же временному интервалу.

В качестве времени, затрачиваемого на выполнение i -й технологической операции рекомендуется использовать «неполное штучное время», т.к. оно содержит те составляющие, которые не только зависят от протяженности, конфигурации, материала и точности обрабатываемого элемента, но и изменяются при повышении или понижении точности: основное время, вспомогательное время, (за исключением части, связанной, с установкой детали), а также время, затрачиваемое на отдых и организационно-техническое обслуживание.

Таким образом, формируется исходная база, которая может быть разработана для условий конкретного предприятия и ориентирована на конкретные технологические

операции и оборудование. В нашей методике табличные зависимости «показатель технологичности - допуск» каждого составляющего звена аппроксимируются обобщенной степенной зависимостью (нами доказано, что она достаточно адекватно описывает исходные данные):

$$Q_i(\delta_i) = A_i + C_i \times \delta_i^{p_i}, \quad (3)$$

где Q_i – показатель технологичности звена размерной цепи;

δ_i – допуск звена размерной цепи;

A_i, C_i, p_i – параметры аппроксимирующей функции.

Аналитические зависимости для назначения технологически обоснованных допусков на составляющие звенья размерной цепи выведены методом оптимизации с использованием множителей Лагранжа.

Расчет на максимум-минимум (по предельным значениям). Неопределенный множитель λ находим путем последовательного приближения, используя параметры C_i, p_i аппроксимирующих исходные данные функций для каждого составляющего звена. Значение λ при котором величина δ равна допуску замыкающего звена δ_Δ является искомой:

$$\delta = \sum_{i=1}^n e^{\frac{1}{p_i-1} \ln\left(\frac{\lambda}{C_i \cdot p_i}\right)}. \quad (4)$$

Оптимизированные допуски на составляющие звенья размерных цепей определяются по следующей формуле:

$$\delta_i = e^{\frac{1}{p_i-1} \ln\left(\frac{\lambda}{C_i \cdot p_i}\right)}. \quad (5)$$

Вероятностный расчет размерной цепи. Производится замена переменных, в результате чего вероятностный метод расчета сводится к расчету по предельным значениям:

$$B_i = \frac{k_i^2 \delta_i^2}{k_\Delta^2}, \quad B = \delta_\Delta^2, \quad (6)$$

$$C_i^* = \frac{C_i \cdot k_i^{p_i}}{k_\Delta^{p_i}}, \quad p_i^* = p_i / 2, \quad (7)$$

где B_i, B, C_i^*, p_i^* – скорректированные параметры исходных данных,

k_i, k_Δ – коэффициенты относительного рассеяния i -го и замыкающего звеньев

Для нахождения неопределенного множителя λ используются результаты аппроксимации табличных зависимостей «показатель технологичности - допуск» (параметры C_i, p_i) для каждого составляющего звена с последующей заменой переменных. Аналогично методу максимума-минимума определяется значение λ :

$$B = \sum_{i=1}^n e^{\frac{1}{p_i^*-1} \ln\left(\frac{\lambda}{C_i^* \cdot p_i^*}\right)}. \quad (8)$$

Величина λ при котором значение функции B равно допуску замыкающего звена является искомой.

Находим оптимизированные допуски на составляющие звенья размерной цепи:

$$B_i = e^{\frac{1}{p_i^*-1} \ln\left(\frac{\lambda}{C_i^* \cdot p_i^*}\right)}, \quad (9)$$

$$\delta_i = \frac{k_{\Delta}}{k_i} \sqrt{B_i} . \quad (10)$$

Описанная методика оптимизации размерных цепей апробирована при решении задачи беспритирочной сборки узла «седло-клапан» механизма газораспределения двигателя внутреннего сгорания.

В результате функционального анализа механизма составлена размерная цепь А, включающая четыре составляющих звена, отклонения которых приводят к появлению зазора в сопряжении:

A_1 - отклонение от круглости рабочей фаски клапана;

A_2 - отклонение от соосности рабочей фаски и стержня клапана;

A_3 - отклонение от круглости рабочей фаски седла;

A_4 - отклонение от соосности рабочей фаски седла и внутренней поверхности направляющей втулки.

Все составляющие звенья относятся к отклонениям формы и расположения поверхностей, т.е. они случайны по величине и по направлению, а их номинальные значения равны нулю. Отклонение от соосности имеет симметричный допуск, а отклонение от круглости расположено в одну сторону (в тело детали).

Значения коэффициентов относительной асимметрии α и относительного рассеивания k для всех звеньев приняты соответственно 0 и 1, т.к. массовый тип производства предполагает отлаженность технологического процесса.

Замыкающим звеном цепи следует считать зазор в сопряжении «коническая поверхность клапана - коническая поверхность седла». Его величина не должна превышать 70 мкм. Большая часть этого зазора компенсируется деформацией тарелки клапана и седла под воздействием давления газов в цилиндре (до 60 мкм, согласно данным работы [1]), кроме этого герметизации способствует явление облитерации (до 10 мкм, согласно данных того же источника). Таким образом, допуск замыкающего звена $[\delta_{\Delta}]$ может быть равен 70 мкм.

Поскольку все составляющие звенья размерной цепи являются векторными параметрами, при сложении их допусков следует учитывать случайный характер направления их отклонений, поэтому при расчете используют коэффициент 0,85 [2].

$$\delta_{\Delta} = 0,85 \sqrt{\sum \xi_i^2 \delta_i^2} \quad (11)$$

Проанализируем влияние выделенных составляющих звеньев на замыкающее звено. Звенья A_1 и A_3 – отклонения от круглости имеют коэффициенты влияния $\xi_1 = \xi_3 = +1$. По данным работы [1] отдельно контролируемого в технологическом процессе требования к погрешностям формы деталей сопряжения устанавливать не следует, если допустимое биение установлено до 20-30 мкм. Погрешности формы такого порядка всегда устраняются деформациями самих изделий. Поэтому допуски на звенья A_1 и A_3 оставим такими какие указаны на чертежах – 6 мкм.

Звенья A_2 и A_4 имеют увеличивающие коэффициенты, обусловленные большим вылетом рабочих элементов (высоты сопрягаемых фасок клапана и седла значительно меньше высоты сопряжения стержня клапана с втулкой), поэтому небольшое отклонение от соосности приводит значительному увеличению зазора в сопряжении. Геометрическим методом определены аналитические зависимости влияния отклонения от соосности на зазор в сопряжении:

$$\text{звено } A_2 \quad \xi_2 \delta_2 = 81,2 \times \sin \left(\frac{1}{2} \arctg \frac{\delta_2}{4,85} - 1' \right) \times \sin \left(44^{\circ} 31' - \frac{1}{2} \arctg \frac{\delta_2}{4,85} \right) \quad (12)$$

$$\text{звено } A_4 \quad \xi_4 \delta_4 = 81,2 \times \sin \left(\frac{1}{2} \arctg \frac{\delta_4}{1,56} - 1' \right) \times \sin \left(44^{\circ} 31' - \frac{1}{2} \arctg \frac{\delta_4}{1,56} \right) \quad (13)$$

Поскольку выделение коэффициентов влияния из полученных формул вызывает трудности, для дальнейших расчетов будем использовать непосредственно величины $\xi_2\delta_2$, $\xi_4\delta_4$, определив их по вышеприведенным формулам (12) и (13).

Решение прямой задачи подтвердило невозможность обеспечения требуемого качества (герметичности) сопряжения «клапан-седло» при назначенных нормах точности на функциональные параметры. Как выход из этой ситуации было предложено оптимизировать допуски на параметры по критерию обеспечения точности замыкающего звена при минимальной технологической себестоимости цепи, используя выше приведенную методику.

Показатели технологичности Q были рассчитаны с помощью существующих нормативов штучно-калькуляционного времени на работы, выполняемые на металлорежущих станках для различных типов производства и шкалы относительных коэффициентов, созданных на основе справочных данных стоимости машино-часа эксплуатации оборудования. В процессе расчета рассматривались по три возможных технологических процесса получения элементов деталей – звеньев размерной цепи и были выбраны оптимальные с точки зрения трудоемкости и себестоимости.

Табличные зависимости «показатель технологичности - допуск» каждого составляющего звена были аппроксимированы обобщенной степенной зависимостью (3) настоящей методики, для этого была использована программа MathCAD. По формуле (8) найдено значение неопределенного множителя Лагранжа λ , оптимизированные допуски на составляющие звенья размерной цепи определены по формулам (9), (10).

Предложенная методика позволяет назначать экономически обоснованные допуски на составляющие звенья размерных цепей (на более «затратные» звенья допуски шире, чем на менее «затратные»), обеспечивая тем самым минимальную технологическую себестоимость изделия в целом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Янсикене И.А. «Исследование технологического процесса гермитизации клапанов механизма газораспределения тракторных двигателей при ремонте». Автореферат диссертационной работы, 1974. – 15 с; 2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Расчет допусков размеров. – М.: Машиностроение, 1981 – 189 с; 3. Левин Г.М., Соколовский С.С., Соломахо В.Л., Спесивцева Ю.Б. «Элементы информационного обеспечения оптимизации конструкторских размерных цепей»./ «Моделирование и информационные технологии проектирования»: Сборник научных трудов НАНБ, 2002. – С.159-171.

УДК 621.002.5:658.562.4

Б.В. Цитович, В.Л. Соломахо, А.В. Кусяк, С.С. Соколовский

РОЛЬ АТТЕСТАЦИИ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ В ОБЕСПЕЧЕНИИ КАЧЕСТВА ПРОДУКЦИИ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Применение испытательного оборудования обеспечивает контроль качества испытуемых деталей, сборочных единиц и сложных изделий, поэтому в рамках любой

системы менеджмента качества само испытательное оборудование играет весьма важную роль. Достоверность результатов испытаний может быть обеспечена с помощью корректной аттестации испытательного оборудования.

Основные положения аттестации испытательного оборудования регламентируются нормативными документами. Наиболее значимыми из них являются «ГОСТ 24555-81 Порядок аттестации испытательного оборудования. Основные положения», «СТБ 8015-2000 Государственный стандарт Республики Беларусь. Система обеспечения единства измерений Республики Беларусь. Оборудование испытательное. Порядок аттестации». Положения, содержащиеся в этих документах, дают возможность не только разрабатывать методики аттестации испытательного оборудования, но и представить методологию его аттестации.

В соответствии с ГОСТ 24555-81 аттестация испытательного оборудования проводится с целью определения нормированных точностных характеристик оборудования, их соответствия требованиям нормативно-технической документации (НТД) и установления пригодности оборудования к эксплуатации.

По СТБ 8015-2000 аттестация испытательного оборудования направлена на определение и подтверждение возможности воспроизведения им условий испытаний в пределах допускаемых отклонений и пригодности к использованию этого оборудования в соответствии с его назначением. Испытательное оборудование, признанное годным к применению по результатам аттестации, допускается к эксплуатации.

Согласно ГОСТ 24555-81 аттестация испытательного оборудования предусматривает проведение *всесторонних исследований* с целью определения возможности испытательного оборудования воспроизводить и поддерживать режимы и условия испытаний в заданных диапазонах, с требуемой точностью и стабильностью, в течение установленного срока; установления действительных значений нормированных точностных характеристик и их соответствия НТД; оценки погрешностей измерений и регистрации параметров испытательных режимов; оценки нормированных точностных характеристик, подлежащих проверке в процессе эксплуатации; методов и средств проведения последующих аттестаций и их периодичности.

Во всех нормативных документах в обязательном порядке оговаривают необходимость выполнения требований безопасности, к которым в последнее время добавляют еще и требования охраны окружающей среды.

Вопросы испытаний рассмотрены и в технической литературе [1-4], которая посвящена описанию и анализу самых различных аспектов процессов испытаний, их организации, подготовки и проведения, а также проблемам оценки получаемых результатов.

Из нормативной документации и технической литературы следует, что аттестация испытательного оборудования представляет собой специализированное исследование, фактические цели и задачи которого можно сформулировать следующим образом.

Основные *цели* аттестации испытательного оборудования:

- оценка функциональной пригодности испытательного оборудования для испытаний объектов в соответствии с технической документацией;
- подтверждение соответствия технических (и метрологических) характеристик испытательного оборудования технической документации.

Первую цель ставят при первичной аттестации нового испытательного оборудования, при его модернизации для расширения функций и повышения точности испытаний.

Вторую цель ставят при любой (первичной, периодической, внеочередной) аттестации испытательного оборудования.

Из основных целей исследований вытекают *задачи аттестации испытательного оборудования*, решение которых обеспечит корректное назначение норм точности исследования элементов испытательного оборудования и соблюдение установленных требований в ходе проведения аттестации по разработанной методике.

Для *оценки норм точности функционирования испытательного оборудования* могут быть поставлены такие конкретные задачи, как оценка наличия, правильности назначения, корректировка (при необходимости) норм.

В эксплуатационной документации испытательного оборудования должны присутствовать *все* необходимые для его аттестации нормы точности и/или нормы точности его элементов (функционирования элементов). Принципиальные различия между точностью испытательного оборудования (его элементов) и точностью его функционирования аналогичны различиям между погрешностями средств измерений (инструментальные погрешности) и погрешностями измерений. Последние кроме инструментальных составляющих включают в себя еще и методические и субъективные составляющие, а также погрешности, вызванные отличиями условий измерения от нормальных.

При отсутствии в документации отдельных норм точности, недостающие нормы назначают, исходя из требований к объекту испытаний, с учетом необходимости получить при испытаниях достоверную информацию. При обнаружении в документации некорректно назначенных норм точности, нормы корректируют.

Для анализа полноты и правильности назначения норм точности следует провести метрологическую экспертизу документации объекта, подлежащего испытаниям на данном испытательном оборудовании. Нормы точности испытаний объекта должны обеспечивать получение достоверной информации о его нормированных свойствах (параметрах). Следовательно, погрешности испытаний объекта должны быть пренебрежимо малыми по сравнению с нормами допустимого рассеяния его параметров.

Задачи назначения норм точности исследования элементов испытательного оборудования решают на основе норм точности испытательного оборудования. При этом точность исследования элементов испытательного оборудования должна обеспечить получение достоверной информации о точности функционирования испытательного оборудования. Погрешности исследований должны быть пренебрежимо малыми по сравнению с нормами допустимого рассеяния параметров, воспроизводимых и оцениваемых в ходе испытаний объекта на данном испытательном оборудовании. Установленные (назначенные) нормы точности исследования элементов испытательного оборудования являются основой для разработки методик исследования элементов испытательного оборудования.

Методику аттестации испытательного оборудования разрабатывают на основе общей методологии, которая определяет возникающие в ходе разработки проблемы, позволяет их структурировать, определяет постановку задач исследований и намечает основные пути их решения. Методология аттестации испытательного оборудования в настоящее время в явном виде не сформулирована и не представлена в научно-технической литературе. Анализ нормативных документов, литературных источников, опыта разработки и исследований средств измерений и средств испытаний позволил выявить два основных принципа аттестации испытательного оборудования:

1. *Принцип обеспечения точности.*
2. *Принцип обеспечения достоверности.*

Принцип обеспечения точности аттестации испытательного оборудования включает следующие составные части:

- обеспечение корректности точностных требований к объекту испытаний;
- обеспечение точности воспроизведения эталонных воздействий на объект испытаний;
- обеспечение точности измерения результатов воздействий на объект испытаний;
- обеспечение корректности точностных требований к исследованиям средства испытаний;
- обеспечение точности воспроизведения и контроля эталонных воздействий на средство испытаний;

Составные части *принципа обеспечения достоверности* аттестации испытательного оборудования:

- обеспечение представительности результатов аттестации средства испытаний в части получения его характеристик, аппроксимируемых функциями;
- обеспечение представительности результатов, получаемых в ходе повторных испытаний.

Точность аттестации испытательного оборудования определяют по результатам анализа системы «объект испытаний – испытательная установка – средства аттестации испытательной установки». При этом погрешности воспроизведения и оценки параметров на каждой следующей ступени должны быть пренебрежимо малыми по сравнению с соответствующими погрешностями на предыдущей ступени. Именно поэтому первым частным элементом в реализации принципа обеспечения точности является анализ корректности точностных требований к объекту испытаний и их корректировка, если они оказались неконтролепригодными. Поскольку испытательное оборудование должно обеспечивать эталонные воздействия на объект испытаний, точность их воспроизведения должна быть много выше нормированной точности соответствующих испытуемых параметров. Если при этом осуществляют измерения результатов воздействий на объект испытаний, погрешности измерений должны быть пренебрежимо малыми по сравнению с погрешностями воспроизведения эталонных воздействий, чтобы не исказить о них информацию.

Аттестацию испытательного оборудования начинают с анализа точностных требований к исследованиям средства испытаний по всем функциональным параметрам, а также точности воспроизведения эталонных воздействий на средство испытаний и точности их контроля.

Достоверность аттестации испытательного оборудования связана с объемами получаемой при исследованиях информации. При этом следует различать разнородные результаты исследований, например, изменение некоторого выходного параметра при нормируемом изменении управляемого аргумента (нагружение – деформация, работа – нагревание, др.) и обеспечение достоверности аттестации конкретного значения параметра (параметра, характеризующего номинально однозначную величину или одну точку исследуемой зависимости). В первом случае обеспечение представительности экспериментально воспроизводимой функции зависит от числа и правильного расположения исследуемых точек, а во втором – от числа повторений экспериментов при воспроизведении номинально одинаковых результатов.

Предложенные принципы, цели и задачи позволят разрабатывать такие методики аттестации испытательного оборудования, которые обеспечат его успешную работу и получение достоверных результатов испытаний, что является необходимым условием обеспечения качества продукции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Испытания аппаратуры и средств измерений на воздействие внешних факторов/под ред. В.Д.Малинского. - М.: Машиностроение, 1993.- 153 с; 2. Ткаченко В.В., Закс Л.М. Система государственных испытаний продукции. - М.: Изд-во стандартов, 1984.-84 с; 3. Костылев Ю.С., Лосицкий О.Г. Испытания продукции. - М.: Изд-во стандартов, 1985. – 166 с; 4. Долинская М.Г., Таран В.А. Технологические испытания промышленной продукции.- М.: Изд-во стандартов, 1985 –203 с..

УДК 629.4. 027.27 (043)

В.И. Сенько, И.Ф. Пастухов, М.И. Пастухов

**ОБ УСИЛЕНИИ КОНТРОЛЯ ЗА ЛИТЫМИ ДЕТАЛЯМИ ТЕЛЕЖЕК
ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ
И ПЛАНОВЫХ ВИДАХ РЕМОНТА**

*Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь*

Боковые рамы и надрессорные балки тележки модели 18-100 грузовых вагонов относятся к крупногабаритным литым деталям со значительной разностенностью и сложными переходами, изготовить которые без литейных дефектов практически невозможно. При их изготовлении на вагоностроительных заводах осуществляется только визуальный контроль и поэтому скрытые дефекты в деталях не выявляются и они проявляют себя в эксплуатации как концентраторы напряжений и источники зарождения усталостных трещин. Борьба с дефектами ведется с момента начала выпуска тележек с литыми деталями. К текущему моменту большинство ремонтных предприятий стран СНГ оснащены неразрушающими средствами контроля, позволяющими выявлять при плановых ремонтах вагонов дефекты литья и возникающие от них в эксплуатации трещины в деталях. Для эффективной борьбы с дефектами разработана нормативная документация (ОСТ 32.183-2001 и др.), регламентирующая зоны неразрушающего контроля. Однако эти требования по неразрушающему контролю не в полном объеме отражают фактическое положение решаемой задачи. А оно выражается в том, что в зону контроля рам не попадают верхние зоны колонок и верхние наклонные пояса над технологическими отверстиями, а в надрессорных балках – наклонные поверхности в местах размещения фрикционных клиньев. Однако в эксплуатации возникают усталостные трещины и в указанных зонах.

Исследования выполненные во ВНИИЖТе показали, что внутренние дефекты литья без существенных острых кромок, удаленные от поверхности более чем на 5 мм и имеющие объемную форму с размерами до 16 мм в наибольшем измерении, не приводят к резкому повышению концентрации напряжений. Например, коэффициент концентрации напряжений в надрессорной балке в зоне усадочной или газовой раковины, не выходящих на поверхность детали не превышает 1,35 [1]. Однако и такие дефекты приводят к снижению предела выносливости детали при 95% вероятности разрушения на 26% [2]. Поверхностные дефекты и особенно дефекты попадающие в зоны высоких напряжений могут приводить к еще большему снижению предела выносливости, чем внутренние.

Кроме того установлено [5], что в процессе эксплуатации литых деталей тележек грузовых вагонов снижаются пластические свойства стали деталей, происходит

увеличение предела текучести (в 1,5 раза за 15...25 лет службы) и снижается разность ($\sigma_b - \sigma_T$) между пределами прочности и текучести, величина которой определяет радиус пластической зоны в вершине усталостной трещины в детали и скорость ее «прорастания» через пластическую зону. Поэтому при техническом обслуживании вагонов детали постройки до 1980 г. должны подвергаться наиболее тщательному контролю на предмет выявления визуально обнаруживаемых трещин в зонах наибольших напряжений. При плановых ремонтах вагонов контроль за литыми деталями должен осуществляться с помощью современного оборудования неразрушающего контроля и учитывать как напряженное состояние деталей, так и зоны наиболее вероятного залегания дефектов.

Поэтому неразрушающий контроль литых деталей должен быть дифференцированным. Зоны, в которых напряжения малы (до 0,5 от допускаемых) или в зонах, в которых действуют сжимающие напряжения – достаточно визуального контроля. И, наоборот, в зонах растягивающих напряжений контроль должен быть физический и более строгий.

С целью оценки напряженного состояния литых деталей и проверки соответствия распределения эксплуатационных повреждений с законом распределения дефектов [4] по зонам боковой рамы выполнен ее расчет на прочность на осевую нагрузку $P_0 = 230,5$ кН (23,5 тс) на два режима нагружения: первый (I) и третий (III).

При I режиме нагружения учитывалась продольная сила инерции, передающаяся от тележки, вертикальная от массы брутто вагона и 50-процентная вертикальная добавка от продольной силы инерции кузова. При этом инерционные массы тележки и кузова определены, согласно «Норм...», исходя из замедления вагона 3,5g. Продольная сила удара в автосцепку в этом случае принята равной 3,5 МН (350 тс). Величины расчетных сил на раму составили: продольная – 89,3 кН (8,93 тс), вертикальная статическая от массы брутто вагона (93,98 т) – 216,58 кН (21,65 тс) и вертикальная составляющая сил инерции при соударении вагонов на сортировочной горке – 223,1 кН (22,31 тс). Суммарная вертикальная составляющая при 50-процентной доли инерционной силы равна 328 кН (32,8 тс). По III режиму нагружения на раму передаются статическая сила $P_{ст} = 21,65$ тс, динамическая $P_d = 11,23$ тс, вертикальная составляющая боковых сил $P_b = 3,85$ тс и вертикальная составляющая сил инерции при торможении $P_n = 1,258$ тс. Инерционная сила при торможении определена исходя из замедления 0,2g.

Расчет рамы выполнен методом конечных элементов. В силу симметрии конструкции и действующей нагрузки расчетная схема рамы принята для ½ ее части.

Анализ результатов расчета рамы на вертикальные нагрузки по III режиму нагружения (Рисунок 1) и расчетов при одновременном действии продольных и вертикальных нагрузок по I режиму нагружения (Рисунок 2) показал, что сечениями рамы, определяющими ее эксплуатационную надежность, являются сечения по наружному (1) и внутреннему (2) углу буксового проема, в зоне горизонтального пояса (5) под опорой на буксу, по верхнему наклонному поясу и в нижнем углу рессорного проема (3) [3].

Как видно из рисунка 1 величины напряжений в наружном углу (1) буксового проема практически не зависят от вертикальной нагрузки и чрезвычайно малы (менее 5 МПа). Тем не менее в этом сечении в эксплуатации возникает до 32% трещин от всех их по раме. Невелики напряжения и в горизонтальном опорном поясе (5) рамы (53 МПа при допускаемых по III режиму 130 МПа), а появление трещин в нем в эксплуатации наибольшее – 40% от всех остальных зон [3].

Анализ результатов расчета рамы по I режиму нагружения показал, что наибольшие напряжения в раме возникают в наружном углу буксового проема (1) и в

горизонтальном наклонном поясе (5), в которых при продольной нагрузке 30 кН напряжения соответственно равны 114,1 и 125 МПа, при нагрузке 46 кН – они достигают допустимых значений для углеродистой стали 20Л – 183 МПа, а при расчетной продольной нагрузке 89,3 кН, возникающей при соударении вагонов на сортировочной горке – 342,7 МПа (Рисунок 2).

На рисунке 2 на графике $\sigma = f(T)$ нанесены значения допустимых напряжений для различных марок сталей: 20Л; 20ГЛ; 20Г1ФЛ и 20ХГНФЛ. Из графиков следует, что предельная продольная сила, при которой напряжения в наружном буксовом углу рамы достигают допустимых значений, равна: для стали 20Л – 46 кН (по экспериментальным данным – 75 кН); для стали 20ГЛ – 56 кН; для стали 20Г1ФЛ – 59 кН и для стали 20ХГНФЛ – 77 кН. Из этого сравнения следует, что для наиболее опасных зон рамы самым эффективным способом повышения их эксплуатационной надежности является переход на низколегированные стали повышенной прочности. Однако одного этого мероприятия недостаточно. Например, в нижнем углу рессорного проема рост продольной нагрузки при постоянной вертикальной не приводит к росту напряжений. И несмотря на то, что напряжения в нем значительно ниже допустимых ($85 < 183$ МПа, для стали 20Л по I режиму) повреждения в этой зоне в эксплуатации встречаются. Это говорит о том, что в данном сечении разрушающими нагрузками являются не продольные ударные (квазистатические), а вертикальные динамические, возникающие в процессе движения по магистральным путям. Но поскольку от них возникают максимальные напряжения ниже допустимых ($98,1 < 130$, для стали 20Л по III режиму), то дополняющим фактором для разрушения является появление на поверхности или внутри сечения (но не глубже 5 мм от поверхности) литейных дефектов. Литейные дефекты, являющиеся концентратором напряжений, становятся очагами зарождения усталостных трещин и источником разрушения деталей.

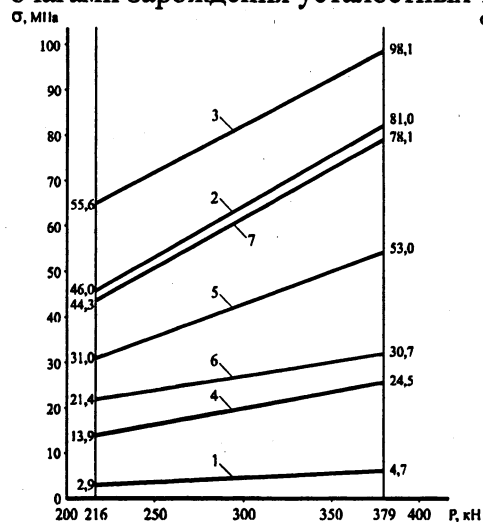


Рисунок 1. Зависимость напряжений в раме тележки модели 18-100 от вертикальной нагрузки: 1 – в наружном углу буксового проема; 2 – во внутреннем углу буксового проема; 3 – в нижнем углу рессорного проема; 4 – в верхнем углу рессорного проема; 5 – в горизонтальном поясе под опорой на буксу; 6 – в верхнем поясе рессорного проема; 7 – в верхнем наклонном поясе, примыкающем к буксовому проему

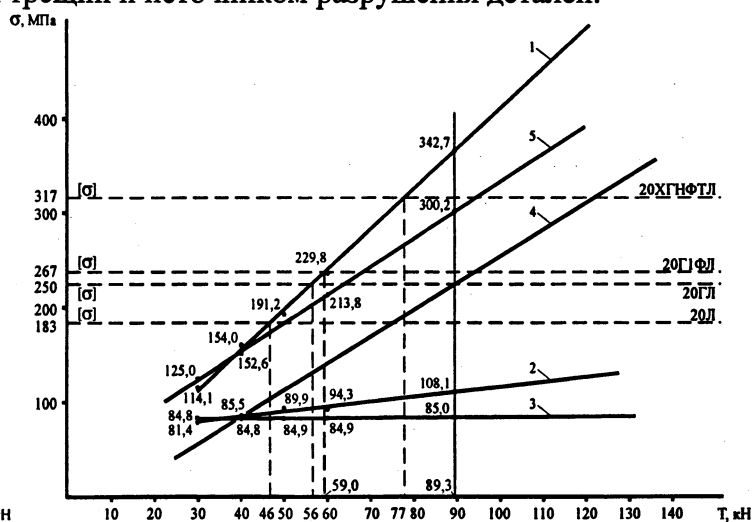


Рисунок 2. Зависимость напряжений в раме тележки модели 18-100 от продольной силы T при постоянной вертикальной силе 328 кН: 1 – в наружном углу буксового проема; 2 – во внутреннем углу буксового проема; 3 – в нижнем углу рессорного проема; 4 – в наружном углу буксового проема (экспериментальные данные ВНИИЖТа); 5 – в горизонтальном поясе под опорой на буксу

Таким образом, при любых режимах разрушение рамы в зонах 2 и 3 может быть только при попадании в них литых дефектов. Без дефектов – разрушения

маловероятны, так как напряжения в них ниже допускаемых. В зонах 1 и 5 напряжения могут превышать допускаемые при роспуске вагонов на сортировочных горках при маневровой работе (I режим). В частности, напряжения в них превышают допускаемые при движении вагонов с малыми скоростями через тормозные замедлители или при трогании вагона заторможенного на замедлителе. Поэтому разрушения рам в них доходят до 70% от всех остальных зон. Соответственно и опасность появления дефектов в зонах 1 и 5 выше, а следовательно, и контроль их должен быть более высокого качества.

Исходя из изложенного следует, что при изготовлении вагонов необходимо ввести неразрушающий контроль по 1, 2, 3 и 5 зонам рам, а при ремонте по рамам ввести обязательное дефектоскопирование зоны 5, а в надрессорных балках – наклонные поверхности под фрикционные клинья, внося изменения в ОСТ 32.183-2001.

ЛИТЕРАТУРА

1 Северинова Т.П., Шудрак С.М. Метод расчета напряженного состояния зоны технологического дефекта.// Вестник ВНИИЖТа, М.: 1996. №1. С.26...32; 2 Попов С.И., Худякова Н.А. Выбор критерия для оценки влияния литых дефектов на циклическую прочность деталей тележек грузовых вагонов. – В кн. Повышение надежности и совершенствование ремонта вагонов. Сб. научн. тр. ЦНИИ МПС, 1982, вып.652, С.115...120; 3 В.И. Сенько, И.Ф. Пастухов, М.И. Пастухов Анализ причин эксплуатационных повреждений литых деталей тележек грузовых вагонов.// Машиностроение. Республиканский межведомственный сборник научных трудов БНТУ, Мн.: 2003, вып.19. С.547...552; 4 В.И. Сенько, И.Ф. Пастухов, М.И. Пастухов Пути предупреждения эксплуатационных повреждений и продления срока службы литых деталей тележек модели 18-100 грузовых вагонов.// Машиностроение. Республиканский межведомственный сборник научных трудов БНТУ, Мн.: 2004. С.238...244; 5 Северинова Т.П. Исследование трещиностойкости сталей литых деталей тележек грузовых вагонов после длительного периода эксплуатации.// Вестник ВНИИЖТа. М.: 1999. №3. С. 35...40.

УДК 621.833.004.12

Г.И. Передкова, Е.И. Федоренко, Р.Ю. Щербаков

РАЗРАБОТКА СИСТЕМНОГО ПОДХОДА И МЕТОДОЛОГИИ УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ТРАНСМИССИЙ

*Институт механики и надежности машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Проблема создания конкурентоспособной техники возникает с возрастанием энергонасыщенности машин и повышением удельной напряженности деталей. В связи с этим появляется необходимость в разработке системного подхода и информационных технологий, позволяющих эффективно использовать результаты фундаментальных научных исследований, отражающих физическую сущность явлений, происходящих в поверхностных слоях высоконапряженных деталей. Эта проблема возникает в связи с тем, что существующие разработки автоматизированных технологий производства зубчатых колес недостаточно

учитывают изменение параметров качества материала в процессе технологического передела, которые существенно влияют на выбор технологии ХТО и долговечность деталей.

Так система управления качеством зубчатых передач, представленная в [1], отражает исключительно влияние точности обработки по всем операциям технологического процесса. Вместе с тем предлагаемый системный подход позволит синтезировать такую модель системы управления качеством, которая учитывает все упомянутые параметры качества и может быть использована при сквозном компьютерном проектировании и изготовлении зубчатых передач.

В предлагаемой работе систему можно определить как совокупность взаимосвязанных элементов, обладающих такими особенностями, когда свойства каждого элемента (подсистемы) и условия их взаимодействия определяют свойства и функционирование системы в целом. Разработка системы базируется на комплексном подходе обеспечения долговечности высоконапряженных зубчатых колес (рисунок 1).

Системный подход, как и любая другая научная методология опирается на эксперимент и ориентирована на выявление закономерностей, непосредственно следующих из наблюдений и экспериментов. В рассматриваемом случае системный подход основывается на гипотезе зарождения и распространения трещин в элементах субмикроструктуры металла, что позволяет с одной стороны связать взаимодействия микро- и субмикроструктуры при наложении внешних нагрузок и сопротивление их разрушению, а с другой - влияние размерных эффектов фазовых составляющих на свойства и особенности получения новых конструкционных дисперсионно твердеющих сталей. Такой подход позволит создавать новые высокопрочные материалы, а также добиваться улучшения свойств и показателей надежности и прочности используемых сталей в процессе технологического передела.

Исходя из сказанного, конструктивная модель системы в применении к обозначенной задаче исследования, можно представить в виде (рисунок 2).

Здесь *входная подсистема* - это металл для изготовления зубчатых колес, *выходная* - зубчатое колесо. Входная и выходная подсистемы могут становиться системами, т.к. взаимосвязаны общими требованиями обеспечения долговечности и надежности, которые обусловлены функционированием подсистем.

Рассмотрим взаимодействие подсистем в конструктивной модели.

Так управляющей подсистемой является конструкция зубчатого колеса. В пределах этой подсистемы решаются как внутренние, так и внешние управляющие задачи.

Подсистема "конструкция зубчатого колеса" содержит конструкторские и технологические решения, обеспечивающие повышение несущей способности зубчатых колес и снижение виброакустических характеристик. Элементы подсистемы включают:

- разработку рациональных конструкций зубчатых колес коробок передач с высокой несущей способностью и пониженной виброактивностью;
- геометрический синтез в обобщающих параметрах эвольвентного зацепления и расчет геометрических параметров зубчатых колес коробок передач, удовлетворяющих качественным показателям и снижению шумообразующих факторов;
- требования к выбору металла и его исходным параметрам качества, которые в процессе технологического передела обеспечивают оптимальные сроки службы зубчатых колес разработанной конструкции.

Входная подсистема - "металл" - это ресурс с параметрами качества на входе и измененными параметрами качества на выходе в результате технологического передела в зубчатое колесо.

Возможности изменения параметров качества металла в этом случае предполагают как использование традиционных цементуемых сталей, так и создание новых высокопрочных сталей, обладающих повышенным сопротивлением к разупрочнению при температурах до 400 °С. Таким образом, в подсистеме "металл" сосредоточено решение следующей задач:

- накопление ресурса обеспечения качества зубчатых колес в процессе технологического передела за счет работы подсистем, преобразования, транспорта и аккумулятора ресурсов с созданием баз данных;

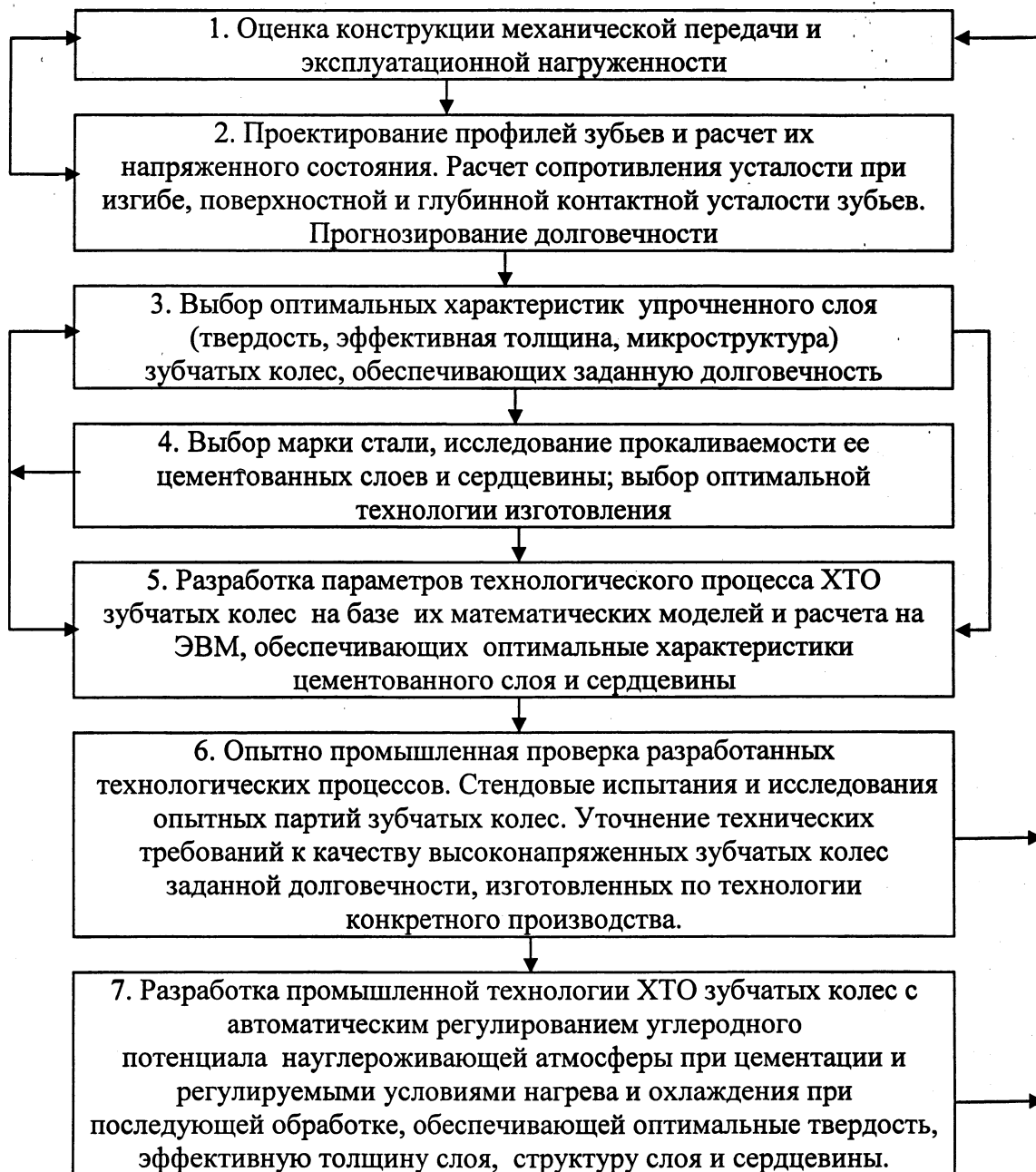


Рисунок 1

- разработка современных методов химико-термического упрочнения, которые закрепляют результаты, полученные при накоплении ресурсов качества в результате технологического передела;

- разработка новых дисперсионно-твердеющих сталей.

В процессе решения задач по накоплению ресурса качества металла в результате технологического передела определяются следующие параметры:

- химический состав, качество поверхностного слоя, макро- и микроструктура, величина зерна, прокаливаемость, усталостная прочность;

- расположение волокон металла штампованных заготовок и его влияние на прочностные характеристики

- изменение качественных параметров металла заготовок после предварительной термической обработки;

- исследование качества зубчатых колес после механической обработки (явление наклепа) с целью минимизации деформации при проведении ХТО.



Рисунок 2.

Проведение комплекса этих исследований позволит разработать комплексные процессы химико-термического упрочнения, а также обосновать необходимость создания новых конструкционных сталей.

Как видно из рисунка 2 накопление ресурса должно быть оформлено в виде баз данных, что является элементом отдельного рассмотрения.

Разработанный ИМИНМАШ технологический процесс содержит технические требования к качеству исходного металла, технологии изготовления заготовок, предварительной термической обработке и механической обработке, которые исходными данными для разработки технологии химико-термического упрочнения.

Формирование последовательности технологических операций осуществляется с учетом факторов технологической наследственности, что способствует сохранению и улучшению качества исходного металла.

Выходная подсистема - "химико-термическое упрочнение" включает разработку современных технологических процессов химико-термического упрочнения и базируется на исследованиях, определяющих закономерности формирования структуры диффузионных слоев, которые для нагруженных зубчатых колес планетарных передач автотракторной техники обеспечивают технические требования по нормативным документам ИМИНМАШ НАНБ (таблица 1), а также высокие характеристики изгибной и контактной усталости цементованных слоев.

Разработанный подход и методики управления процессами ХТО позволят создать автоматизированные процессы упрочнения на базе компьютерных технологий.

Анализ систем управления качеством представлен в таблице 2.

В настоящее время все перечисленные системы качества претерпевают изменения в связи с быстроменяющимися типами производства от массового до бережливого и активного.

Учет процессов изменения стал частью основополагающих принципов новой версии стандартов ИСО 9000-2000. Система TQM также постоянно и устойчиво обеспечивает улучшение качества по всем направлениям и включает следующие важнейшие аспекты:

- моделирование взаимосвязей, взаимодействий процессов обеспечения и улучшения качества;
- углубление понятий качества процессов и более четкое описание их особенностей;
- установление функциональных зависимостей между качеством процессов и их результатами;
- анализ и структурирование действий в системе улучшения качества по реализации нововведений.

Таблица 1

Нормативные показатели качества цементованного слоя и сердцевины, рекомендуемые ИМИНМАШ НАН Б для ответственных зубчатых колес

Контролируемые параметры цементованных и нитроцементованных зубчатых колес	Единица измерения показателя	Нормативные документы автотракторной промышленности РТМ 032.005-82 РТМ 37.002.0024-76 ОСТ 23.1.124-84	Данные из нормативных документов и национальных стандартов промышленно развитых стран.	ИМИНМАШ НАН Б Способ контроля по патенту №1169432, ТУ ИНДМАШ, ГОСТ 30572-98 ГОСТ 30634-99
<i>Цементованный слой:</i>				
Поверхностная твердость	HRC_3	58...63	58...62	59...63
Эффективная толщина:				
750 HV _{0,2}	мм	Не контролируется	Не контролируется	(0,08...0,1)т
700 HV _{0,2}	мм	Не контролируется	Не контролируется	(0,12-0,15)т

600 HV _{0,2}	мм	Не контролируется	(0,18...0,27) <i>т</i>	(0,2-0,22) <i>т</i>
550 HV _{0,2}	мм	(0,15...0,2) <i>т</i>	(0,18...0,27) <i>т</i>	Не контролируется
Глубина залегания троостита	мкм	Регламентируется бальной шкалой до глубины 15 мкм	Не допускается	Регламентируется до глубины 15 мкм
Темная составляющая	мкм	Регламентируется до глубины 15 мкм	Не допускается	Допускается в виде от дельных включений на глубину до 15 мкм
Карбидная сетка	балл	Не допускается	Не допускается	Не допускается
Размер карбидов и глубина их залегания	мкм	Регламентируется бальной шкалой не более 8-12 мкм	Мелкие карбиды	Регламентируется бальной шкалой не более 0,8-2 мкм при глубине залегания (0,03-0,05) <i>т</i>
Размер карбонитридов и глубина их залегания	мкм	Регламентируется бальной шкалой до 8-12 мкм	Мелкие карбонитриды	Регламентируется бальной шкалой до 0,5-2 мкм
Содержание бейнита и глубина его залегания	%	Не контролируется	Не контролируется	Регламентируется бальной шкалой до 6-8%
Дисперсность мартенсита (ГОСТ 8233-76)	балл	1-4	Структура мелко-игольчатого мартенсита	1-3
Размер зерна по ГОСТ5639-82	балл	Не регламентируется	Не регламентируется	7-12
Остаточный аустенит	балл	Регламентируется бальной шкалой до 4 балла. При рентгенографическом определении не более 25-30%	Регламентируется бальной шкалой. При рентгенографическом определении не более 15-20%	Регламентируется бальной шкалой до 4 балла. При рентгенографическом определении не более 30-35%
Толщина слоя до переходной зоны 0,4% С	мм	(0,15-0,21) <i>т</i>	(0,18-0,27) <i>т</i>	(0,20-0,25) <i>т</i>
Сердцевина				
Твердость	HRC ₂	29 – 42	30...45	30 – 41
Содержание феррита	балл	Регламентируется бальной шкалой	не допускается	Регламентируется бальной шкалой
Структурные составляющие	-	Троосто – мартенсит	Троосто – мартенсит	Бейнит-троосто-мартенсит
Размер зерна ГОСТ5639-82	балл	Не регламентируется	Не регламентируется	7-10

Анализ систем управления качеством в машиностроении

I. ИСО-9000	II. Евросистемы в рамках законодательства ЕЭС	III. Система ТОМ (Всеобщее управление качеством)	IV. Система QS 9000
1. Проектирование или разработка ТУ, разработка продукции. 2. Материально-техническое снабжение. 3. Подготовка и разработка производственных процессов. 4. Производство 5. Контроль и проведение испытаний. 6. Упаковка и хранение продукции. 7. Реализация. 8. Монтаж и эксплуатация. 9. Техническая помощь и обслуживание. 10. Утилизация после использования. 11. Маркетинг, поиски, изучение рынка.	1. Обеспечение высокого технического уровня; 2. Создание испытательных лабораторий; 3. Тиражирование практических работ испытательных лабораторий; 4. Представление информации по разработке стандартов; 5. Банк данных по сертификации; 6. Соответствие требований к техническому уровню; 7. Разработка законов и процедур по испытаниям и сертификации.	1. Запросы потребителя; 2. Учет взаимосвязей процессов по жизненному циклу изделия; 3. Измерения и принятие решений, базирующихся на статистических методах; 4. Непрерывное улучшение качества; 5. Формирование команды исполнителей; 6. Использование методологии ЕЭС для выбора наилучших образцов, продуктов, услуг.	1. Требования, основанные на ИСО-9000. 2. Отраслевые требования 3. Специфические требования потребителя. 4. Процесс оценки системы качества. 5. Кодекс практики органов по сертификации. 6. Специальные характеристики и символы. 7. Национальные эквиваленты ИСО-9001 -9002.

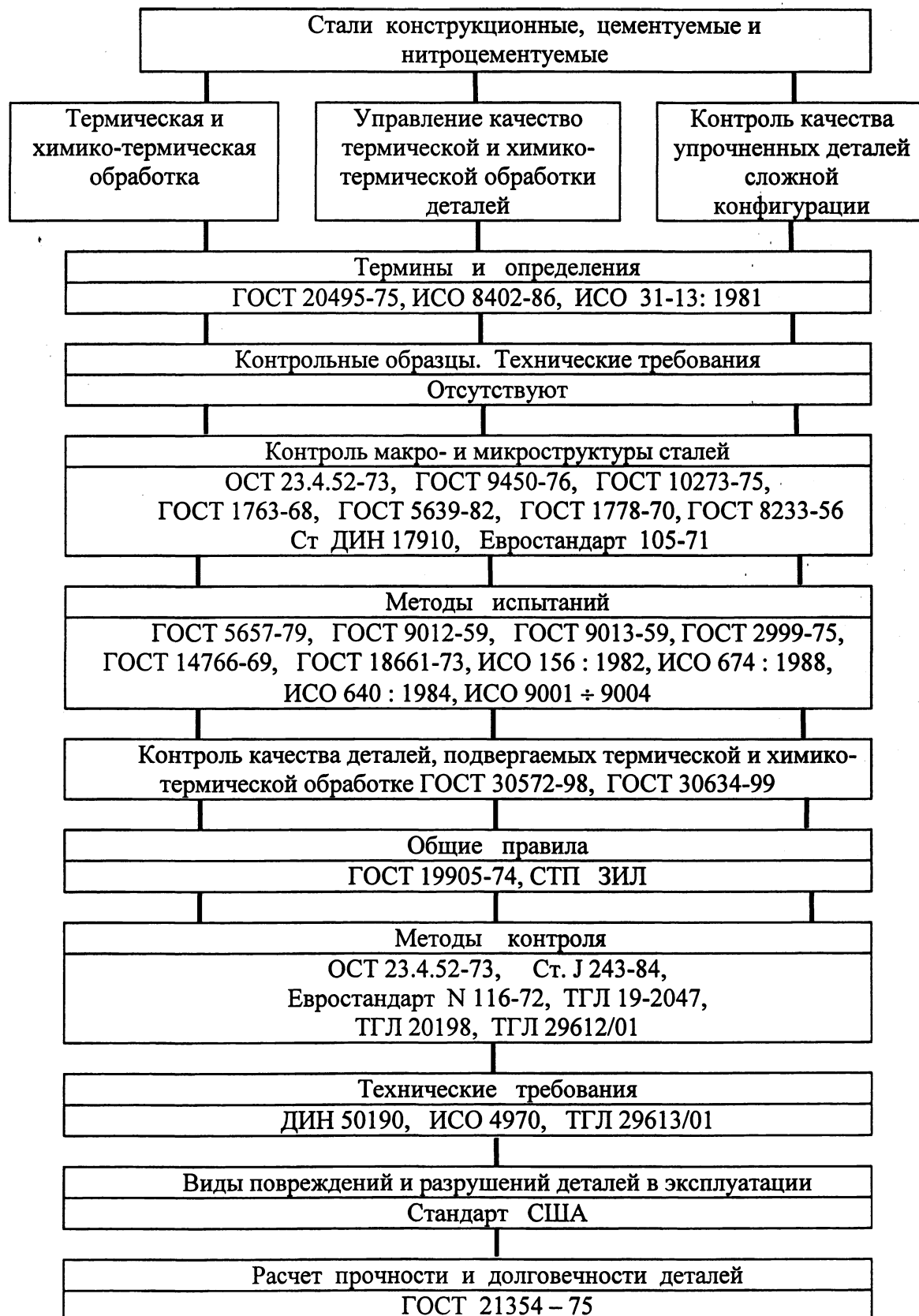
1. Система ИСО-9000 имеет слабость в том, что экономическая эффективность как целевая установка в них выражена слабо.
2. Система ТОМ ориентируется на постоянные улучшения качества, а также минимизацию затрат. Однако эта система носит концептуальный характер, так как не обеспечена таким количеством стандартов как ИСО-9000.
3. Система QS-9000 по существу развивает основную идею стандартов ИСО и строит отношения с поставщиками на основании проверок производства и систем качества, которые должны предотвратить выпуск некачественной продукции.

Таким образом, TQM не только обеспечивает преемственность с ИСО 9000-2000, QS-9000, но имеет существенно важные собственные достижения.

Для разработки систем управления качеством химико-термического упрочнения в таблице 3 представлены действующие нормативные документы.

В целом рассмотренные в настоящем докладе основные принципы разработки систем управления качеством позволяют создать современную методологию

Система стандартов по материаловедению, материалам и контролю качества деталей



управления качеством при изготовлении высоконапряженных зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных машин, элементами которой являются:

- системный подход;
- информационные базы данных по всему циклу изготовления;
- комплекс стандартов и нормативных документов, обеспечивающих контроль параметров качества;
- нормативные документы, рекомендуемые ИМИНМАШ НАНБ;
- требования систем управления качеством ИСО 9000-2000 и TQM.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сусин А.А., Руденко С.П. и др. Технология производства и методы обеспечения качества зубчатых колес и передач". Учеб.пособие// В.Е.Антонюк. Под ред. В.Е.Старжинского и М.М.Кане: Мн. УП "Технопринт", 2003. С.184-235; 2. Гличев А.В. Основы управления качеством продукции, М. 2001. 3. Сусин А.А. Надежность, высокоэффективные конструкционные стали и технологии изготовления деталей – предпосылки внедрения системы управления качеством TQM// Материалы межд. н-т. конф. «55 лет МТЗ». Мн., 2001. С. 87-94.

УДК 621.43.065.004.12

В.Я. Груданов

НОВЫЕ РЯДЫ ПРЕДПОЧТИТЕЛЬНЫХ ЧИСЕЛ В ТРАКТОРО - И АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ

*Могилевский государственный университет продовольствия
Могилев, Беларусь*

В настоящее время расчет, проектирование и конструирование машин и аппаратов в различных областях техники, как правило, осуществляется бессистемно в основном, по частным эмпирическим инженерным методикам с привлечением большого количества поправочных коэффициентов, не имеющих достаточного теоретического обоснования и не отражающих реальные рабочие процессы, что в принципе делает невозможным создание машин и механизмов с высоким техническим уровнем.

Вместе с тем в практике конструирования и создания технических устройств мирового уровня все чаще для достижения технического совершенства применяются так называемые ряды предпочтительных чисел (ПЧ), на основе которых разрабатываются международные стандарты и даже фирменные (наиболее жесткие).

Предпочтительные числа – это тщательно и научно подобранные цифровые величины, которыми рекомендуется пользоваться при конструировании вновь создаваемых технических объектов и устройств.

Эти числа устанавливают взаимосвязь в размерах деталей и узлов, мощность, производительность, грузоподъемность и т.д., при этом теория предпочтительных чисел создавалась на протяжении столетий учеными многих стран мира.

Ряды предпочтительных чисел основаны на принципе геометрической прогрессии. Согласно определению, предпочтительные числа – система параметрических десятичных рядов чисел, построенных по геометрической прогрессии со знаменателем $q = \sqrt[n]{10}$, где $n = 5, 10, 20, 40$ и 80 – номера рядов безграничных как в

большую, так и в меньшую сторону и обладающих свойствами, которые позволяют применять их при выборе основных и базовых размеров, параметров и характеристик изделий, при этом система ПЧ дает возможность устанавливать оптимальную взаимосвязь параметров деталей и узлов не только в одной машине, но и в различных отраслях промышленности.

Наибольшее применение получили ряды $R5$, $R10$, $R20$, $R40$ и $R80$, для которых значения q соответственно приблизительно равны 1,59; 1,25; 1,12; 1,06 и 1,03 или более точно, что представлено в таблице 1.

Таблица 1

Существующие ряды предпочтительных чисел

Ряды предпочтительных чисел	$q = \sqrt[n]{10}$, где $n = 5, 10, 20, 40, 80$
R5	1,585
R10	1,259
R20	1,122
R40	1,059
R80	1,029

Однако известные ряды $R5, R10, R20, R40$ и $R80$ не имеют достаточно полного научного обоснования и по этой причине их значения не обладают необходимой точностью, а, следовательно, их применение не дает возможности достигать технического совершенства при создании новой техники.

В результате многолетних научных исследований нами была установлена впервые неизвестная ранее теоретическая взаимосвязь между основными рядами предпочтительных чисел, золотой пропорцией и числами ряда Фибоначчи, заключающаяся в том, что значения знаменателей геометрических прогрессий основных рядов определяются по формуле

$$q_n = \sqrt[n]{\Phi},$$

где q_n – значение знаменателя геометрической прогрессии n -ого основного ряда предпочтительных чисел;

$\Phi = 1,618\dots$ – значение золотой пропорции;

n – целые числа 1, 2, 4, 8 и 16.

Определение рядов предпочтительных чисел по формуле $q_n = \sqrt[n]{\Phi}$ даст более точные значения знаменателей геометрической прогрессии основных рядов $R5$, $R10$, $R20$, $R40$ и $R80$, что показано в таблице 2.

Таблица 2

Новые ряды предпочтительных чисел

Ряды предпочтительных чисел	$q = \sqrt[n]{\Phi}$, где $n = 1, 2, 4, 8, 16$
R1	1,618
R2	1,272
R4	1,128
R8	1,062
R16	1,031

Сравнение новых и известных значений рядов предпочтительных чисел показывает, что разница между ними составляет 1,5...1,7%. Вроде бы это и не много! Однако именно в этих процентах и заключается достижение технического совершенства различных технических устройств, в частности, их рабочих органов.

Новые значения являются наиболее точными прежде всего потому, что они определены на основе законов природы, а не чисто математически как в существующих рядах.

Сегодня уже установлено, что окружающий нас растительный и животный мир на Земле основан на закономерностях ряда Фибоначчи и свойствах «золотой» пропорции.

Ряд Фибоначчи был открыт в 1226 году и имеет вид: $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7, \dots, a_n$, где a_n – целые числа: 1, 1, 2, 3, 5, 8, 13, 21, 34, 55, 89, 144, 233 ...

Из этого ряда определяется значение «золотой» пропорции Φ .

$$\lim_{n \rightarrow \infty} \frac{a_{n+1}}{a_n} \cong 1,618... = \Phi$$

Золотая пропорция отражает форму объекта, а числа Фибоначчи его содержание. Золотая пропорция и числа (коды) Фибоначчи – это два главных критерия, определяющие оптимальные параметры окружающей нас действительности на Земле и позволяющие достигать совершенства в конструкции растительного или животного мира.

В этой связи определение новых рядов предпочтительных чисел по формуле $q = \sqrt[3]{\Phi}$ позволяет нам использовать законы Природы при конструировании новой техники и тем самым достигать технического совершенства.

Открытие дает возможность глубже понять тайны создания окружающего нас, прежде всего животного мира; свидетельствует об их едином генетическом коде построения и конструирования, в частности, оно показывает, что никогда один вид животных не может превратиться в другой: обезьяна не может превратиться в человека и даже (по Ф. Энгельсу) при интенсивной трудовой деятельности. Однако все виды животных сконструированы по одним и тем же принципам, в основе которых положены фундаментальные законы природы – золотая пропорция и числа ряда Фибоначчи.

Данное открытие позволяет приблизить по техническому уровню создаваемые человеком технические устройства к живым объектам, составляющим животный и растительный мир планеты Земля. Таким образом, создавать новую технику необходимо на основе максимального применения законов золотой пропорции и свойств ряда чисел Фибоначчи, что, как известно, является критериями гармонии и красоты в живой и неживой природе (в окружающем нас мире).

Использование новых, более точных значений рядов предпочтительных чисел обуславливает достижение технического совершенства конструкции объекта практически в любой области техники, создает единую теоретическую основу для расчета и конструирования рабочих органов машин и аппаратов, отличающихся устройством, принципом действия и функциональным назначением; закладывает основы принципиально новых системных подходов к изучению, конструированию и проектированию новых типоразмерных рядов технических устройств на основе фундаментальных законов природы; коренным образом меняет представление о технических устройствах, как о едином целом с живыми объектами.

Новые ряды предпочтительных чисел применимы для всех отраслей народного хозяйства при решении вопросов, связанных с установлением наиболее рациональных закономерностей построения параметрических рядов изделий и согласованием основных взаимосвязанных параметров и размеров в различных отраслях промышленности: двигателестроении, тракторостроении, автомобилестроении,

самолестроении, вооружении, кораблестроении; при конструировании машин и механизмов для пищевой промышленности, медицине и бытовой техники и т.п., при этом сегодня уже правомерно говорить не о двух самых значимых мировых константах – числах $e=2,718\dots$ и $\pi=3,141\dots$, а о трех: e , π и Φ , причем все эти константы являются числами иррациональными и связанными математически между собой. Так, например, показательна связь чисел π и Φ :

Как известно, площадь круга $S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$, где d – диаметр круга.

Или $d^2 = \frac{4}{\pi} \cdot S = 1,272 \cdot S$ и $d = 1,128 \cdot \sqrt{S}$, т.е. в площадь круга уже входит значение золотой пропорции (ее производные): $\Phi = 1,618$; $\sqrt{\Phi} = 1,272$; $\sqrt[4]{\Phi} = 1,128$; (см. табл. 2), при этом $\Phi^2 = 2,618$.

Новые предпочтительные числа целесообразно применять при проектировании основных узлов и деталей тракторов и автомобилей.

Особенно перспективно использование новых рядов ПЧ при расчете и конструировании глушителей шума для двигателей внутреннего сгорания. Глушители шума являются неотъемлемой частью выпускной системы двигателей внутреннего сгорания и их конструкция во многом определяет эксплуатационные и экономические характеристики энергосилового устройства. Анализ современных тенденций в их проектировании показывает на наличие большого числа технических решений в зависимости от размерности и характеристик выпускаемых двигателей внутреннего сгорания.

Однако, несмотря на многообразие технических решений, до настоящего времени не создана единая научно-обоснованная методика расчета геометрических параметров перфорации внутренних элементов глушителя, что существенно усложняет их разработку, обуславливает бессистемное проектирование, сдерживает создание перспективных образцов на модульном принципе конструирования с высокой эффективностью шумоглушения.

Нами разработана принципиально новая инженерная методика расчета геометрических параметров унифицированных глушителей шума.

В основу предлагаемой методики расчета геометрических параметров глушителей положена концепция, построенная на широком использовании законов золотой пропорции и свойств ряда чисел Фибоначчи. На рисунке 1 представлена принципиально-конструктивная схема типового глушителя шума.

Согласно новой методике геометрический расчет глушителя осуществляется исходя из следующих основных предпосылок:

1. В качестве определяющего параметра глушителя принят диаметр впускного патрубка и площадь проходного сечения перфорации входной центральной трубы определяется в зависимости от площади поперечного сечения впускного патрубка

$$F_2 = 1,272 \cdot F_1, \quad (1)$$

где F_1 – площадь поперечного сечения впускного патрубка;

F_2 – площадь проходного сечения перфорации входной центральной трубы.

2. Площади проходных сечений всех внутренних перфорированных элементов глушителя шума по ходу движения отработавших газов равны между собой.

3. Диаметры отверстий перфорации внутренних элементов глушителя по ходу движения отработавших газов уменьшаются, а количество отверстий перфорации – увеличивается.

4. Диаметры отверстий перфорации во внутренних элементах глушителя связаны между собой соотношением

$$d_n = 1,618 \cdot d_{n+1}, \quad (2)$$

где d_n – диаметр отверстий перфорации n -го внутреннего элемента глушителя, считая от впускного патрубка;
 n – порядковый номер внутреннего элемента, считая от впускного патрубка.

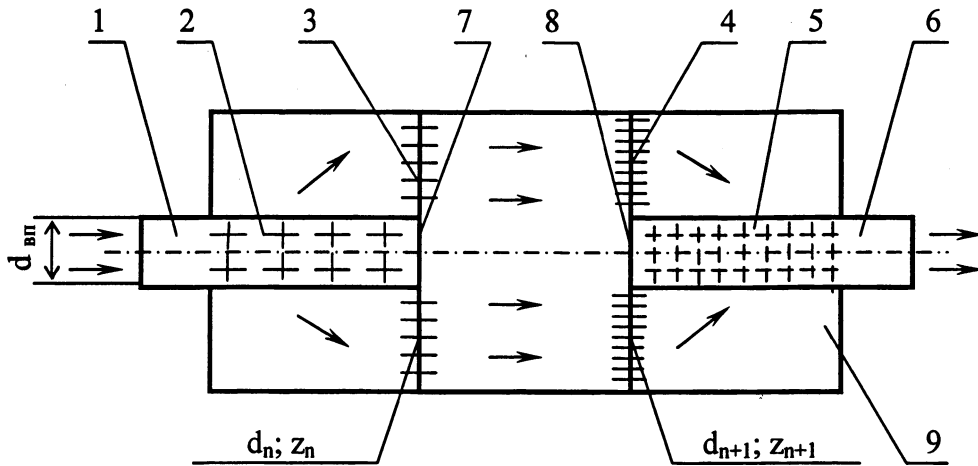


Рисунок 1. Принципно-конструктивная схема глушителя.

1 – впускной патрубок; 2 – входная центральная труба; 3 – входная поперечная перегородка; 4 – выходная поперечная перегородка; 5 – выходная центральная труба; 6 – выпускной патрубок; 7,8 – заглушка; 9 – корпус глушителя; $d_{вп}$ – диаметр впускного патрубка; d_n – диаметр отверстий перфорации n -го внутреннего элемента; z_n – количество отверстий перфорации в n -ом элементе.

5. Количество отверстий перфорации во внутренних элементах глушителя связано между собой соотношением

$$z_n = \frac{z_{n+1}}{2,618}, \quad (3)$$

где z_n – количество отверстий перфорации в n -ом внутреннем элементе глушителя, считая от впускного патрубка.

6. Расположение отверстий перфорации на входной 3 и выходной 4 перегородках принимаем концентрическое. Радиусы окружностей, на которых расположены отверстия, определяются по формуле

$$R_m = (1,272)^m \cdot R_0, \quad (4)$$

где R_m – радиус m -ой окружности, на которой расположены отверстия;
 m – порядковый номер окружности, считая от оси глушителя;
 R_0 – радиус впускного патрубка.

7. Расположение отверстий перфорации на входной 2 и выходной 5 трубах шахматное, с равномерным шагом как в поперечном, так и в продольном направлениях, при этом принимаем

$$\frac{a}{b} = 1,618, \quad (5)$$

где a – шаг перфорации в поперечном направлении;
 b – шаг перфорации по длине трубы.

Предложенная методика была реализована в опытном образце глушителя шума, изготовленного и испытанного на Могилевском автомобильном заводе им.

С.М.Кирова. Опытный образец был изготовлен на базе серийного глушителя при неизменных габаритных и присоединительных размерах.

Проведенные исследования позволили сделать вывод о несомненных преимуществах модернизированного глушителя шума:

- существенное упрощение методики расчета его геометрических параметров;
- упрощение конструкции глушителя и снижение его массы;
- снижение затрат труда на изготовление и сборку глушителя;
- более совершенные газодинамические и акустические характеристики глушителя шума;

- стандартизация и унификация глушителей, и их интеграция в международную систему конструирования новой техники.

В заключение отметим, что на базе новых значений предпочтительных чисел нами создано более пятидесяти изобретений, защищенных авторскими свидетельствами СССР и патентами РФ и РБ, причем в различных областях техники: двигателестроении, энергетике, пищевой промышленности, общественного питания и торговли. И здесь уже можно говорить об открытии нового класса изобретений, основанных на законах золотой пропорции и чисел ряда Фибоначчи.

ЛИТЕРАТУРА

1 Глушитель шума двигателя внутреннего сгорания. Патент РФ №2056508. Заявлено 12.01.93. М.кл. 0 IF 5/02 Оpubл. 20.03.96. Бюл.№8 №93002786/06Груданов В.Я. Акуленко С.В.; 2 Устройство для очистки отработавших газов двигателя внутреннего сгорания. Патент РБ №1178. Заявлено 03.01.94. Зарегистрирован 03.10.95. М.кл.013/02№1123А Груданов В.Я. Акуленко С.В. Кирик И.М.; 3 Груданов В.Я., Акуленко С.В. Основы геометрического расчета унифицированных глушителей шума - новая модель. Двигателестроение. -1996.-№1. 4 В. Я. Груданов, Л.Ф. Глущенко, В.В. Климович Совершенствование конструкций машин и аппаратов пищевых производств: учебн. Пособие. - Мн.: 1996. -248 с.

УДК 629.114.112

В.А. Дзюнь, С.М. Минюкович, Е.Г. Тишкевич, А.В. Шмелев

ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА ДЛЯ СЕРТИФИКАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ ДВИГАТЕЛЯ МЕТОДОМ БУКСИРОВКИ

*Институт механики и надежности машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Создание новых моделей автомобилей, совершенствование и модернизация продукции, сертификация и систематический контроль за качеством выпускаемых автомобилей и их агрегатов обуславливает необходимость проведения весьма значительных объемов опытно-конструкторских, испытательных и научно-исследовательских работ.

Наиболее полную оценку качества автомобиля, как и любой другой мобильной машины, можно получить только в результате ходовых, пробеговых испытаний. Требования к достоверности и воспроизводимости результатов испытаний повлекли за собой необходимость проектирования и строительства специальных дорог, а также использования современных аппаратурных средств, обеспечивающих необходимую

точность данных измерений, а также возможность их регистрации, накопления и обработки.

Для официального утверждения автотранспортных средств [1] в отношении установки на них двигателей с воспламенением от сжатия, официально утвержденных по типу конструкции в отношении выделяемых ими загрязняющих веществ, необходимо проведение комплекса сертификационных испытаний на соответствие Правилам ЕЭК ООН № 24 и № 49 [2]. Процедура испытаний в этом случае предусматривает определение максимальной мощности на основе измеренных частоты вращения с точностью $\pm 0,5\%$ и крутящего момента с точностью $\pm 1\%$. Количество измерений должно быть достаточным для правильного построения кривой мощности между наименьшей и наибольшей частотами вращения, указанными заводом-изготовителем. Правилами ЕЭК ООН № 49 устанавливается цикл из 13 операций, содержащих фиксированные нагрузки двигателя от холостого хода до 100%. В течение каждого режима отклонение числа оборотов двигателя от установленного должно составлять ± 50 об/мин, а крутящего момента - $\pm 2\%$ от максимального крутящего момента при испытательном режиме работы двигателя. Применяемый в настоящее время способ определения нагрузки и мощности двигателя по температуре выхлопных газов не позволяет обеспечить требуемую точность измерений.

Сущность метода испытаний автомобильных двигателей методом буксировки состоит в том, что нагрузка на двигатель, установленный на автотранспортное средство, создается буксируемым нагружающим устройством, которое позволяет плавно регулировать сопротивление движению испытуемого автомобиля при различных скоростях. Преимущество метода состоит в применимости ко всем типам транспортных средств и отказе от дорогостоящих динамометрических стендов. Результаты испытаний могут использоваться как при проектировании новых моделей, так и при совершенствовании системы управления имеющихся образцов. Кроме того, имеется возможность определения мощностных и экологических параметров сертифицированного двигателя, установленного на несертифицированное шасси для официального утверждения, касающегося выброса вредных веществ и выброса видимых загрязняющих веществ автомобильными двигателями.

Главным звеном упомянутого метода является информационно – измерительная система (ИИС), с помощью которой осуществляется управление процессом испытаний, регистрация и обработка результатов. Алгоритм работы ИИС разрабатывается с учетом методики испытаний. В частности, требования к ИИС для сертификационных испытаний определяются предписаниями Правил ЕЭК ООН №№ 24, 49, которые устанавливают определяемые параметры испытываемых двигателей, процедуру проведения испытаний, требования к средствам измерений.

Структура ИИС содержит мобильную ПЭВМ с интегрированным программным обеспечением и комплекс датчиков, обеспечивающих измерение показателей нормальной работы двигателя и оптимальных условий испытаний (температура охлаждающей жидкости, давление масла, температура воздуха на впуске и т.п.), а также показателей, необходимых для оценки параметров, являющихся предметом испытаний и свойств, подлежащих сертификации - крутящего момента на карданном валу, угловой скорости коленчатого вала двигателя.

Установлено, что для выполнения методики сертификационных испытаний необходимо проводить измерения показателей двигателя на различных режимах работы, попеременно изменяя величину крутящего момента и частоту вращения коленчатого вала.

Информационно – измерительная система должна обеспечить измерение с определенной точностью следующих показателей, определяемых в зависимости от объема испытаний:

- крутящего момента двигателя с точностью $\pm 1\%$ измеренного крутящего момента, для регистрации крутящего момента предпочтительно использование тензоусилителя телеметрического типа ТТ01 производства ООО «Гилком» (Минск) [3];
- частоты вращения коленчатого вала с точностью $\pm 0,5\%$;
- расхода топлива с точностью $\pm 1\%$;
- температуры атмосферного воздуха на входе в двигатель с точностью $\pm 1^\circ \text{C}$;
- температуры охлаждающей жидкости с точностью $\pm 2^\circ \text{C}$;
- температуры масла с точностью $\pm 2^\circ \text{C}$;
- температуры топлива с точностью $\pm 2^\circ \text{C}$;
- температуры отработавших газов с точностью $\pm 20^\circ \text{C}$;
- барометрического давления с точностью $\pm 200 \text{ Па}$ (2,0 мбар);
- давления масла с точностью $\pm 20 \text{ кПа}$ (200 мбар);
- давления отработавших газов с точностью $\pm 3\%$;
- угла начала подачи топлива с точностью $\pm 1^\circ$ поворота коленчатого вала;
- давление во впускном тракте с точностью $\pm 200 \text{ Па}$ (2,0 мбар);
- давление наддува.

При испытаниях двигателей с использованием буксировки, алгоритм метода состоит в нагружении испытуемого двигателя, установленного на автомобиле – тягаче, буксируемым устройством, которое создает контролируемое сопротивление движению автопоезда, в процессе движения измеряются мощность, частота вращения и экологические показатели работы двигателя – входные данные для математической модели испытаний.

При определении мощности нетто – эффективной мощности, снятой с коленчатого вала двигателя, при полной подаче топлива.

При определении мощности брутто двигатель должен быть укомплектован серийным оборудованием и устройствами.

Регуляторная ветвь скоростной характеристики определяются в диапазоне от максимальной частоты вращения холостого хода до номинальной частоты вращения на указанных ниже режимах, в последовательности:

- а) 85% крутящего момента при номинальной частоте вращения;
- б) без нагрузки;
- в) 50% крутящего момента;
- г) 100% крутящего момента при номинальной частоте вращения;
- д) 25% крутящего момента;
- е) 75% крутящего момента.

При определении скоростных характеристик должны быть выявлены точки, соответствующие минимальной рабочей, номинальной и максимальной частотам вращения (по ТУ двигатель для мощности нетто или брутто), частотам вращения при максимальном крутящем моменте, при минимальном удельном расходе топлива и при начале срабатывания ограничителя частоты вращения.

Программное обеспечение для сбора данных ИИС получает данные от измерительных модулей системы сбора данных измерений, сохраняет их, например, на жесткий диск и отображает графически в виде осциллограммы. Программа предоставляет пользователю возможности настройки процесса сбора данных, их сохранения и отображения.

Для передачи данных от места сбора к месту отображения в программе используются каналы трех различных типов. Первый тип каналов – измерительный. По этим каналам передаются данные, поступающие на входы измерительного модуля. Для этого предварительно, до начала измерений, к входам измерительных каналов подключаются соответствующие датчики и активизируются измерительные каналы с описанием их свойств. К свойствам измерительных каналов относятся частота дискретизации опроса датчиков, параметры срабатывания, тарифовочные коэффициенты, единицы измерений и т.д.

В процессе измерения можно визуально отслеживать данные измерений, передаваемые по измерительным каналам, используя для этого каналы оперативного отображения.

Второй тип каналов – каналы данных. По каналам данных результаты измерений передаются от измерительных каналов для сохранения в оперативной памяти или на жестком диске. Сохраненные данные, полученные по измерительным каналам, становятся доступными в виде каналов данных после завершения измерения.

Третий тип каналов – каналы отображения. Они предназначены для отображения данных измерения на экране. В зависимости от режима работы можно использовать каналы оперативного и автономного отображения. В процессе измерения измерительные каналы предоставляют информацию на каналы оперативного отображения, за счет чего и осуществляется визуализация измерения. Настройки отображения могут устанавливаться посредством задания параметров каналов отображения. К таким настройкам относятся масштаб, цвет и т.д.

Однако существующее программное обеспечение (Turbolab Dynamics компании CORRSYS-DATRON Sensorsysteme GmbH.– Германия, ME 5-INTEGRA компании MULTIDATA.- Великобритания [4]) не позволяет мгновенно отображать результаты измерений, т.е. осуществлять обратную связь с испытателем, что является необходимым условием для ступенчатого регулирования нагрузки. Имеется лишь возможность регистрации результатов испытаний с последующим просмотром после остановки испытаний.

При остановке измерения через каналы данных имеется доступ к результатам измерений. В нашем случае это значения частоты вращения коленчатого вала двигателя и крутящего момента на карданном валу. В программном обеспечении для сбора данных имеются возможности для экспорта этих значений в формат ASCII.

В программном обеспечении для обработки данных осуществляется считывание значений частоты вращения и крутящего момента в формате ASCII. До или после считывания этих значений вводятся передаточные числа трансмиссии и КПД трансмиссии автомобиля до места установки датчиков частоты вращения и крутящего момента. Все эти данные обрабатываются в соответствии с разработанным алгоритмом. В результате расчета пользователь получает значение мощности двигателя для заданного режима.

Регистрация частоты вращения и крутящего момента повторяются на других режимах движения автомобиля с последующей обработкой результатов измерений и расчетом мощности двигателя для каждого режима. Итогом является определение режима движения автомобиля, на котором используется максимальная мощность двигателя. Сопутствующая расчету информация может выводиться как в табличном, так и в графическом виде. Результаты расчета можно сохранить во внешний файл.

Информация о режимах работы двигателя в данном случае является основой для проведения замеров выброса вредных веществ и выброса видимых загрязняющих веществ автомобильными двигателями.

ЛИТЕРАТУРА

1 СТБ 5.2.03-2000 Порядок проведения сертификации колесных транспортных средств, предметов их оборудования и частей; 2 Правила Европейской Экономической Комиссии Организации Объединенных Наций №№ 24, 49; 3 Сертификат об утверждении типа средства измерений № 1951. – Республика Беларусь; 4 Новые программные продукты ведущих фирм: Номенклатурный сборник (каталог) по зарубежным и отечественным приборам, средствам автоматизации и технологическому оборудованию: НСК-11/ Информприбор. - Москва, 1996-25 с.

УДК 620.178.53

В.Л. Басинюк

ОЦЕНКА ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ И КАЧЕСТВА ИЗГОТОВЛЕНИЯ И СБОРКИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

*Институт механики и надежности машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

К одному из основных источников виброакустической активности трансмиссий на основе зубчатых передач можно отнести динамические процессы, сопровождающие взаимодействие зубьев шестерен в процессе передачи крутящего момента. Уровень и спектральный состав генерируемого шума и вибраций представляют самостоятельный интерес с позиций обеспечения экологической безопасности эксплуатации объекта. Как правило, их предельно допустимые уровни регламентируются техническими требованиями на изделие и в настоящее время являются одним из основных способов защиты внутренних рынков индустриально развитых стран от аналогичной отечественной продукции внешних производителей.

Как показывает анализ результатов исследований, проведенных в ИМИНМАШ НАН Беларуси [1-3] и Институте машиноведения РАН [4] параметры шума и вибраций, в определенной мере могут служить основой для комплексной, а, в ряде случаев, и более информативной оценки качества изготовления и сборки, как самих зубчатых передач, так и узлов на их основе и трансмиссии в целом. В ряде случаев на основе анализа этих данных с использованием специальных методик выделения и обработки информативных составляющих сигнала можно с высокой степенью достоверности определить действительную нагруженность зубчатых передач, их техническое состояние и прогнозируемый или остаточный ресурс.

Таким образом, обеспечение при изготовлении технических требований к уровню и спектральному составу шума и вибраций, генерируемых как зубчатыми передачами, так и другими, взаимосвязанными с ними узлами и системами объекта, во многом определяет не только соответствие изделия требованиям безопасности по виброакустическим параметрам, но и качество его изготовления и сборки, а также конкурентоспособность и ликвидность.

Вместе с тем, виброакустические характеристики трансмиссий на основе зубчатых передач являются наиболее сложным объектом для расчета и прогнозирования на стадии проектирования и разработки технологического обеспечения изготовления, поскольку они затрагивают практически все аспекты их

функционирования от выбора наиболее рациональных параметров отдельных элементов, включая геометрию зубчатых колес и механической системы в целом, до разработки, с учетом влияния технологических факторов на виброакустические характеристики, процессов изготовления и сборки основных деталей и узлов.

Поэтому при создании новых или существенной модернизации существующих технических решений для решения этой задачи в полном объеме, как правило, проводятся дорогостоящие стендовые, полигонные и эксплуатационные испытания. Однако и в этом случае, при отсутствии требуемой комплексной системы контроля качества изготовления и сборки зубчатых передач, не гарантируется обеспечение требуемых параметров виброакустической активности трансмиссии.

При изготовлении зубчатых колес в СНГ, в основном, используется поэлементный контроль качества их изготовления. В технологиях, приобретенных в рамках лицензионных соглашений за рубежом, к нему добавляется оценка виброакустических параметров, производимых на всех стадиях производства и сборки зубчатых передач. Ее использование позволяет осуществить их оперативную разбраковку и на основе этого обеспечить с высокой степенью достоверности определение источника и причин повышенных шумов и вибраций, а также, если это технически возможно и экономически целесообразно, устранить обнаруженные отклонения с использованием наиболее экономически рациональных и технически приемлемых способов.

Поэлементный контроль качества изготовления зубчатых колес можно отнести к наиболее разработанному и технологически обеспеченному аспекту их изготовления, осуществляемому с применением ручных, полуавтоматических и автоматических измерительных средств. При наличии соответствующих экономических и технических возможностей в ряде случаев могут быть использованы технически сложные и дорогостоящие контрольные средства типа зубоизмерительных машин фирмы «Клингелнберг», стоимость которых достигает 1...1,5 млн. «Евро» и более. Это позволяет не только произвести комплексную уточненную проверку всех параметров изготавливаемых шестерен, но и осуществить с использованием микропроцессорных средств их обработку и представление в удобном для дальнейшего использования виде. Однако применение таких средств вряд ли целесообразно при организации сквозного контроля выпускаемой продукции на всех стадиях технологического процесса обработки зубьев и требует высококвалифицированного сопровождения. Кроме того, использование этих средств ориентировано на контроль отдельных зубчатых колес, что не всегда гарантирует достижение требуемых параметров виброакустической активности после сборки трансмиссии, на которую существенное влияние оказывает сама сборка и триботехнические параметры взаимодействия зубчатых колес в передаче. Более того, контроль качества изготовления шестерен с использованием приведенных средств носит статический характер, а на шум и вибрации, генерируемые зубчатыми передачами, существенное влияние оказывают скоростные и нагрузочные режимы их функционирования и связанные с ними деформации зубьев и элементов механической системы, которые приводят к изменению исходных геометрических параметров и оказывают существенное влияние на динамику взаимодействия зубчатых передач. Все это в целом ограничивает возможности использования результатов поэлементного контроля зубчатых колес в процессе их производства для прогнозирования виброакустических параметров трансмиссии при ее функционировании в условиях реальных скоростных и нагрузочных режимов работы.

Поэтому более целесообразно сочетание поэлементного контроля отдельных зубчатых колес с комплексной оценкой на специализированных стендовых комплексах качества изготовления и сборки узлов и трансмиссий в сборе по виброакустическим

параметрам. Это позволяет создать близкие к эксплуатационным, а, в ряде случаев, и более информативные, с позиций выявления отклонений от регламентированных технической документацией, параметров функционирования зубчатых передач, включая их действительную нагруженность и условия смазываемости.

При реализации этого подхода необходимо учитывать следующее.

На генерируемые зубчатыми передачами вибрации и шум наиболее существенное влияние оказывают следующие основные факторы (рис.1):

- исходная и фактическая, связанная с деформациями при нагружении элементов конструкции, точность изготовления и сборки как зубчатых передач, так и связанных с ними элементов трансмиссии;
- скоростные, нагрузочные режимы и трибологические условия функционирования зубчатых передач в трансмиссии;
- колебания жесткости зубьев в зацеплении, кромочные и срединные удары при пересопряжениях зубьев;
- конструкционные особенности зубчатых передач и трансмиссии в целом, в частности их инерционно-жесткостные характеристики, а также инерционно-жесткостные характеристики связанного с ними стендового оборудования, на котором при изготовлении осуществляется контроль виброакустических характеристик.

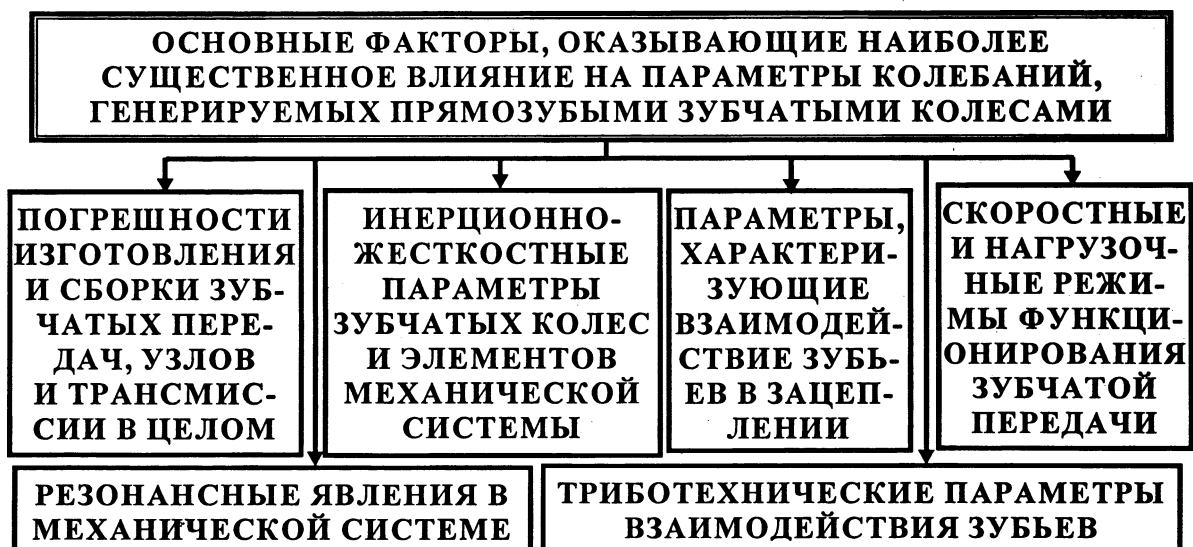


Рис.1. Основные факторы, оказывающие наиболее существенное влияние на виброакустические характеристики трансмиссии на основе зубчатых передач

К этому необходимо добавить то, что в амплитудном спектре могут присутствовать также шум и вибрации, генерируемые не только зубчатыми колесами, но и внутренними и внешними элементами конструкции, источником возбуждения колебаний которых являются динамические процессы, протекающие в зубчатых передачах при их функционировании. Кроме того, на регистрируемые параметры и получаемые результаты существенное влияние могут оказывать условия и методики их съема, алгоритмы предварительной и окончательной обработки контролируемых параметров.

С позиций влияния точности изготовления и сборки на виброакустическую активность зубчатых передач, возможность идентификации точностных и виброакустических параметров, оценки реальной динамической нагруженности и прогнозирования ресурса необходимо отметить следующее.

В соответствии с ГОСТ 1643-81 при изготовлении зубчатых колес и передач на их основе соответствующими допусками регламентируются:

- кинематическая точность, характеризующая максимальную величину погрешности угла поворота зубчатого колеса за оборот или угла рассогласования вращения входного и выходного валов передачи с учетом ее передаточного числа, возникающая при изготовлении зубчатых колес как следствие радиальных и тангенциальных погрешностей обработки;

- плавность работы, вызывающая погрешность угла поворота при нахождении зуба или пары зубьев в зацеплении, обусловленная погрешностями шага зацепления в основном из-за отклонений профиля зубьев или их расположения в окружном направлении (при их формировании методом копирования);

- показателями, определяющими контакт зубьев в передаче, на который наиболее существенное влияние оказывают погрешности направления, по отношению к оси посадочного отверстия, и формы образующей, а также отклонения в направлении осей посадочных отверстий под подшипниковые узлы в корпусных деталях;

- нормы бокового зазора, обусловленные, в основном, отклонениями от номинальных значений толщины зуба и межосевого расстояния в зубчатой передаче.

Оценка кинематических погрешностей с использованием виброакустических параметров.

Как показал анализ результатов экспериментальных исследований параметры взаимодействия зубчатых колес, связанные с кинематическими погрешностями изготовления зубчатых передач, могут проявляться в вибрациях, генерируемых с оборотными частотами на подшипниковых узлах и корпусных деталях при относительно высоких уровнях нагружения зубчатых передач. Вместе с тем, при этом на них накладываются колебания, связанные с дисбалансами масс валов и шестерен. В большей мере они проявляются в вынужденных крутильных колебаниях, возникающих в механической системе при функционировании зубчатых передач и трансмиссии в целом, поэтому для их регистрации в ряде случаев более удобны средства контроля углов рассогласования вращения входного и выходного валов. Использование параметров вибраций так же возможно, однако для этого необходимы специальные методики выделения и обработки соответствующих составляющих вибрационного сигнала.

Оценка погрешностей изготовления, характеризующих плавность работы зубчатой передачи.

Погрешности плавности работы при использовании виброакустических методов контроля наиболее достоверно могут быть определены при анализе амплитудных значений зубцовых и собственных колебаний, генерируемых зубчатыми колесами. Используемые при этом методические подходы условно можно разделить на следующие группы:

- оценка качества изготовления и сборки зубчатых передач по усредненным во времени уровням шума или вибраций, осуществляемая на специальном стендовом оборудовании в помещении, обеспечивающем приемлемые уровни помех и искажений исходного сигнала, и, в основном, ориентированная на комплексную оценку качества изготовления, позволяющая осуществить разбраковку зубчатых передач на «годные», «ограниченно годные» и «бракованные», для чего необходимо предварительное определение для «годной» по параметрам точности зубчатой передачи уровня генерируемых ими, при заданных режимах и условиях функционирования, шума или вибраций;

- анализ амплитудных спектров вибраций, позволяющий при определенных условиях и с использованием различных методов обработки спектров в отдельных случаях получить количественные (при значениях информативных частот, меньших

200...400 Гц), а в основном только качественные характеристики, косвенно отражающие интегральную точность изготовления и сборки зубчатых передач [4];

- анализ, с использованием методов математической статистики, амплитудных значений колебаний, генерируемых отдельными парами зубьев на зубцовых частотах, для реализации которого также необходимо применение специальных методик съема и обработки диагностических данных [1-3], однако реализация этого подхода позволяет выявить отклонения каждого зуба, что обеспечивает существенное повышение информативности контроля, а так же выбор технически обоснованного и наиболее экономически целесообразного метода устранения выявленных отклонений.

К основным причинам варьирования амплитудных значений колебаний на зубцовой частоте можно отнести влияние погрешности шага зацепления на характер взаимодействия зубьев, включая реально реализуемый коэффициент торцевого перекрытия и, связанный с ним диапазон колебаний жесткости зацепления. При определенных условиях на амплитудные значения вынужденных колебаний могут оказывать так же влияние кромочные и срединные удары, возникающие при пересопрежении зубьев.

Оценка погрешностей контакта.

Отклонения, определяющие соответствие точности изготовления передачи нормам контакта, оказывают весьма ограниченное влияние на вибрации, генерируемые зубчатой передачей, однако при определенных условиях наличие погрешностей этого типа могут быть выявлены при комплексном анализе шума и вибраций, одновременно зарегистрированных и анализируемых с учетом реального масштаба времени [5]. Это связано с тем, что погрешности контакта могут сказываться на трибологических параметрах взаимодействия рабочих поверхностей зубьев и, как следствие, генерируемом ими шуме, а в значительно меньшей проявляться в вибрациях. Отклонения формы зуба могут сказываться также на фактическом коэффициенте перекрытия и, как следствие, проявляться в амплитудных спектрах вынужденных и собственных колебаний.



Рис. 2. Схема стенда для контроля качества изготовления и сборки узлов на основе зубчатых колес

Погрешности бокового зазора оказывают заметное влияние на шум и вибрации, генерируемые зубчатой передачей при его уменьшении ниже допустимого уровня или, при чрезмерном увеличении бокового зазора, в режиме холостого хода.

Наиболее полные и достоверные данные о качестве изготовления и сборки крупных узлов и трансмиссии в целом может быть получен при реализации стендового комплекса, приведенного на рис. 2, конструкция которого обеспечивает многопараметрический контроль их параметров функционирования.

В целом, определение наиболее технически и экономически рациональной схемы диагностирования определяется характером и конструктивными особенностями объекта и целью контроля, которые могут быть различны для каждого этапа изготовления и сборки узлов и трансмиссии в целом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вибромониторинг внутренней динамической нагруженности, точностных параметров и износов отдельных пар зубьев передач зацеплением// Я.В. Басинюк, Н.Н. Ишин, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич// Вестник Брестского государственного технического университета. Машиностроение, Автоматизация, ЭВМ.–2001.– № 4(10).– С.48–53; 2. Пат. 4261 С2 ВУ, МПК G 01 М 13/02. Способ вибрационной диагностики нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях/ О.В. Берестнев, Н.Н. Ишин, В.Л. Басинюк, Я.О. Берестнев, Я.В. Басинюк.–№ а 19980960; Заявл. 21.10.1998; Опубл. 30.12. 2001//Афіцыйны бюлетэнь/Дзярж.пат.камітэт Рэсп. Беларусь.– 2001. – №4. – С.171–172; 3. Пат. РБ 630 U, МПК 7 G 01 H 17/00. Устройство для диагностики передач зацеплением/ Я.В. Басинюк, Н.Н. Ишин, И.Н. Усс, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич. – № и 20010116; Заявл. 17.05.2001; Опубл. 30.09.2002// Бюл. №3; 4. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М., 1987. – 288 с; 5. Свид. на пол. мод. RU 20963 U1, МПК 7 G 01 H 17/00. Устройство для виброакустической диагностики передач зацеплением/ Я.В. Басинюк, Н.Н. Ишин, И.Н. Усс, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич, Л.М. Антюшня. – № 2001112940/20; Заявл. 11.05.2001; Опубл. 10.12.2001// Бюл. №34.

УДК 621.713

В.А. Нифагин, Д.В. Соломахо

МЕТОДИКА АНАЛИТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РЕАЛЬНЫХ ПРОФИЛЕЙ ПРИ ИХ КООРДИНАТНОМ КОНТРОЛЕ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Новые технологии, применяемые при проектировании, производстве, контроле качества приборов и машин, ставят высокие требования к качеству измерений. Повысить качество измерений возможно либо путем совершенствования существующих и разработки принципиально новых средств измерений, либо на основе рационализации методик выполнения измерений. На практике, исходя из сложившихся традиций, предпочтение, как правило, отдается первому варианту решения проблемы повышения качества измерений. Однако его реализация требует значительных материальных затрат и времени, что связано с необходимостью внедрения в практику измерений новых физических принципов, разработки новых и доработки конструкций существующих средств измерений, совершенствования технологических процессов их изготовления. В этом отношении более перспективным представляется второй путь

повышения качества измерений, суть которого состоит в оптимизации методов измерений и рационализации на этой основе методик выполнения измерений.

Около 90% [1] от общего объема измерений, выполняемых в условиях машиностроительного производства, связаны с определением геометрических параметров деталей. Эти измерения, как правило, являются координатными, а их алгоритм предполагает выполнение следующих процедур:

- измерение координат отдельных точек детали;
- аналитическое моделирование реальных поверхностей деталей по результатам их измерения;
- сравнение параметров аналитической модели с нормируемыми;
- заключение о годности.

Всякий раз при аналитическом моделировании реальных поверхностей по результатам их измерений возникает методическая погрешность, обусловленная переходом от реальной поверхности к ее идеализированной модели. Главной задачей в этом случае является обеспечение адекватности аналитической модели, что достигается, в общем случае, увеличением числа контрольных точек. Значительный интерес представляет собой возможность оптимизации числа контрольных точек при обеспечении заданного значения погрешности (см. [1]). Смысл оптимизации в этом случае состоит в сокращении необходимого количества измерительных операций при обеспечении требуемой точности и достоверности получаемых результатов, что должно обеспечить повышение качества процесса измерения. Достоинством такого подхода является повышение производительности контроля за счет сокращения числа контролируемых точек, необходимого для решения поставленной задачи. При этом необоснованное сокращение числа контрольных точек может привести к появлению значимых методических погрешностей.

В настоящее время наиболее распространенными методами построения аналитической модели реальных профилей детали являются кусочно-линейная аппроксимация и приближение прямыми по методу наименьших квадратов (МНК). Эти методы дают невысокую точность приближения, что негативно отражается на адекватности модели.

В основу предлагаемого метода аналитического моделирования положена нелинейная кубическая параметрическая сплайн-интерполяция со специальными ограничениями. Такой вид аппроксимации позволяет наиболее точно приближать реальную поверхность при небольшом числе контрольных точек.

Рассмотрим сплайн в параметрическом виде [2]. Пусть задана сетка Δ : $x_0 < x_1 < \dots < x_n$

$$I_i = [x_{i-1}, x_i], i \in \{1, \dots, n\}$$

где I_i некоторый интервал, принадлежащий $I = [x_0, x_n]$.

Введем ограничения на осцилляцию сплайна:

$$L(x) \leq s(x) \leq U(x) \quad (1)$$

для всех x принадлежащих I ,

где $s(x)$ — искомая сплайн-функция.

Используя параметр u , запишем

$$x = f_i(u) = f(u), \quad y = g_i(u) = g(u) \quad (2)$$

для $0 \leq u \leq 1$.

Полагая $v = 1 - u$, и $h_i = x_i - x_{i-1}$ и

$$\begin{aligned} f(u) &= x_{i-1}v^3 + (3x_{i-1} + \alpha_i h_i)uv^2 + (3x_i - \alpha_i h_i)u^2v + x_i u^3, \\ g(u) &= y_{i-1}v^3 + (3y_{i-1} + \alpha_i h_i p_{i-1})uv^2 + (3y_i - \alpha_i h_i q_i)u^2v + y_i u^3, \end{aligned} \quad (3)$$

где α_i принадлежат $(0, 1]$. Выясним суть параметров p_i и q_i . Запишем выражение для производной функции $f(u)$.

$$f'(u) = \alpha_i h_i (u + v)^2 + 6(1 - \alpha_i) h_i uv$$

Очевидно, что последнее выражение строго положительно. Таким образом, первые уравнения в (2) и (3) неявно задают обратную функцию $u = f^{-1}(x)$ на I_i . Тогда сплайн функция может быть определена как $s = g \circ f^{-1}$ на I_i :

$$y = s(x) = g(f^{-1}(x))$$

Очевидно, сплайны являются нелинейными. Исходя их непрерывности сплайн-функции на всем отрезке I , а также учитывая условия (1), мы полагаем

$$s(x_{i-1} + 0) = g(0) = y_{i-1}, s(x_i - 0) = g(1) = y_i$$

Принимая во внимание

$$s'(x) = g'(u) / f'(u),$$

$$g'(u) = \alpha_i h_i p_{i-1} v^2 + 2h_i (3\tau_i - \alpha_i p_{i-1} - \alpha_i p_i) uv + \alpha_i h_i q_i u^2,$$

получим

$$s'(x_{i-1} + 0) = \frac{g'(0)}{f'(0)} = \frac{\alpha_i h_i p_{i-1}}{\alpha_i h_i} = p_{i-1}, s'(x_i - 0) = \frac{g'(1)}{f'(1)} = \frac{\alpha_i h_i q_i}{\alpha_i h_i} = q_i \quad (4)$$

Отсюда, полагая что $\alpha_1, \dots, \alpha_n$ принадлежат промежутку $(0, 1]$, сплайны, задаваемые выражениями (2) и (3) являются функциями класса C^1 на I в том и только том случае, если

$$p_i = q_i \quad (5)$$

для $i=1, \dots, n-1$.

Тогда величины $p_i = q_i$ являются значениями производной в точках x_i , то есть

$$p_i = s'(x_i) \quad (6)$$

для $i=1, \dots, n$.

Вторая производная примет вид:

$$s''(x) = (f'(u)g''(u) - f''(u)g'(u)) / f'(u)^3$$

для всех значений x принадлежащих I_i , где числитель выражается непосредственно:

$$\begin{aligned} & f'(u)g''(u) - f''(u)g'(u) = \\ & 2\alpha_i h_i \left[(3\tau_i - (3 - \alpha_i)p_{i-1} - \alpha_i p_i)v^3 + 3(\tau_i - p_{i-1})uv^2 + \right. \\ & \left. 3(p_i - \tau_i)u^2v + (\alpha_i p_{i-1} + (3 - \alpha_i)p_i - 3\tau_i)u^3 \right] \end{aligned}$$

Как и в (4), а также во всех последующих выражениях, здесь

$$\tau_i = (y_i - y_{i-1}) / h_i$$

для $i=1, \dots, n$.

Если функции $L(x)$ и $U(x)$ из (1) являются непрерывными кусочно-линейными на сетке Δ , то параметры α_i можно найти из неравенства

$$\frac{1}{\alpha_i} \geq \frac{1}{3} \max \left\{ \frac{L_i - L_{i-1} - h_i \tau_{i-1}}{y_{i-1} - L_{i-1}}, \frac{h_i \tau_{i-1} - U_i + U_{i-1}}{U_{i-1} - y_{i-1}} \right\}, i = 1, \dots, n,$$

где L_i и U_i — значение соответствующих функций в точках x_i , τ_0 — любое действительное число.

Наложение кусочно-линейных ограничений на осцилляцию сплайна позволяет избежать возникновения грубых погрешностей, что является существенным преимуществом данного вида аппроксимации перед другими.

Недостатком сплайн-аппроксимации в рассматриваемом случае является невозможность получения крайних точек кривых, ограничивающих реальные профили. Для этих точек предлагается использовать приближение прямыми по МНК (рис. 1, профиль 1).

Предлагаемая методика построения аналитической модели реальных профилей детали позволяет существенно повысить достоверность результатов координатного контроля. Математическая модель сплайн-аппроксимации, рассмотренная выше, может быть реализована в специализированных пакетах компьютерной математики, что открывает широкие возможности имитационного моделирования измерительного процесса.

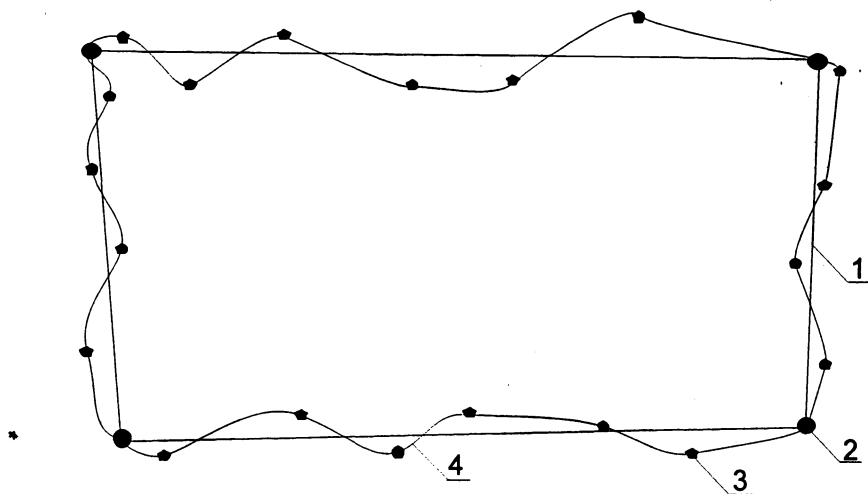


Рис. 1. Графическое представление аналитической модели реального профиля: 1 - профиль, образованный отрезками прямых, полученных по МНК; 2 – крайние точки кривых, образующих профиль 4, полученный при сплайн-интерполяции; 3 – точки, полученные при измерении реального профиля.

ЛИТЕРАТУРА

- 1 Соломахо В.Л. Метрологическое обеспечение координатных измерений в машиностроении. – Мн.:Реклама-Факсбелар., 1999 221 с; 2 Соломахо Д.В., Нифагин В.А. Использование кубических параметрических сплайнов в решении задач теории координатных измерений// Вести Белорусской Инженерной академии. — 2004. — №2.- С.118-121.

ПРИМЕНЕНИЕ МАЛЫХ ЗАГЛУШЕННЫХ КАМЕР ПРИ КОНТРОЛЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОРОБОК СКОРОСТЕЙ В ЦЕХОВЫХ УСЛОВИЯХ

*Институт механики и надежности машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

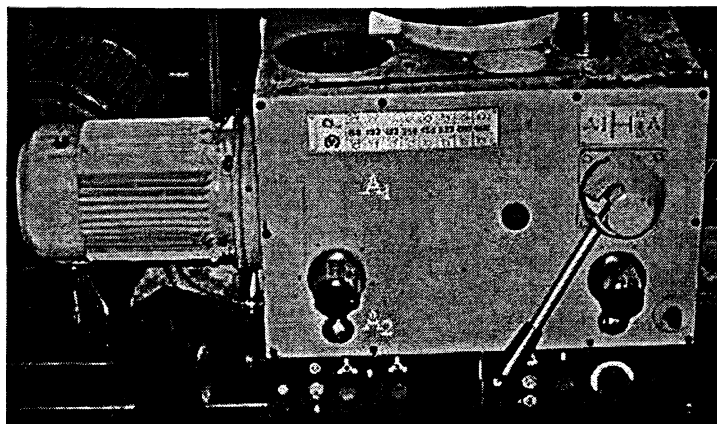
Виброакустическую активность мобильных машин, станков и различных устройств сервисного и бытового назначения можно отнести к одному из основных параметров, все в большей мере определяющих их конкурентоспособность и ликвидность. Во многом она складывается из шума и вибраций, генерируемых трансмиссией. Поэтому в технологических процессах изготовления трансмиссий за рубежом широко используются различные методы и средства пооперационного контроля виброакустических параметров, что позволяет снизить до минимума вероятность превышения их нормируемых значений после окончательной сборки объекта.

Необходимо отметить то, что успешное использование в ряде случаев методик определения в цеховых условиях акустических характеристик по вибрационным параметрам, хотя, как правило, они и имеют один исходный источник возникновения, не всегда позволяет обеспечить достоверное получение требуемой информации. Так, например, анализ результатов исследований вибраций и шума, генерируемых коробкой скоростей сверлильных станков 2К52-1 (рис.1 а) показал существенные отличия состава и формы их амплитудных спектров (рис.1 б).

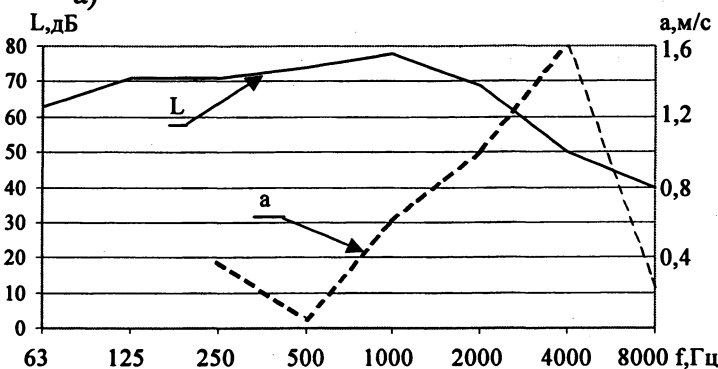
Более того, при анализе результатов исследований было установлено, что уровень регистрируемых в идентичных условиях функционирования коробки скоростей виброускорений существенно зависит от места расположения первичного преобразователя. Для количественной оценки этого влияния на передней панели корпуса коробки скоростей наносилась сетка с ячейками 50х50 мм. В ее узловых точках, а также вдоль вертикальных, горизонтальных осей и диагоналей внутри сетки осуществлялись измерения уровней виброускорений, генерируемых зубчатыми передачами и элементами коробки скоростей (рис.1 в, г). Значения регистрируемых параметров отличались в 3-6 раз при относительно небольшом смещении первичного преобразователя. Это связано с колебаниями геометрических размеров и наличием внутри корпуса приливов и ребер жесткости. Таким образом, несмотря на то, что для контроля шума по параметрам вибраций достаточно было создать только виброизолированный от площадки цеха стенд, его реализация оказалась весьма проблематичной.

С учетом приведенного выше контроль в цеховых условиях шума узлов механических трансмиссий ведущими зарубежными производителями мобильных машин и оборудования, как правило, осуществляется с использованием специальных стендов, оснащенных средствами, обеспечивающими непосредственный контроль генерируемого ими шума. Для этого, как правило, используются:

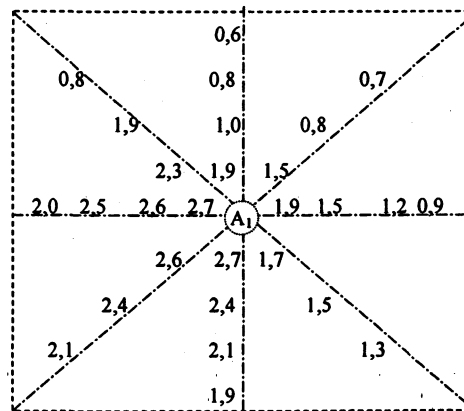
- специальные заглушенные камеры со значительным объемом внутреннего пространства, позволяющего разместить весь контролируемый объект, однако из-за высокой стоимости и технологической сложности реализации процесса контроля, они в основном применяются только при оценке шума образцов и уникальных изделий с повышенными требованиями к уровню виброакустической активности;
- специальные стенды, оснащенные комплектом специальных измерительных средств, оснащенных узконаправленным микрофоном;



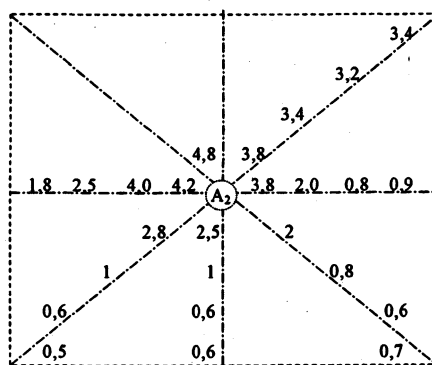
а)



б)



в)



г)

Рис.1 Коробка скоростей сверлильного станка 2К52-1 (а); скорректированная характеристика A , спектр шума (L , дБА) и виброускорений в точке A_1 (a , м/с²) (б); изменение виброускорений при смещении измерительной точки на передней панели (в, г)

- так называемые малые заглушенные камеры (МЗК), позволяющие в цеховых условиях изолировать от источников внешнего шума либо контролируемый относительно небольшой объект в целом, либо только измерительный микрофон.

Типовая конструкция малой заглушенной камеры [1], ориентированной на звукоизоляцию от внешних источников шума измерительного микрофона, и схема ее применения для непосредственного измерения шума коробок скоростей в цеховых условиях показана на рис. 2.

В МЗК толщина стенок и материал звукоизолирующего кожуха подбирается таким образом, чтобы обеспечить требуемый уровень звукоизоляции в заданном частотном диапазоне. При этом необходимо учитывать то, что конусообразность его формы приводит к искажению регистрируемого измерительным микрофоном спектра звукового давления. Величина этого искажения существенно зависит от геометрических параметров, в частности осевых размеров, и угла конусности.

Схемы определения звукоизолирующих свойств кожуха и вносимых его формой искажений, а также результаты исследований приведены на рис. 3.

Анализ результатов исследований показывает следующее:

- наиболее целесообразной областью применения МЗК для контроля шума в цеховых условиях является диапазон частот от 300 Гц, в котором достигается уровень звукоизоляции от 10 дБ до 43 дБ (рис.3 в) и может быть обеспечена требуемая разница между измеряемым уровнем звукового давления и внешним шумом;

- конусообразная форма звукоизолирующего кожуха обуславливает

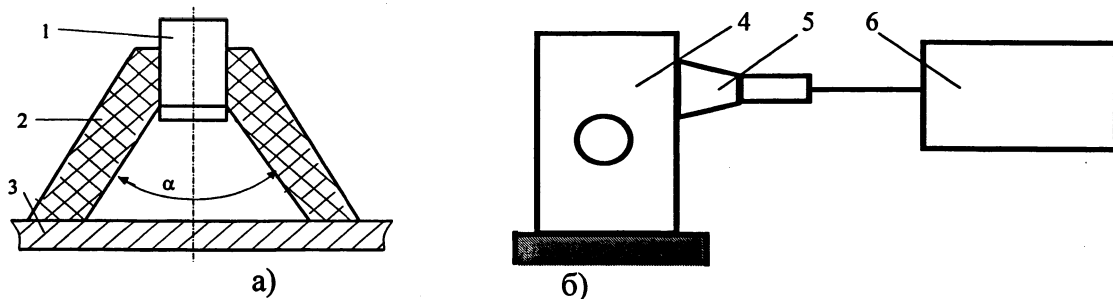


Рис. 2. Типовая конструкция МЗК, обеспечивающая изоляцию измерительного микрофона от внешних источников шума (а) и схема ее применения при измерении шума в цеховых условиях: 1 – измерительный микрофон; 2 – звукоизолирующий конусообразный кожух; 3 – корпус контролируемой коробки передач; 4 – контролируемая коробка передач; 5 – малая заглушенная камера в сборе; 6 – прибор для измерения акустических характеристик

усиление регистрируемого шума, при этом уровень увеличения звукового давления существенно зависит от его частоты, угла конусности, осевых размеров МЗК и звукопоглощающих свойств материала ее звукоизолирующего кожуха;

- при регистрации звуковых колебаний внутренняя полость МЗК создает резонансную систему в определенном диапазоне частот, который расчетно-эмпирическим методом может быть смещен в область наиболее «проблемных» или информативных частот, что позволяет обеспечить приемлемый, для выделения и последующей обработки, уровень их амплитудных значений;

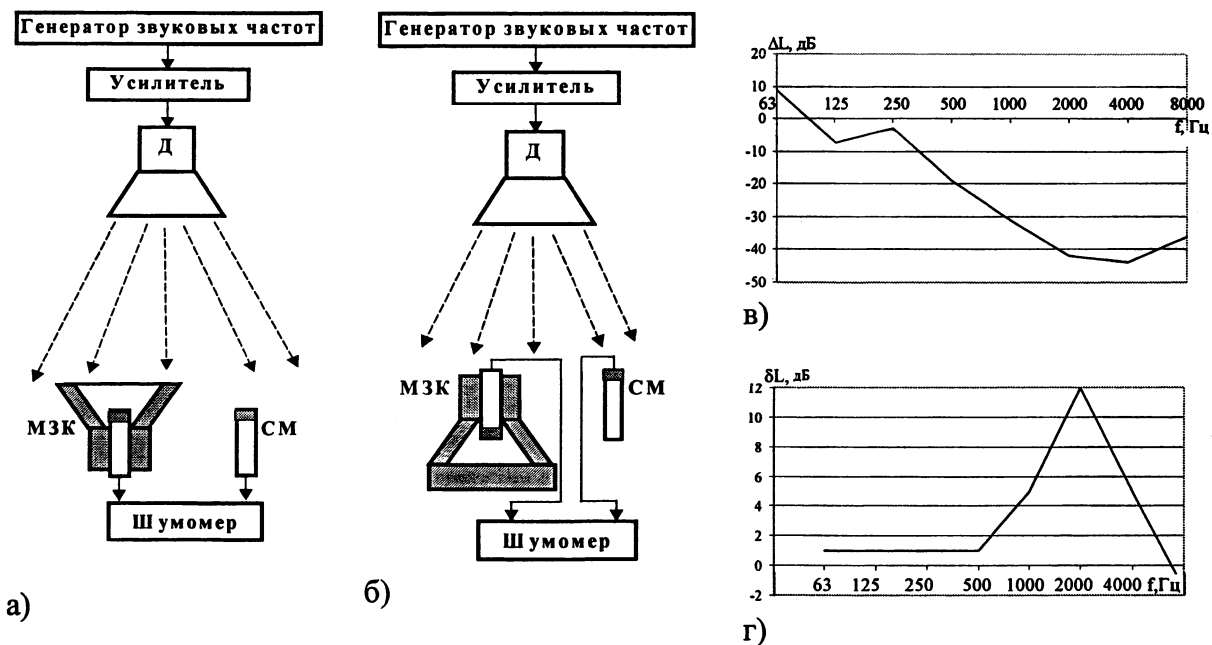


Рис. 3. Схемы определения корректирующих поправок для учета искажений, вносимых конусообразным звукоизолирующим кожухом МЗК (а) и уровня шумоизоляции в нормируемых полосах частот (б), уровень звукоизоляции МЗК для коробки скоростей сверлильного станка 2К52-1 (в) и влияние формы звукоизолирующего кожуха на изменение уровня звукового давления (г); СМ- свободный микрофон

Необходимо отметить, что построение диаграммы влияния формы и геометрических параметров звукоизолирующего кожуха МЗК позволяет ввести

соответствующие корректирующие поправки в регистрируемый амплитудный спектр шума. В рассматриваемом случае рассеивание уровней звукового давления, регистрируемого с использованием МЗК на различных участках передней, боковых и задней панелях не превышало ± 1 дБ, что обеспечивало приемлемую для инженерной практики точность контроля акустических характеристик станка 2К52-1 в цеховых условиях, соответствующую техническому способу измерения шума в соответствии с ГОСТ 23941-2002 (табл. 1).

Таблица 1

Допустимые значения средних квадратических отклонений S регистрируемой звуковой мощности (дБА)

Метод определения	S , дБА	Метод определения	S , дБА
Точный метод в заглушенной камере: - со звукопоглощающим полом - со звукоотражающим полом	1 1,5	Технический метод в свободном звуковом поле на звукоотражающей плоскости	2
Технический метод в реверберационном помещении	2	Ориентировочный метод	4

Таблица 2

Материал	Плотность в сжатом состоянии, г/см ³	Средняя скорость звука $\times 10^{-3}$, см/с	Динамически модуль упругости скелета, Н/см ²	Коэффициент потерь	Частота, при которой определены потери, Гц	$E_{дин}/E_{ст}$
Губчатая резина	0,72	5,98	257	0,15	176	2,2
Пенопласт ПХВ-Э	0,17	5,8	57,5	0,85	172	4,0
Стекловолоконистые плиты на фенолоспиртах	0,06	3,4	7,0	0,1	-	2,3
Минеральная вата на синтетической связке	0,15	3,16	15,0	0,04	-	3,2
Минеральная вата на битумной вяжущей основе	0,08	3,88	12,0	0,03	-	4,8
ДВП толщиной 1,25 мм	0,20	0,30	9,0	16,2	200...300	2,1

Для изготовления звукоизолирующего кожуха МЗК могут быть использованы различные материалы. Технические характеристики некоторых из них, приемлемых для использования в МЗК, приведены в табл.2 [1].

Конструкция МЗК проста [1], имеет малую, по сравнению со специализированным аппаратным обеспечением с узконаправленным микрофоном, стоимость и ориентирована на использование в составе стандартных средств контроля шума. Она может быть эффективно использована для контроля в цеховых условиях шума генерируемого различными объектами, так и на испытательных стендах для исследования зубчатых передач (рис.4) [3,4] и трансмиссий в целом.

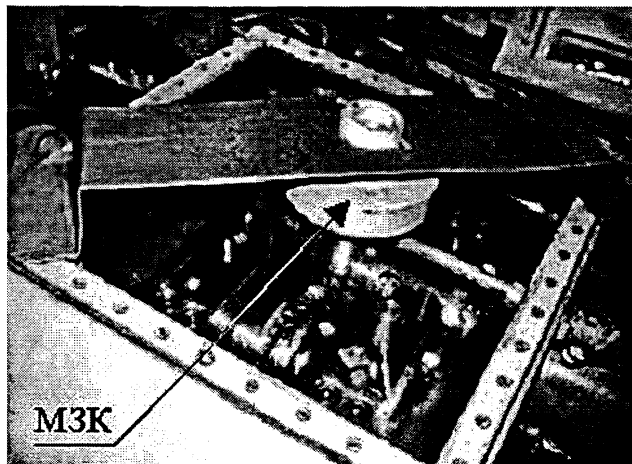


Рис.4. МЗК для контроля шума на стенде ИМИНМАШ НАН Беларуси для испытаний зубчатых передач

Методика подготовки и реализации процесса съема и обработки диагностической информации включает в себя следующее:

- в заглушенной камере или цеховых условиях с соблюдением требований ГОСТ 23441–2002 определяются реальные амплитудные спектры шума, генерируемого контролируруемыми узлами или объектами в сборе, который сопоставляется с соответствующими регламентированными техническими требованиями к предельным значениям звукового давления в октавных, третьоктавных или иных полосах частот и на основе анализа полученных данных выделяются наиболее «проблемные» для изготовления или информативные из них, используемые в дальнейшем при контроле качества изготовления и сборки с использованием виброакустических параметров;

- определяется амплитудный спектр внешних источников цехового шума в месте размещения диагностического пункта и рассчитывается требуемый уровень звукоизоляции кожуха МЗК, который в каждой из регламентированных полос частот должен обеспечить на 6...10 дБ (минимум – 3 дБ) меньший, по сравнению с предельно допустимыми по техническим условиям;

- подбирается материал для изготовления кожуха МЗК, рассчитываются толщина стенок МЗК и геометрические параметры, обеспечивающие требуемый уровень звукоизоляции или выделение (в резонансном режиме) наиболее «проблемных» и (или) информативных частот;

- изготовление и апробация МЗК, определение корректирующих поправок к результатам контроля уровней звукового давления в регламентированных полосах частот, разработка методики регистрации параметров шума в цеховых условиях, включающей алгоритмы обработки зарегистрированных параметров в регламентированных «проблемных» и (или) наиболее информативных полосах частот.

Опыт реализации приведенного методического подхода в ИМИНМАШ НАН Беларуси [2,3] показал не только возможность его эффективного использования для контроля шума в цеховых условиях серийно изготавливаемых узлов трансмиссий, но и при осуществлении виброакустического мониторинга качества изготовления и сборки зубчатых передач, а также оценки их технического состояния при испытаниях и, в отдельных случаях, в условиях эксплуатации [4-8].

ЛИТЕРАТУРА

1.Иванов Н.И. Борьба с шумом и вибрациями на путевых и строительных машинах.- М.: «Транспорт».- 1979.- 272с; 2. Свид. на пол. мод. RU 20963 U1, МПК 7 G 01 H 17/00. Устройство для виброакустической диагностики передач зацеплением/ Я.В.

Басинюк, Н.Н. Ишин, И.Н. Усс, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич, Л.М. Антюшеня. – №2001112940/20; Заявл. 11.05.2001; Оpubл. 10.12.2001// Бюл. № 34; 3. Пат. РБ 632U, МПК 7 G 01 H 17/00. Устройство для виброакустической диагностики передач зацеплением/ Я.В. Басинюк, Н.Н. Ишин, И.Н. Усс, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич, Л.М. Антюшеня. – № и 20010117; Заявл. 17.05.2001; Оpubл. 30.09.2002// Бюл. № 3; 4 Пат. 4261 С2 ВУ, МПК G 01 M 13/02. Способ вибрационной диагностики нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях/ О.В. Берестнев, Н.Н. Ишин, В.Л. Басинюк, Я.О. Берестнев, Я.В. Басинюк. – № а 19980960; Заявл. 21.10.1998; Оpubл. 30.12.2001// Афіцыйны бюлетэнь/ Дзярж. пат. камітэт Рэсп. Беларусь. – 2001. – №4. – С. 171 – 172; 5. Пат. 2224232 С1 RU, МПК G 01 M 13/02. Способ виброакустической диагностики передач зацеплением./Я.В. Басинюк, Н.Н. Ишин, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич.- № 2002113404; Заявл. 22.05.2002; Оpubл. 20.02.2004. Бюл. № 5; 6. Пат. 2231768 С2 RU, МПК G 01 M 13/02. Способ вибродиагностики передач зацеплением/ Я.В.Басинюк.- №2002125140; Заявл. 19.09.2002; Оpubл. 27.06.2004. Бюл. №18; 7. Пат. 4872337 США, МКИ G 01 M 13/02. Nondestructive Testing of Gear/ Robert J. Watts (США).– № 150114, Заявл. 29.01.1988; Оpubл. 10.10.1989; НКИ 73/162.– 12 с; 8. Пат. 2224223 С1 RU, МПК G 01 H 17/00, G 01 M 13/02. Устройство для виброакустической диагностики передач зацеплением// Я.В. Басинюк. - № 2002123956; Заявл. 09.09.2002; Оpubл. 20.02.2004. Бюл. № 5.

УДК 629.113

Э.Б. Куновский, С.М. Минюкович

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СПЕКТРАЛЬНОГО АНАЛИЗА ДЛЯ ИДЕНТИФИКАЦИИ ИСТОЧНИКОВ ШУМА

*Минский автомобильный завод
Минск, Беларусь*

Публикация работы [1] Кули – Тьюки в 1965 году положила начало использованию преобразования Фурье в широчайшем диапазоне научной и инженерной практики.

Любой периодический процесс, например колебание уровня звукового давления $p(t)$ в какой либо точке среды, можно представить в виде набора гармонических колебаний на основе ряда Фурье [2]:

$$p(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} C_n e^{jn\omega t}, \quad (1)$$

где $\omega = 2\pi/T$ – угловая частота основного тона (основная угловая частота).

Величины C_n являются комплексными амплитудами отдельных гармоник $C_n e^{jn\omega t}$ периодического процесса и вычисляются по формуле:

$$C_n = \frac{1}{T} \int_0^T p(t) e^{-jn\omega t} dt \quad (2)$$

Спектр, представляющий собой совокупность коэффициентов Фурье, определяемый формулой (2), является периодической функцией, в силу периодичности $e^{-jn\omega t}$.

Ряды Фурье определены для периодических процессов, если процесс не является периодическим, но продолжается конечный интервал времени, то вместо рядов Фурье используют пару преобразований на основе интеграла Фурье:

$$p(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} C(\omega) e^{j\omega t} dt, \quad C(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} p(t) e^{-j\omega t} dt. \quad (3)$$

Дискретное преобразование Фурье (ДПФ) конечной последовательности $\{x(n)\}$, $0 \leq n \leq N-1$, определяется как [3]:

$$X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) e^{-j(2\pi/N)nk}, \quad k = 0, 1, \dots, N-1, \quad (4)$$

а его временная реализация, или обратное преобразование Фурье (ОДПФ):

$$x(n) = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} X(k) e^{j(2\pi/N)kn}, \quad n = 0, 1, \dots, N-1 \quad (5)$$

На основе этих выражений построены процедуры быстрых вычислительных алгоритмов, что в свою очередь привело к широкому распространению спектральных методов исследований, как на основе компьютерных программ, так и на основе специализированных приборов для спектрального анализа.

В настоящей работе рассматривается опыт использования спектральных преобразований для идентификации источников шума большегрузных автомобилей. Эта задача возникает каждый раз при создании новых образцов автомобилей, а также при модернизации выпускаемой продукции при доведении ее параметров по уровню создаваемого шума до требований международных норм.

Для анализа спектрального состава шума автомобилей на современном уровне используют проездные системы испытаний, которые помимо анализатора спектров содержат радар, для определения расположения автомобиля на измерительном участке, тахометр, для определения оборотов двигателя, радиомодем и приемник, для передачи данных о параметрах движения автомобиля в анализатор или мобильный компьютер и, наконец, специальное программное обеспечение для визуализации и обработки спектров.

Анализатор спектров имеет возможность рассчитать и запомнить в своей оперативной памяти, в зависимости от настройки и времени проезда автомобилем измерительного участка, несколько десятков спектров шумов. Эти спектры можно перенести в компьютер и представить их в виде трехмерного изображения (так называемых ландшафтных графиков), или использовать цветное кодирование уровней спектральных составляющих (на рисунке 1 с правой стороны приведена шкала, устанавливающая соотношения между цветом и уровнем спектральных составляющих) и получить плоскую картинку, в которой по оси абсцисс представляется частота а по оси ординат время.

Такое представление мультиспектров очень удобно для определения доминирующих источников шума автомобиля.

На рисунке 1 представлены мультиспектры шума автомобиля МАЗ-650108, где наклонные линии представляют собой зубцовые частоты элементов трансмиссии или систем двигателя, а каждая вертикальная линия – собственную частоту одного из элементов конструкции автомобиля (к сожалению в шкале серого рисунок менее нагляден). Виброакустическая диагностика, публикации по которой можно найти в трудах ее основоположников на территории СНГ Артоболевского И.И.[4], Генкин М.Д.[5], и др. [6], заложила основы подходов, использующих анализ спектров сигналов. В основе идей, используемых вибродиагностикой, лежит аксиома о том, что любой роторный механизм генерирует спектральные составляющие однозначно определяемые из его внутренней структурой (количество зубьев колес зацепления,



Рис 1.. Мультиспектры шума с левой стороны автомобиля MAZ-650108 при испытаниях на четвертой передаче.

количество лопастей вентиляторов, количество лопастей гребного вала, количество тел качения подшипников и т.п.) и оборотов на которых он функционирует. Дефекты роторного механизма определяются по изменению соотношений между амплитудами гармоник спектральных составляющих и их амплитудами на основных частотах.

Основы этих подходов могут быть успешно использованы и для идентификации источников шума автотракторных средств. Отличие предлагаемого подхода от изложенного выше состоит в том, что анализу подвергается работа машины или механизма не в стационарном режиме на постоянных оборотах, а при изменении оборотов от некоторого $n_{нач}$ до $n_{макс}$. Формулы, выведенные и практически опробованные вибродиагностикой, продолжают работать и при изменении оборотов машины и механизма при правильном выборе параметров настройки анализаторов спектра сигналов, на проблемах которой не позволяет остановиться объем предлагаемой публикации.

В таблице 1 приведены формулы для расчета и диапазон изменения частот различных возможных источников шума автомобиля MAZ-631208, доводкой которого по уровню создаваемого им внешнего шума занимались авторы настоящей публикации.

Теперь воспользуемся одним из программных продуктов по электронным таблицам, например, Excel фирмы «Microsoft» и построим графики хода зубцовых частот при изменении оборотов двигателя от 950 мин^{-1} до 2150 мин^{-1} , как требуют предписания Правил ЕЭК ООН №51 при испытаниях автомобиля. В качестве заливки для графиков используем мультиспектры шумов автомобиля MAZ-631208, при его проезде измерительного участка на четвертой передаче. Полученный результат этих операций приведен на рисунке 2.

В таблице 1 и на рисунке 2 приведены только те зубцовые частоты, которые наиболее отчетливо проявились на мультиспектрах шумов. Предварительные расчеты для построения такого рисунка требуют вычислений более чем по тридцати формулам и ряд последовательных итераций по построению, просмотру и удалению зубцовых частот, которые на мультиспектрах не проявились.

Таблица 1

Возможные частоты в мультиспектрах шума автомобиля МАЗ-631208 на четвертой передаче при изменении оборотов коленчатого вала двигателя от 950 мин⁻¹ до 2150 мин⁻¹

№	Причина шума или вибрации	Формула	Принятые обозначения	Диапазон частот
1	2	3	4	5
1	Вторая гармоника оборотов двигателя	$f_{об} = 2 \times \frac{n}{60}$	n – обороты двигателя, выраженные в мин ⁻¹ .	31,6-71,6 Гц
2	Частота следования выхлопов и частот опрокидывающего момента двигателя	$f_{вых} = \frac{n}{60} \times i$	i – количество цилиндров двигателя.	63,3-143,3 Гц
3	Частота, формируемая вентилятором системы охлаждения двигателя	$f_{вен} = \frac{n}{60} \times kz_{л.с.}$	k – коэффициент сцепления гидромуфты; $z_{л.с.}$ – количество лопастей вентилятора.	85,5-193,5 Гц
4	Вторая гармоника частоты опрокидывающего момента двигателя	$f_{опр} = 2 \times \frac{ni}{60}$		126,6-286 Гц
5	Кинематическая погрешность пере-сопряжения зубьев входной шестерни демультипликатора и сателлитов	$f_n = \frac{k_{скп}(i_d - 1)n}{60i_j}$	$k_{скп}$ – количество сателлитов демультипликатора	197,9-447,9 Гц
6	Зубцовая частота коронной шестерни демультипликатора КП	$f_{д.к} = \frac{n}{60i_j i_d} \times z_k$	i_d – передаточное число демультипликатора КП; z_k – количество зубьев коронной шестерни демультипликатора.	339,3-767,8
7	Зубцовая частота входной шестерни демультипликатора КП	$f_{д.вх} = \frac{n}{60i_j} \times z_{дв}$	i_j – передаточное отношение первой ступени КП, $z_{дв}$ – количество зубьев входной шестерни демультипликатора	475-1075 Гц
8	Зубцовая частота шестерни входного вала КП	$f_{вх.с} = \frac{n}{60} \times z_{вх}$	$z_{вх}$ – количество зубьев колеса входного вала КП	522,5-1182 Гц
9	Третья гармоника зубцовой частоты коронной шестерни демультипликатора	$f_{д.к} = 3 \times \frac{n}{60i_j i_d} \times$		1017-2304 Гц

Приведем комментарии по основным источникам внешнего шума рассматриваемого автомобиля.

Доминирующим источником внешнего шума автомобиля является демультипликатор коробки передач, наиболее интенсивные спектральные составляющие соответствуют зубцовым частотам коронной шестерни демультипликатора. На мультиспектрах это шестая наклонная линия, считая слева направо. Девятая линия представляет третью гармонику зубцовой частоты коронной шестерни демультипликатора КП. Седьмая и восьмая наклонные линии также относятся к коробке передач, причем это те элементы КП, которые взаимодействуют с короной шестерней. Входная шестерня демультипликатора взаимодействует с коронной шестерней через сателлиты, а шестерня входного вала находится на оси, которая передает крутящий момент на демультипликатор, так как промежуточный вал КП на четвертой передаче в работе не участвует (на автомобиле используется коробка передач МАЗ-543205).

Вторым источником, оказывающим существенное влияние на внешний шум данного автомобиля, является система выпуска отработанных газов двигателя. Это вторая наклонная линия на рисунке 2. Остальные узлы и агрегаты автомобиля, судя по мультиспектрам шума, существенного влияния на уровень внешнего шума на четвертой передаче не оказывают.

Приведенный в публикации метод идентификации источников шума автомобиля применим и для исследований источников внутреннего шума. Этот метод не требует дорогостоящих беговых барабанов и интенсивметрических исследований, но дает результаты по точности превосходящие метод интенсивметрии, так как идентификация источников шума осуществляется на тех же режимах движения автомобиля, которые предписываются Правилами ЕЭК ООН №51.

ЛИТЕРАТУРА

1 Cooley J., Tukey J. An algorithm for the machine calculation of complex Fourier series// Mathematics of Computation. – 1965. - Vol. 19. N90. – P. 297-301; 2 Романкевич П.И. Ряды Фурье. – М.: Наука, 1983. –336 с; 3 Бендат Дж., Пирсол А. Применение корреляционного и спектрального анализа. – М.: Мир, 1983. –312 с; 4 Артоболевский И.И., Бобровницкий Ю.И., Генкин М.Д. Введение в акустическую динамику машин. М., 1979, 296 с; 5 Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. М.,1987, 288 с; 6 Вибрация в технике: Справочник в 6-ти т./ Ред. Совет В.Н. Челомей (пред.). М.: Машиностроение, 1981 –Т 5. Измерения и испытания. Под ред. М.Д. Генкина. 1981. 496 с.

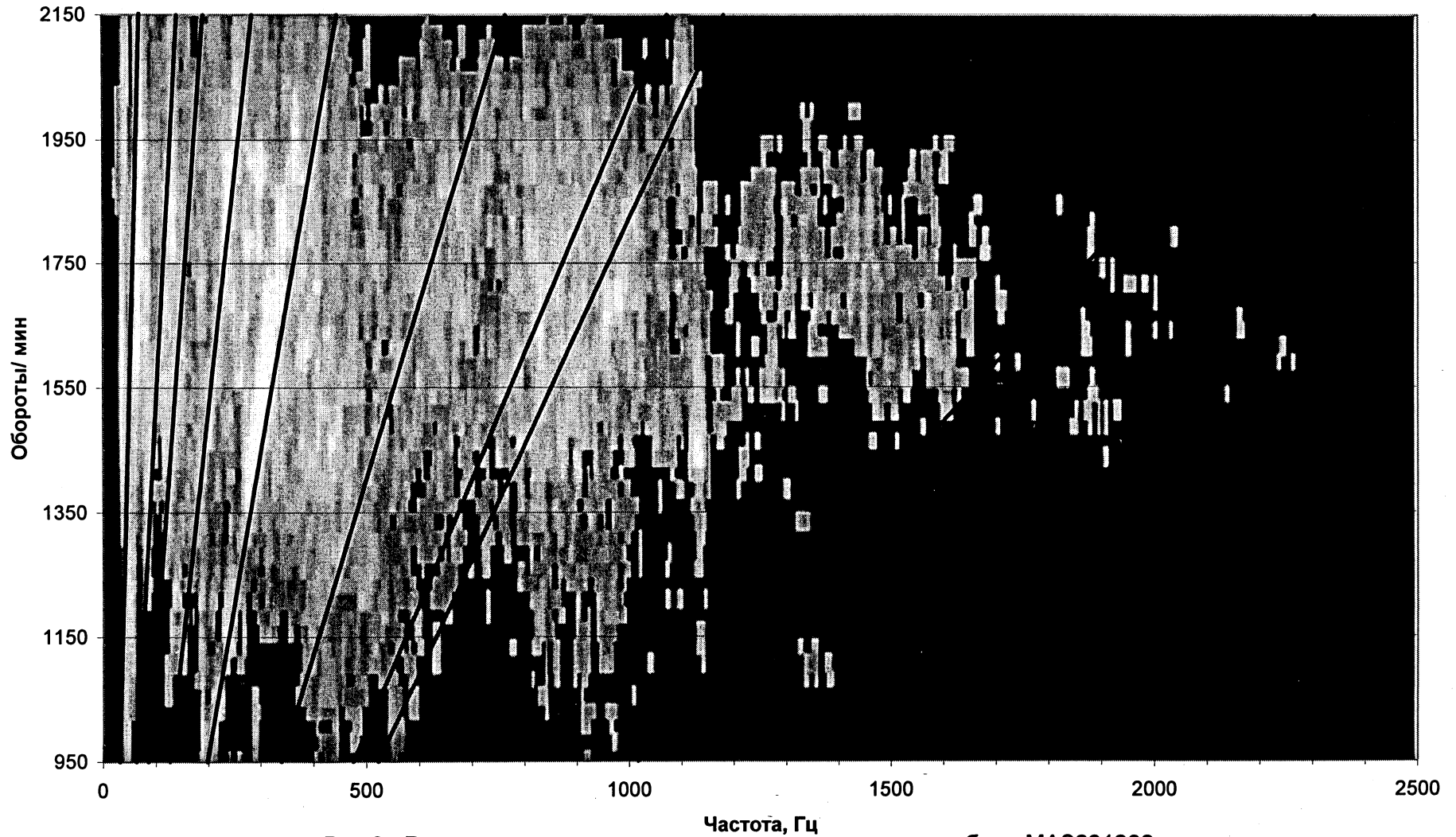


Рис 2. Результат анализа основных причин шума автомобиля MA3631208

СНИЖЕНИЕ СОДЕРЖАНИЯ ВРЕДНЫХ ПРИМЕСЕЙ В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ ДВС

*Институт механики и надежности машин НАНБ,
Институт физико-органической химии НАНБ
Минск, Беларусь*

Необходимость сохранения окружающей среды в пригодном для жизни будущих поколений виде является актуальной задачей для промышленно развитых стран. Основную роль в загрязнении атмосферы играют выбросы автотранспорта (60%), промышленности (17%) и энергетики (14%).

Установлено, что радикальное снижение токсичности отработавших газов в 10 и более раз может быть достигнуто путем каталитической нейтрализации. Уже с середины 1970-х годов в США и Японии, а позднее - в Австралии каталитические преобразователи были признаны универсальным методом очистки выхлопных газов. Поэтому разработка, исследование и внедрение отечественных нейтрализаторов - одно из важнейших условий оздоровления населения - должно стать приоритетным в развитии автомобильной промышленности [1].

Традиционные нейтрализаторы содержат нанесенные на гранулированные или блочно-сотовые носители металлы платиновой группы $-Pt, Pd, Rh$. Обладая высокой активностью в снижении токсичных выбросов, эти катализаторы имеют и высокую стоимость. Поэтому в последнее время продолжают интенсивные поиски, направленные на снижение их содержания или замену на неблагородные металлы. Широко признанным промотором, вводимым в состав трехмаршрутных катализаторов, является оксид церия. Увеличение его содержания значительно повышает степень конверсии токсичных составляющих в отработавших газах. Между тем оксид церия является основным компонентом полировальных порошков, используемых в производстве высокоточной оптики. Отработавшие порошки, не найдя повторного применения, выбрасываются в отвалы, что приводит к загрязнению рек и водоемов тяжелыми металлами.

В последнее время нами разработан ряд способов использования указанных отходов после их несложной очистки для получения катализатора преобразования оксидов углерода, азота и углеводородов в нетоксичные вещества. На основе этих работ был предложен способ получения катализаторов на пеноникеле. Вторичным слоем, наносимым на пеноблоки из никеля, был состав, включающий оксид алюминия, отходы полирующих средств («Церит» и «Полирит») и алюмосиликат [2].

В Национальной Академии Наук Беларуси были проведены испытания на вибрационную стойкость четырех образцов носителя (пеноникель) с активным слоем, нанесенным по различным технологиям. Испытания проводились на стенде, предназначенном для испытаний деталей двигателей внутреннего сгорания на сопротивление усталости. По результатам испытаний определена технология и соотношение компонентов, позволяющая получать катализатор, керамическое покрытие которого имеет наиболее высокую прочность сцепления с первичным носителем, что делает его наиболее приспособленным для работы в условиях эксплуатации двигателей внутреннего сгорания.

Активный компонент (палладий) вводили путем пропитки блочного носителя раствором аммиачного комплекса палладия, после чего блок сушили и прокаливали.

Удельная поверхность таких катализаторов находилась в пределах $90-100 \text{ м}^2/\text{г}$. Дожиг монооксида в лабораторных условиях при объемной скорости воздушной смеси, содержащей 1 об. % CO, имел место при $125-150^\circ\text{C}$.

Разработана конструкция нейтрализатора, действующего следующим образом. Выхлопные газы двигателя через приемную трубу поступают на вход нейтрализатора со стороны лямбда-датчика. Последний устанавливается с горячей стороны, т.к. для его нормальной работы требуется температура не менее 300°C на двигателе с обычной системой впрыска. На бензиновом двигателе с упрощенной системой подачи топлива лямбда-датчик не устанавливается. Пройдя через ряд отверстий центральной трубы, отработавшие газы попадают на катализатор, где и происходит процесс каталитического окисления. Блок нейтрализации имеет наборную конструкцию, и число пластин может изменяться в зависимости от требований по цене и степени очистки. Далее газы проходят наружное кольцевое отверстие и попадают в выпускную трубу (рис. 1).

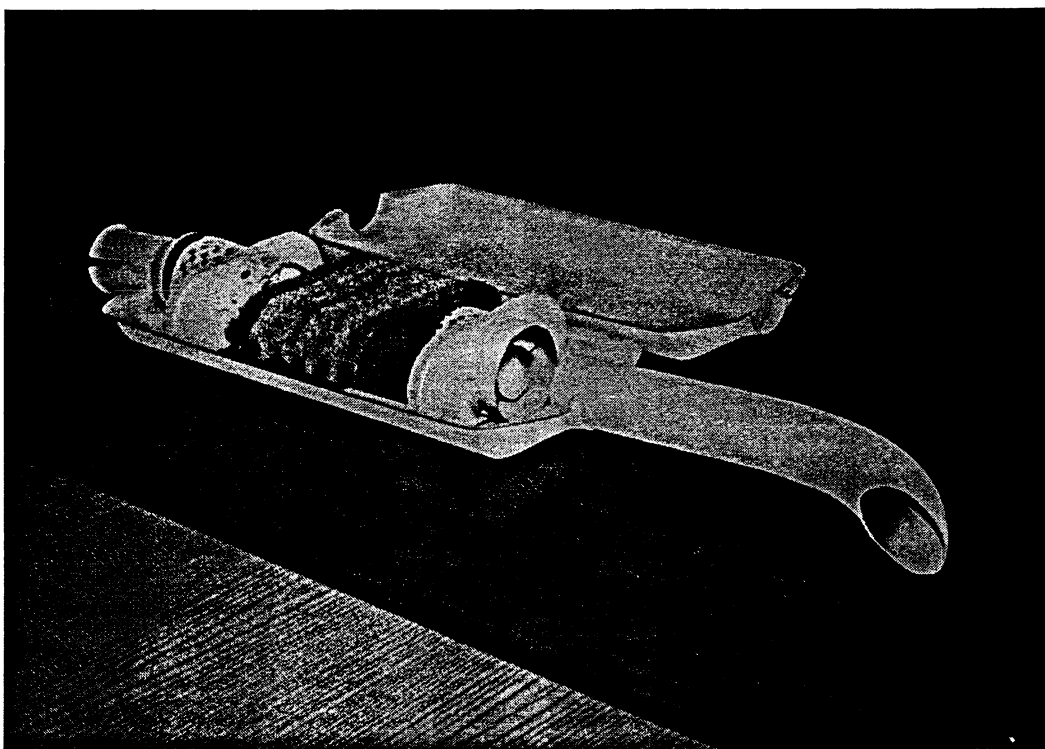


Рис. 1. Нейтрализатор, изготовленный на базе глушителя 60-1205015-А(ММЗ)

Размеры камер резонансного типа определяются из следующих соображений. Для достижения степени очистки $P\%$ по лимитирующей компоненте вредных примесей отработавших газов необходимо встроить пакет пеноникеля или пенонихрома толщиной H . При этом его наличие не должно существенно сказываться на сопротивлении выпуску глушителя-искрогасителя-нейтрализатора $P_{ном.}^*$, по сравнению с соответствующим показателем $P_{ном.}$ глушителя резонансного типа т.е.

$$P_{ном.} \approx P_{ном.}^* \quad (1)$$

Очевидно, что

$$P_{ном.}^* = 2 \cdot P_{рез.} + P_{акт.} \quad (2)$$

где $P_{рез.}$ – сопротивление двух крайних резонансных камер глушителя-искрогасителя-нейтрализатора, а $P_{акт.}$ – сопротивление камеры активного типа.

Из литературы известно [1], что

$$P_{акт.} = \frac{V \mu H}{K_{\mu}}, \quad (3)$$

где V – скорость фильтрации, μ – коэффициент вязкости газа, H – суммарная толщина пористого блока, K_{μ} – коэффициент проницаемости.

Подставляя (2), (3) в (1) и произведя необходимые преобразования, получим, что требуемая для достижения степени очистки $P\%$ по лимитирующей компоненте вредных примесей отработавших газов суммарная толщина пакета пенистого металла (пенонихрома или алетированного пеноникеля) H определяет сопротивление резонансных камер $P_{рез.}$ следующим образом:

$$P_{рез.} \approx \frac{P_{ном.} - \frac{V \cdot \mu \cdot H}{K_{\mu}}}{2} \quad (4)$$

где $V = Q/S_0$ – скорость фильтрации, μ – коэффициент вязкости газа, K_{μ} – вязкостный коэффициент проницаемости, $P_{ном.}$ – сопротивление выпуску резонансного глушителя с аналогичными размерами.

Принимая, что сопротивление впуску прямо пропорционально длине трубы резонатора, получим:

$$\frac{2 P_{рез.}}{2l} = \frac{(P_{ном.} - P_0)}{L}, \quad (5)$$

откуда получаем, что длина камер резонансного типа l определяется соотношением:

$$l = \frac{P_{рез.} \cdot L}{P_{ном.} - P_0}, \quad (6)$$

где P_0 – противодавление выпуску глушителя активного типа (с одной камерой), имеющего аналогичные размеры, L – длина резонаторной трубы глушителя резонаторного типа с аналогичными конструктивными внешними размерами.

Глушитель-нейтрализатор с четырьмя встроенными каталитическими пластинами испытан на стендовом оборудовании производственного объединения «Минский моторный завод» (ПО «ММЗ»). При этом установлено, что нейтрализатор не влияет на дымность отработавших газов. Как следует из результатов испытаний, применение на дизеле Д-243 нейтрализатора при максимальной нагрузке дизеля позволило уменьшить выбросы окиси углерода на 47 % и углеводородов - на 46%. Изменение количества окислов азота (примерно 2%) находится в пределах точности измерений. Следует отметить, что уже в исходной комплектации с глушителем 60-1205015-А дизель Д-243 имеет достаточно низкие для безнаддувных дизелей выбросы СО и СН, достигнутые применением топливного насоса с высокой интенсивностью впрыска и распылителей без подыгольного объема.

Таблица 1

ПРОТОКОЛ
сравнительных испытаний дизеля Д-243, укомплектованного глушителем-нейтрализатором, по Правилам 96 ($t_{окр} = 32^{\circ}\text{C}$; относительная влажность—40%)

Номер n/n	Оборудова ние	n об/мин	N_e кВт	G_t кг/ч	g_{CH} г/ч	g_{CO} г/ч
1.	без нейтрализатора	2200	57.9	14.1	10.85	89.86
2.		2200	42.7	10.59	15.79	54.00
3.		2200	27.7	7.68	19.04	89.89
4.		2200	3.7	3.73	39.19	294.16
5.		1800	49.2	11.18	26.87	125.18
6.		1800	36.7	8.23	17.76	31.78
7.		1800	24.3	5.8	15.51	25.81
8.		800	0.0	0.71	11.03	80.25
9.	с нейтрализатором	2200	57.9	14.1	7.65	48.09
10.		2200	42.7	10.59	10.54	31.52
11.		2200	27.7	7.68	15.69	72.86
12.		2200	3.7	3.73	37.85	272.3
13.		1800	49.2	11.18	14.49	67.41
14.		1800	36.7	8.23	11.71	19.11
15.		1800	24.3	5.8	13.97	21.09
16.		800	0.0	0.71	11.51	80.51

В результате проведения значительного количества научных исследований разработана конструкция глушителя-нейтрализатора отработавших газов двигателей внутреннего сгорания, активный блок которого имеет наборную структуру, что позволяет достичь оптимального соотношения между требованиями по степени очистки и цене. Используемый при этом высокоэффективный палладийсодержащий катализатор разработан с использованием отходов оптико-механических производств.

ЛИТЕРАТУРА

1. Защита атмосферы от промышленных загрязнений. Справочник под редакцией Калверта, 1988. – 638 с.; 2 Разработать методы снижения вредных выбросов двигателей внутреннего сгорания// Тез. докл. Международной н-т конф. «Надежность и безопасность технических систем». – Мн., 1997.

УДК 605.7 + 331.101

А. Н. Шинкевич

ИЗДЕЛИЕ, КОНСТРУКЦИЯ, КРАСОТА, УДОБСТВО*Белорусский государственный аграрный технический университет
Минск, Беларусь*

Создание продукции высокого качества является сложной и многоплановой задачей. Практика создания промышленных изделий показала, что совершенство станочного оборудования, технологических агрегатов, транспортных машин, грузоподъемных устройств и другого оборудования не ограничивается только их утилитарными свойствами. Специфика инженерного конструирования состоит в формировании технических функций изделия. Функция – главная задача конструирования, которое имеет целью возможно более полное решение поставленной перед изделием функциональной задачи. Только полностью осознав функцию будущего изделия можно приступить к разрешению триединой задачи: разработке конструкции, выбору материалов и определению технологии изготовления.

В сегодняшнем мире человек привязан к той или иной форме современной техники и инженеры обязаны стремиться к тому, чтобы эта техника работала надежно и эффективно. Но человек жив не одной лишь надежностью и эффективностью. Часто ли современные изделия веселят глаз и душу? Почти каждый предмет является конструкцией и, хотя большинство конструкций и не предназначалось специально для оказания эмоционального или эстетического воздействия, следует осознавать, что все, что взаимодействует с человеком не может быть эмоционально нейтральным.

В наше время такие качества изделий, как красота и удобство, никого не оставляют равнодушным. И для этого вовсе не надо быть специалистом в области технической эстетики. Несмотря на разницу вкусов и предпочтений, если на вещь смотреть приятно – она красива, если нет – значит с ее формой и внешним видом что-то не в порядке. Конечно, вкусы разные, но есть общие критерии красоты, которые, пусть даже на подсознательном уровне, воспринимает любой человек. Если изделие сконструировано и изготовлено по этим законам, то оно гармонично по отношению к высшим эстетическим идеалам и ценностям общества.

Конструирование техники – это искусство. Инженер и дизайнер имеют единый предмет профессионального творчества – изделие, только инженер разрабатывает техническую логику изделия, а дизайнер – его человеческую гармонию. Связь между конструкцией и внешним видом, между технологией изготовления и удобством эксплуатации, технического обслуживания и ремонта крайне сложна. Инженер, проектируя конструкцию, хотя бы в первом приближении должен знать об основных принципах художественного конструирования промышленных изделий, а дизайнер, занимаясь внешним видом продукции, обязан учитывать техническую логику конструктивной схемы, используемые материалы и технологии. Для удобства эксплуатации и тот и другой специалист должен знать методы и приемы учета «человеческого фактора», то есть эргономики.

Если изделие сконструировано и изготовлено с учетом «человеческого фактора» - с учетом требований удобства эксплуатации, техники безопасности, психофизиологических возможностей человека и эстетического воздействия – это приведет к увеличению экономического эффекта, улучшению качества работы, бережному отношению, повышению долговечности. Эстетически совершенное изделие

воздействует на эмоциональную сферу человека, способствует формированию вкуса и чувства прекрасного, то есть повышает общий интеллектуальный и художественный уровень личности.

Главными критериями красоты являются взаимосвязь формы, функции и содержания (внутренней структуры), а также единство и целостность композиции изделия. Если изделие способно выполнять определенные функции или имеет высокую прочность, если оно должно обладать устойчивостью или перемещаться с большой скоростью, то его форма должна соответствовать этим функциям. Сложнее обстоит дело с внутренним строением (конструкцией), однако инженерная практика предыдущих столетий выработала приемы придания выразительности конструктивной части машин и оборудования. Можно вспомнить выразительные конструкции машин XVII – XIX века, в которых конструктивная часть не была спрятана за кожухами и корпусами (что, конечно, не говорит об их достаточной безопасности):

Единство и целостность композиции – это взаимосвязь и взаимообусловленность элементов изделия. Человек чувствует эстетический дискомфорт, если ему непонятен зрительно воспринимаемый замысел изделия, если каждый элемент изделия выглядит изолированным от других, если непонятно, какой из элементов главный, а какие ему соподчинены, если элементы подчинены не одному, а двум и более замыслам. Чтобы создать систему, зрительно воспринимаемую как единое целое, нужно знать законы композиции. Композиция – это эстетическая характеристика, отражающая организацию связей элементов формы и содержания изделия, диктующей расположение основных частей в определенной последовательности. Композиция в технике базируется на категориях, которые выражают наиболее существенные связи и отношения рассматриваемых явлений.

Тектоника – это визуальное отражение работы конструкции и материала в форме. Если несущая конструкция выполнена в технологии литья, то она должна быть так выражена в форме, чтобы было совершенно ясно, что это литье, а не прокат, штамповка или сварная конструкция. Если какой-то элемент является наиболее нагруженным, то его форма должна отражать и эту нагруженность, и способность выдержать приложенные усилия. Объемно-пространственная структура изделия показывает взаимодействие формы с окружающим пространством, все элементы должны быть взаимосвязаны между собой и с пространством. Конструктор организует в форму не только материал, но и пространство, которое контактирует с материалом. Ложное отражение работы конструктивной основы будет обязательно сказываться на связи элементов объемно-пространственной структуры.

Кроме двух главных категорий, теория композиции содержит ряд свойств, качеств, закономерностей, средств и приемов, изучение и применение которых позволяет создавать гармоничные конструкции. Естественно, на освоение этих законов требуется время, но создание красивого изделия невозможно без их использования в конструктивной практике.

Удобная и безопасная эксплуатация изделия, качественное обслуживание, доступность мест ремонта и профилактики требует при конструировании учета методов эргономики – науки, возникшей на стыке технических наук, психологии, физиологии, антропологии и гигиены труда. Эргономика занимается оптимизацией окружающей среды на различных производствах, конструированием средств отображения информации и органов управления, разработкой рабочих мест, компоновочными решениями пультов управления. Она изучает функциональные возможности человека в трудовых процессах, обеспечивающих высокую производительность, снижение утомляемости, уменьшение ошибок в управлении.

Эргономика тесно связана с дизайном: создание красивого и удобного изделия немислимо без учета «человеческого фактора».

Повышение качества и конкурентоспособности изделий любого назначения – от производственных до бытовых – это задача, решение которых требует двухстороннего движения. Технические специалисты должны знать основы создания гармоничной предметно-пространственной среды, основы дизайна; художники-конструкторы должны в достаточной мере ориентироваться в технических структурах изделий любой степени сложности.

УДК 519.1

С.В. Медведев, В.В. Сухан, В.Г. Смирнов, О.И. Минченко

МЕТОДЫ АНАЛИЗА КОМПОНОВОК ПРИСПОСОБЛЕНИЙ С ПОМОЩЬЮ ГРАФОВ

*Объединенный институт проблем информатики НАН РБ, БелГИПК,
Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Компоновки приборов, построенные по модульному принципу, при математическом моделировании удобно представлять с помощью графов. Для этого строят граф G системы модулей, вершины которого обозначают модули. Если два модуля могут быть механически собраны, то соответствующие им вершины связываются ребрами.

Существует два стандартных способа представить граф $G = (V, E)$ – как набор списков смежных вершин или как матрицу смежности. Первый обычно предпочтительнее, ибо дает более компактное представление для разреженных графов – тех, у которых $|E|$ много меньше $|V|^2$ (где $|E|$ – число ребер, $|V|$ – число вершин). Однако в некоторых ситуациях удобнее пользоваться матрицей смежности – например, для плотных графов, у которых $|E|$ сравнимо с $|V|^2$. Матрица смежности позволяет быстро определить, соединены ли две данные вершины ребром.

Часто при анализе компоновок главной задачей является нахождение вариантов компоновок с допустимой величиной погрешности сборки, точности позиционирования и др. В таких случаях, при анализе применяются алгоритмы кратчайших путей.

В задаче о кратчайшем пути дан ориентированный взвешенный граф $G = (V, E)$ с вещественной весовой функцией $w: E \rightarrow R$. Весом пути $p = \langle v_0, v_1, \dots, v_k \rangle$ называется сумма весов ребер, входящих в этот путь:

$$w(p) = \sum_{i=1}^k w(v_{i-1}, v_i).$$

Вес кратчайшего пути из u в v равен, по определению,

$$\delta(u, v) = \begin{cases} \min\{w(p) : u \xrightarrow{p} v\}, \\ \infty \end{cases}$$

Кратчайший путь из u в v – это любой путь p из u в v , для которого $w(p) = \delta(u, v)$.

Алгоритм Дейстры решает задачу о кратчайших путях из одной вершины для взвешенного ориентированного графа $G = (V, E)$ с исходной вершиной s , в котором веса всех ребер неотрицательны ($w(u, v) \geq 0$ для всех $(u, v) \in E$).

В процессе работы алгоритма Дейкстры поддерживается множество $S \subseteq V$, состоящее из вершин v , для которых $\delta(s, v)$ уже найдено (т.е. $d[v] = \delta(s, v)$). Алгоритм выбирает вершину $u \in V \setminus S$ с наименьшим весом $d[u]$, добавляет u к множеству S и производит релаксацию всех ребер, выходящих из u , после чего цикл повторяется. Вершины, не лежащие в S , хранятся в очереди Q с приоритетами, определяемыми значениями функции d . Граф, как правило, задается с помощью списков смежных вершин [1].

Процесс анализа компоновок может учитывать ряд требований, предъявляемых к оснастке в целом и к ее отдельным элементам. Эти требования регламентируются техническими, эргономическими и экономическими показателями, а также показателями стандартизации и нормализации универсальных элементов оснастки. К основным требованиям, предъявляемым к оснастке, относятся: обеспечение заданной точности, производительности, удобства и безопасности работы, экономической эффективности и так далее.

В основу анализа могут быть положены как несколько требований, так и какое-либо конкретное требование. В случае, когда моделирование компоновок производится на основе нескольких предъявляемых требований, применяется разработанная схема анализа, представленная в виде диаграммы деятельности (см. рисунок 1).

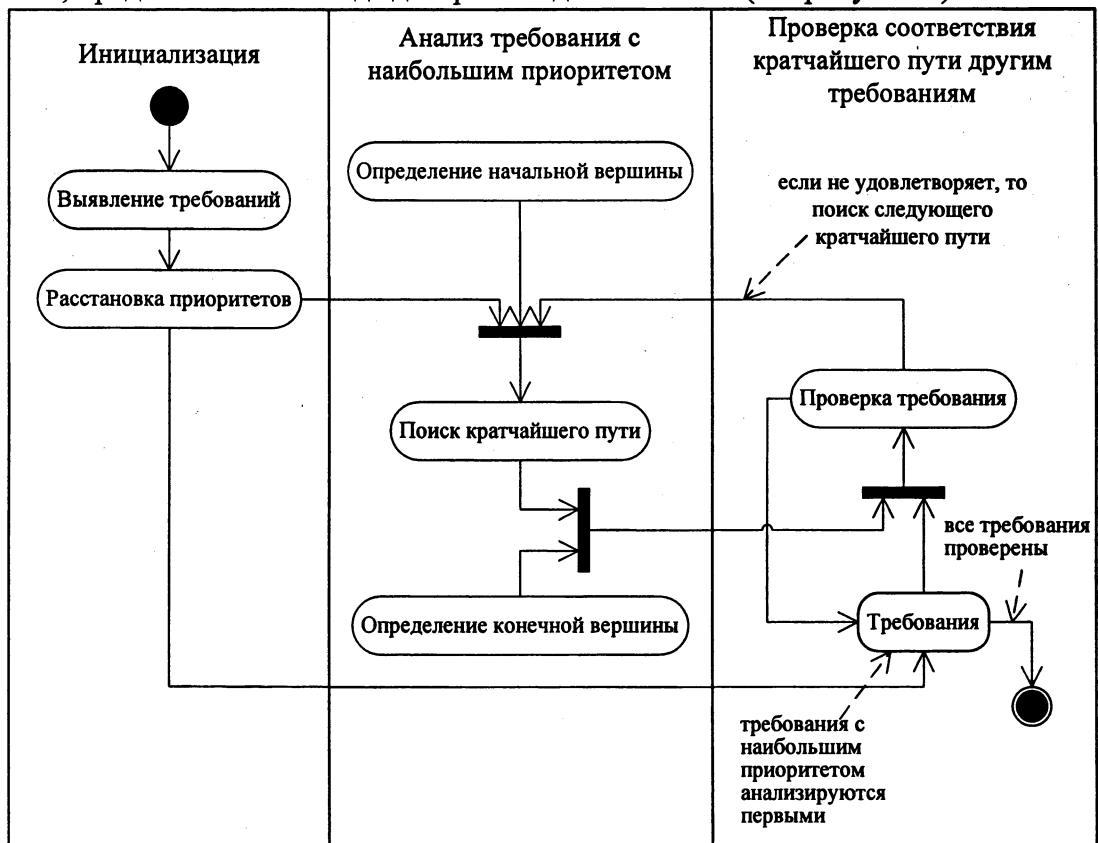


Рисунок 1. Схема анализа компоновок на предмет удовлетворения требованиям

Как было отмечено выше, алгоритм Дейкстры находит оптимальный путь из одной вершины в другую, и этот путь единственный (в приборостроении он может представлять собой компоновку модулей с наименьшей погрешностью сборки или

наивысшей точностью позиционирования). В реальной ситуации для анализа недостаточно одного варианта компоновки. С этой целью были разработаны два принципа анализа компоновок на оптимальность: принцип соседства и принцип исключения.

Принцип соседства заключается в следующем. Пусть имеем кратчайший (оптимальный) путь из начальной вершины в конечную, удовлетворяющий предъявляемым требованиям. Тогда велика вероятность того, что некоторое множество путей, удовлетворяющих предъявляемым требованиям, является модификацией оптимального пути, то есть некоторые ребра оптимального пути являются ребрами модифицированного пути.

Рассмотрим алгоритм нахождения оптимальных путей по принципу соседства на примере системы, состоящей из восьми модулей (см. рисунок 2).

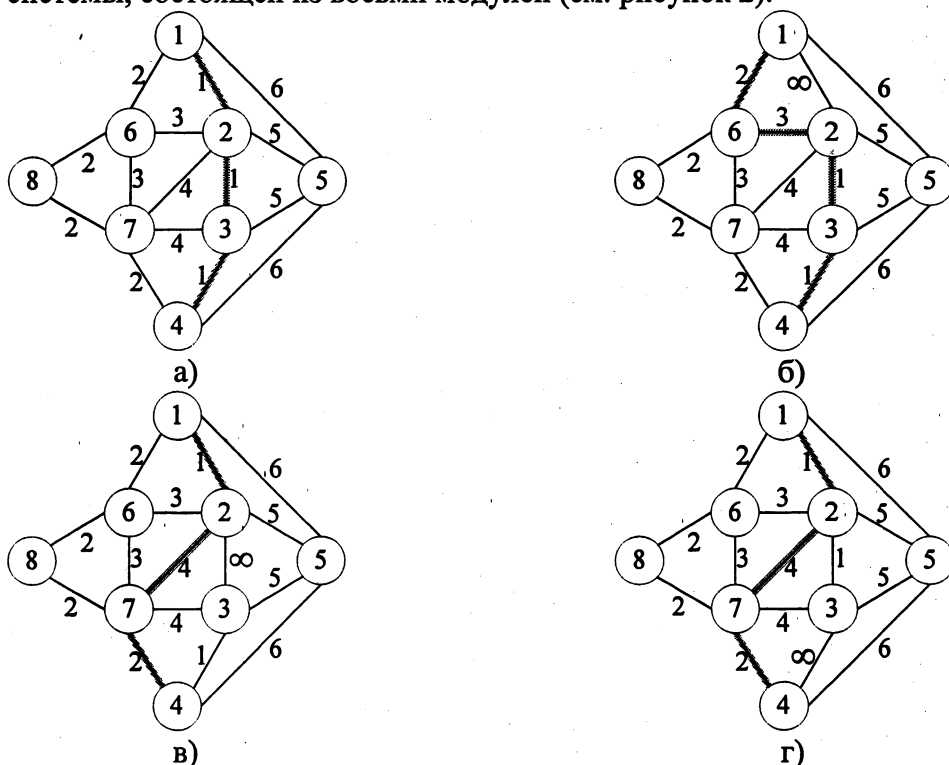


Рисунок 2. Алгоритм нахождения оптимальных путей по принципу соседства

Пусть имеем оптимальный путь 1-2-3-4, как показано на рисунке 2а). Присваиваем весу ребра 1-2 значение ∞ , после чего производим поиск кратчайшего пути в модифицированном графе. В результате получаем кратчайший путь 1-6-2-3-4, как показано на рисунке 2, б). Возвращаем начальное значение веса ребра 1-2 и устанавливаем вес следующего ребра (ребро 2-3) в ∞ . Снова производим поиск, в результате которого получаем кратчайший путь 1-2-7-4. Описанные действия выполняются до тех пор, пока не будут обработаны все ребра оптимального пути.

Принцип соседства применяется в случаях проектирования однородных компоновок со сменными наладками, когда одно и то же приспособление в зависимости от установленной наладки применяется для контроля разных объектов анализа.

Опишем принцип исключения. Пусть имеем кратчайший (оптимальный) путь из начальной вершины в конечную, удовлетворяющий предъявляемым требованиям. Тогда для нахождения множества путей, непохожих на оптимальный, последний надо исключить из поиска путем задания его ребрам больших весов.

Рассмотрим алгоритм нахождения оптимальных путей по принципу исключения на примере системы, состоящей из восьми модулей (см. рисунок 3).

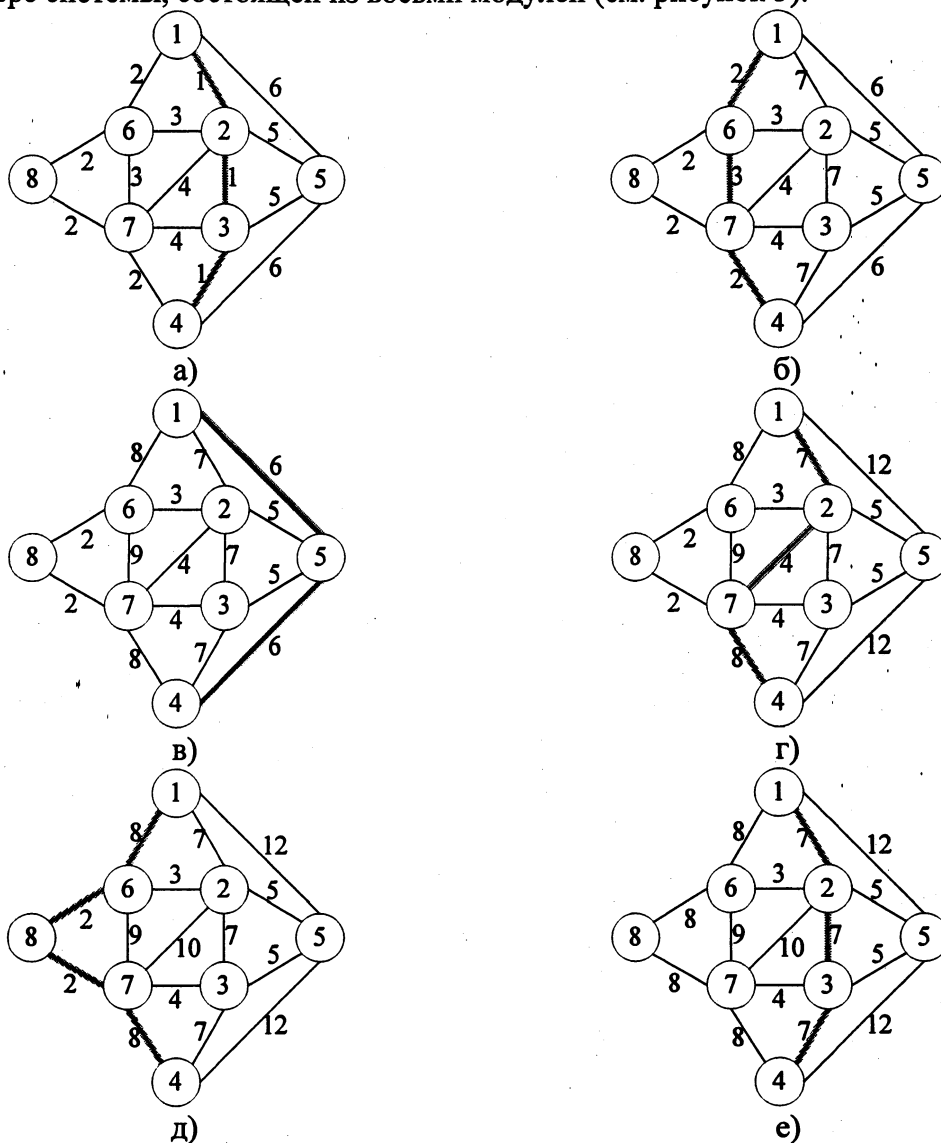


Рисунок 3. Алгоритм нахождения оптимальных путей по принципу исключения

Пусть имеем оптимальный путь 1-2-3-4, как показано на рисунке 3, а). Увеличиваем вес ребер, составляющих оптимальный путь, на величину, равную максимальному весу ребра в графе (в данном случае на 6) и ставим этим ребрам маркер модификации. После этого производим поиск кратчайшего пути в модифицированном графе. В результате получаем кратчайший путь 1-6-7-4, как показано на рисунке 3, б). Производим такие же преобразования для пути 1-6-7-4 и продолжаем поиск следующего кратчайшего пути. Так находим путь 1-5-4 (рисунок 3, в)), а затем 1-2-7-4 (рисунок 3, г)). Следует отметить, что для пути 1-2-7-4 увеличивается вес и выставляется маркер только для ребра 2-7, так как для ребер 1-2 и 7-4 маркер был выставлен на предыдущих итерациях. Поиск путей продолжается до тех пор, пока повторно не встретится уже найденный путь. В этом случае либо прекращается поиск, либо сбрасываются все маркеры и поиск начинают заново.

Принцип исключения применяется в случаях проектирования разнородных компоновок (компоновок состоящих из разных модулей), когда одна и та же база (начальная вершина) используется в качестве плацдарма для разнородных приспособлений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кормен Т., Лейзерсон Ч., Ривест Р.. Алгоритмы: построение и анализ. М.: МЦНМО, 2000. – 960 с., 263 ил.

УДК 621.9

В. Г. Смирнов, С. С. Соколовский, К. Д. Венгер

**РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НОМИНАЛЬНО
КРИВОЛИНЕЙНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПО КОНТРОЛЬНЫМ ТОЧКАМ**

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

В машиностроении часто используют функциональные элементы деталей формы тел вращения, среди которых широко представлены такие номинально криволинейные поверхности как тор, сфера, цилиндр. Контроль геометрических параметров таких элементов является сложной и трудоемкой измерительной задачей, поскольку они, как правило, имеют малую протяженность, и к ним предъявляются высокие точностные требования.

Нами была разработана новая методика расчета геометрических параметров поверхности, позволяющая производить расчет геометрических параметров по малому фиксированному количеству контрольных точек. При получении большего, чем минимально необходимого количества контрольных точек методика позволяет рассчитать геометрические параметры с большей точностью за счет сглаживания высокочастотных отклонений точек.

В основу методики положено использование аналитического моделирования реальных поверхностей, которое базируется на следующем условии: для каждой реальной поверхности всегда можно выделить низкочастотную и высокочастотные составляющие отклонения точек, характеризующие ее макрогеометрию (погрешность формы), причем высокочастотные отклонения точек пренебрежимо малы по сравнению с доминирующей низкочастотной составляющей (рис. 1). Здесь речь идет о некоторых предельных соотношениях между амплитудами высших и низших гармоник отклонения точек, формирующих реальную поверхность, при которых влиянием высших гармоник на суммарную погрешность измерения низкочастотного отклонения, принимаемого за погрешность формы, можно пренебречь. Для обоснования числовых значений таких предельных соотношений необходимо проведение экспериментальных исследований, имеющих соответствующую направленность.

Сформулированное выше условие позволяет при оценке отклонений формы выделенного класса объектов вместо реальных поверхностей использовать аналитические модели их аппроксимирующих поверхностей. Такие аппроксимирующие поверхности должны характеризовать низкочастотные отклонения точек реальных поверхностей и удовлетворять при этом следующим требованиям.

Во-первых, аппроксимирующие поверхности, выступающие в роли моделей реальных поверхностей деталей, должны сглаживать заменяемые реальные поверхности наилучшим образом, т. е. обеспечивать пренебрежимо малое несоответствие модели реальному объекту измерения.

Во-вторых, используемые аппроксимирующие поверхности должны достаточно просто описываться аналитически.

В-третьих, аналитические модели аппроксимирующих поверхностей должны строиться по минимальному количеству контролируемых точек.

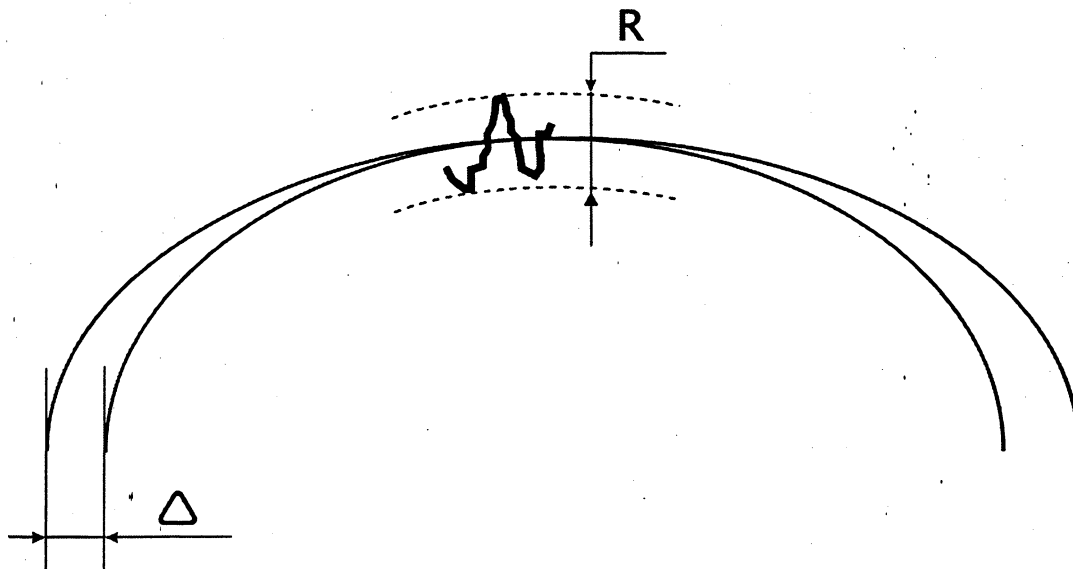


Рис. 1. Виды отклонений точек реальной поверхности, определяющих ее макрогеометрию (погрешность формы), где:

R – размах высокочастотных отклонений точек;

Δ – амплитуда низкочастотных отклонений

Исходя из этих требований, а также предпосылок разработки новых методов измерения, будем использовать для аппроксимации реальных поверхностей деталей различные гладкие теоретические поверхности второго-четвертого порядков, задаваемые параметрическими уравнениями. Выбор параметрических уравнений обусловлен их относительной простотой описания с их помощью поверхностей вращения различной сложности.

Суть предлагаемой методики заключается в следующем:

1. Строим параметрическое уравнение аппроксимирующей поверхности вида:

$$\begin{aligned} X &= F_x(p_1, p_2, \dots, p_N, u, v) \\ Y &= F_y(p_1, p_2, \dots, p_N, u, v) \\ Z &= F_z(p_1, p_2, \dots, p_N, u, v) \end{aligned} \quad (1)$$

где X, Y, Z – координаты, u, v – параметрические переменные, p_1, p_2, \dots, p_N – геометрические параметры поверхности.

на зашумленных данных, увеличением количества контрольных точек, за счет снижения влияния высокочастотных отклонений.

- контрольные точки не должны быть симметричными, так как в этом случае мы можем получить линейную комбинацию уравнений, что приведет к вырожденности матрицы J .

При практической реализации методики мы столкнулись с проблемой сильного влияния на результат начальных значений параметрических переменных, а также высокими вычислительными затратами на проведение поиска оптимального вектора в состав которого входят, в том числе, и параметрические переменные. Данная проблема была успешно решена применением двух итераций. Поскольку значения параметрических переменных определяют расположение контрольных точек, а схема расположения контрольных точек известна, то всегда можно определить начальные значения параметрических переменных и исключить их из вектора искомых переменных на первой итерации. Схема расположения контрольных точек выбирается исходя из условий оптимизации вычислений и ограничений, связанных с параметрами конкретной исследуемой детали. Таким образом, на первой итерации мы получим начальные значения искомых переменных, которые будут использованы для второй итерации. Вторая итерация проводит поиск по всем переменным более совершенным и дорогостоящим, с точки зрения вычислительных затрат, методом. В результате мы сможем обеспечить высокую точность и приемлемые вычислительные затраты. При этом если схема расположения контрольных точек в процессе измерений не изменяется то, получив один раз уточненные на второй итерации значения параметрических переменных их можно использовать для расчета параметров следующей детали, исключив из вектора искомых параметров, и тем самым избежать лишней итерации. Данный прием особенно актуален в производственных условиях.

Также нами было выявлено ограничение, связанное с геометрическими свойствами исследуемых поверхностей: контрольные точки должны лежать хотя бы в двух различных плоскостях, в противном случае возможно вырождение в линию на плоскости.

Используя данную методику, нами было разработано программное обеспечение расчета геометрических параметров тороидальных поверхностей, которое использовалось для проведения вычислительного эксперимента, при проведении которого были получены следующие ограничения и результаты:

- расстояние между точками должно быть не менее $10d$, где d – максимальная абсолютная погрешность входных данных;

- порядок методической погрешности по абсолютному значению отклонения параметров реальной поверхности от рассчитанных параметров моделируемой поверхности не превышает порядок погрешности входных данных.

В заключение вышесказанного следует отметить, что разработанная нами методика имеет ряд преимуществ перед существующими методиками:

1. высокая точность;
2. возможность измерения расположенной произвольным образом поверхности, что позволяет решать ряд других задач;
3. данная методика является универсальной, что позволяет использовать ее для расчета геометрических параметров различных поверхностей второго и более высоких порядков.

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
МАТЕРИАЛОВ
И КОНСТРУКЦИЙ**

УДК 681.1

M. Romanowicz, M. Czech

**ANALYTICAL AND NUMERICAL SOLUTION FOR STRESS FIELDS
IN PLANE SHEAR PROBLEM OF ANISOTROPIC ELASTICITY**

*Bialystok University of Technology
Belostok, Poland*

1. Introduction

To estimate any experimental method in mechanics of materials, it is needed to recognize the relation between stress state in a specimen and loading. In the case of shear tests on flat specimens for anisotropic materials it is difficult to obtain a perfect material reaction to the given loading. The method, known as the Iosipescu shear test, is used most often in the literature and is the one recommended by the standards to the prediction of the shear properties of anisotropic materials. In the Iosipescu test, an existence of pure shear is assumed. Fig 1a shows the scheme of specimen loading in the Iosipescu method.

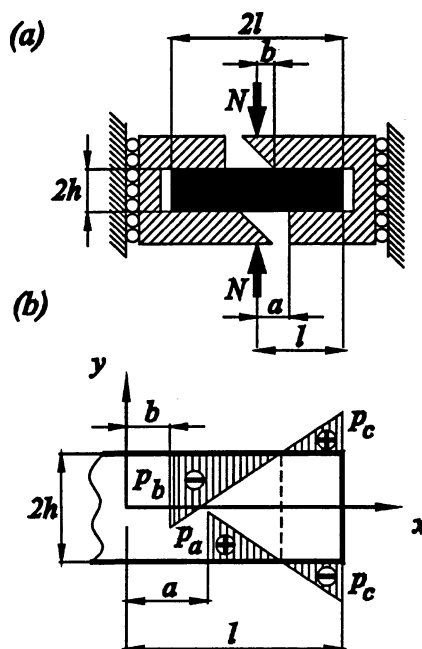


Fig.1. (a) The scheme of loading of the Iosipescu specimen, **(b)** The assumed loading distributions on the loading blocks

On the basis of the simple theory of beams the Iosipescu specimen treated as a rectangular beam, is subjected to four-point asymmetrical bending and therefore shear stress is calculated (by Adams, Wolrath (1987,1983)) in the central part, according to the formula:

$$\tau = N/A \quad (1)$$

where: N - shearing force, A - beam section in the central part.

In fact in the Iosipescu specimen mounted in both sides of the test fixture one side of the fixture is displaced vertically while the other side remains stationary. It is important to note that, there is no uniformly distribution of the reaction forces on loading blocks.

The aim of this paper is to calculate the stress state in the central part of the specimen by an analytical method. The Iosipescu specimen is considered as a flat plate, because the width of the beam is large compared with the thickness and comparable with its length.

2. Analytical Solution

A rectangular beam of length $2l$, width $2h$, and thickness $t \ll h$, fixed asymmetrical at each end in the loading blocks has been considered. The upper and bottom contact area between the blocks and the flat plate has length $(l-a)$ and $(l-b)$. The additional assumption is made that the ends of the flat plate are unsupported. The presented plane problem of elasticity is solved by the method of stress function F in a form of the Fourier series with given stress boundary conditions according to Fig. 1b. Orthotropic constants of elasticity were introduced as for beech wood to the calculations. The axes x and y in Fig 1b. coincide with the main orthotropy axes of the analyzed material, according to L and T . Stress field in the flat plate is described by the formula:

$$\sigma_{xx} = \frac{\partial^2 F}{\partial y^2}, \sigma_{yy} = \frac{\partial^2 F}{\partial x^2}, \tau_{xy} = -\frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y}, \quad (2)$$

where: F – stress function. The Stress function is the solution of fourth-order biharmonic differential equation in the form (Lechnickij(1947)):

$$\left(\frac{1}{E_{TT}} \right) \frac{\partial^4 F}{\partial x^4} + \left(\frac{1}{G_{LT}} - \frac{2\nu_{LT}}{E_{LL}} \right) \frac{\partial^4 F}{\partial x^2 \partial y^2} + \left(\frac{1}{E_{LL}} \right) \frac{\partial^4 F}{\partial y^4} = 0, \quad (3)$$

To simplify the calculations the loading in Fig. 1b is divided into the following parts: symmetrical and asymmetrical, therefore the stress function is built in the form of the formula $F = F_1(x, y) + F_2(x, y)$. In the case of symmetrical loading the stress function $F_1(x, y)$ in the form of the cosine series was assumed. To satisfy the boundary conditions two additional expressions are introduced to the cosine series:

$$F_1(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \cos \alpha_m x [C_1 ch(G\alpha_m y) + C_2 sh(G\alpha_m y) + C_3 ch(H\alpha_m y) + C_4 sh(H\alpha_m y)] + C_5 xy - f_1(x, y), \quad (4)$$

where: $\alpha_m = \frac{m\pi}{l}$, $m = 1, 2, 3, \dots$, C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 - constants, $f_1(x, y)$ - special function is taken from the obtained symmetrical solution, which considers the edge ends of the flat plate as unsupported. For asymmetrical loading stress function $F_2(x, y)$ in the form of the sine series with one additional expression was assumed.

$$F_2(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sin \alpha_m x [D_1 ch(G\alpha_m y) + D_2 sh(G\alpha_m y) + D_3 ch(H\alpha_m y) + D_4 sh(H\alpha_m y)] - f_2(x, y), \quad (5)$$

$\alpha_m = \frac{m\pi}{l}$, $m = 1, 2, 3, \dots$, D_1, D_2, D_3, D_4 - constants, $f_2(x, y)$ - special function is taken from the obtained asymmetrical solution, which considers the edge ends of the flat plate as unsupported. In this paper stress distributions in the central part of the flat plate is considered therefore shear stress τ_{xy} can be determined at the asymmetrical loading but normal stress at the symmetrical loading. Functions $f_1(x, y)$ and $f_2(x, y)$ in expressions (4) and (5) can be treated as stress functions, which provide solutions of the stress field at the ends of the plate, the same as in the case of their elimination. In order to determine the constants in symmetrical problem the stress boundary conditions are formulated as following:

$$\begin{aligned} y = \pm h &\rightarrow \tau_{xy} = 0, \\ y = \pm h &\rightarrow \sigma_{yy} = +q_1(x) \\ x = \pm l &\rightarrow \sigma_{xx} = 0 \\ x = \pm l &\rightarrow \tau_{xy} = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

$$\text{where: } q_1(x) = \frac{c_0}{2} + \sum_{m=1}^{\infty} c_m \cos \alpha_m x, \quad c_0 = \frac{2}{l} \left[\int_a^l 0.5 y_1(x) dx + \int_b^l 0.5 y_2(x) dx \right],$$

$$c_m = \frac{2}{l} \left[\int_a^l 0.5 y_1(x) \cos \alpha_m x dx + \int_b^l 0.5 y_2(x) \cos \alpha_m x dx \right]. \text{ While in asymmetrical problem it is assumed:}$$

$$\begin{aligned} y = \pm h &\rightarrow \tau_{xy} = 0, \\ y = \pm h &\rightarrow \sigma_{yy} = \pm q_2(x) \\ x = \pm l &\rightarrow \sigma_{xx} = 0 \\ x = \pm l &\rightarrow \tau_{xy} = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

$$\text{where: } q_2(x) = \sum_{m=1}^{\infty} d_m \sin \alpha_m x, \quad d_m = \frac{2}{l} \left[\int_a^l 0.5 y_1(x) \sin \alpha_m x dx + \int_b^l 0.5 y_2(x) \sin \alpha_m x dx \right] \text{ The}$$

integrand functions $y_1(x), y_2(x)$ in the given above integrals have the following form:

$$\begin{aligned} y_1(x) &= -A_1 x + A_2 \\ y_2(x) &= A_1 x - A_2, \end{aligned} \quad (8)$$

The integrand functions $y_1(x), y_2(x)$ satisfy, according to Fig 1b. the conditions:

$$\begin{aligned} y_1(x=a) &= +p_a, \quad y_1(x=l) = -p_c, \quad y_2(x=b) = -p_b, \quad y_2(x=l) = +p_c, \\ \int_a^l y_1(x) dx + \int_b^l y_2(x) dx &= N, \quad \int_a^l y_1(x) x dx + \int_b^l y_2(x) x dx = 0. \end{aligned}$$

3. Numerical Solution

Numerical calculations of the stress state in the plate were carried in the range of linear elasticity of material by FEM. The finite element computations were performed using the MSCPatran/Nastran. Model 2-D of the orthotropic plate was built taking into consideration the elastic constants from Tab.1.

Table 1

Elasticity constants for beech wood in the orthotropy plane LT

E_{LL}	E_{TT}	G_{LT}	ν_{LT}	ν_{TL}
GPa	GPa	GPa		
14.24	1.07	0.91	0.469	0.035

The finite element mesh with two displacement components, i.e. u, v consists of isoparametric eight-nodes quadrilateral elements. The displacements boundary conditions were introduced for the following nodes:

$$\begin{aligned}
 x = 0, y = 0 &\rightarrow u = 0, v = 0 \\
 b < x < l, y = +h &\rightarrow u = 0, v = \frac{-v_0}{2} \\
 a < x < l, y = -h &\rightarrow u = 0, v = \frac{-v_0}{2} \\
 -l < x < -a, y = +h &\rightarrow u = 0, v = \frac{v_0}{2} \\
 -l < x < -b, y = -h &\rightarrow u = 0, v = \frac{v_0}{2}
 \end{aligned} \tag{9}$$

In this way the total displacement of the plate was equal v_0

4. Conclusions

The stress fields in the central part of the flat plate, obtained by the analytical and numerical methods are presented in Figs. 2,3. The presented analytical solution contains a sum of only seven terms of the trigonometrical series. The mentioned number of terms, i.e. $m = 1, 2, \dots, 7$ gives satisfactory approximation of loading distributions in the form of (8) by the trigonometrical series. The presented in Figs. 2,3 stress distributions $\sigma_{xx}^*, \tau_{xy}^*, \sigma_{yy}^*$ were normalized in respect to the average shear stress $\bar{\tau}_{xy}$, occurring in the central part of the flat plate. The average shear stress $\bar{\tau}_{xy}$ was calculated independent for both solutions, as follows

$$\bar{\tau}_{xy} = \frac{1}{2h} \int_{-h}^h \tau_{LT}(0, y) dy \tag{10}$$

where: $\tau_{xy}(0, y)$ - shear stress for $x = 0$, h - half of width of the flat plate. The value y , was normalized in respect to the width h . In the Figs 2,3 shear stress τ calculated by formula (1) was also presented.

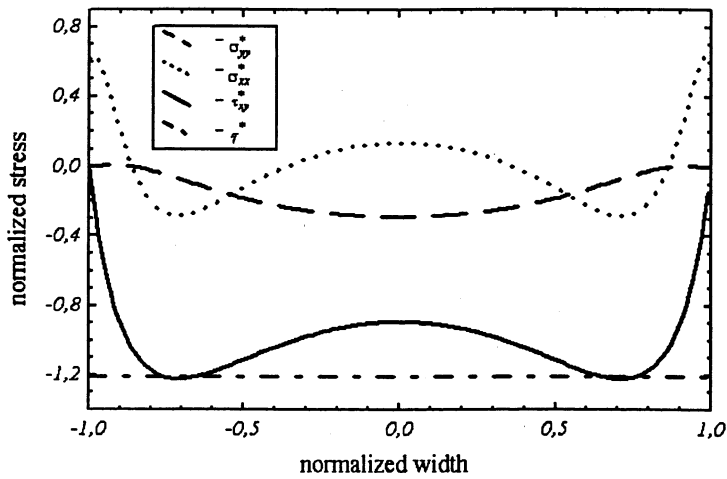


Fig.2. Analytical solution

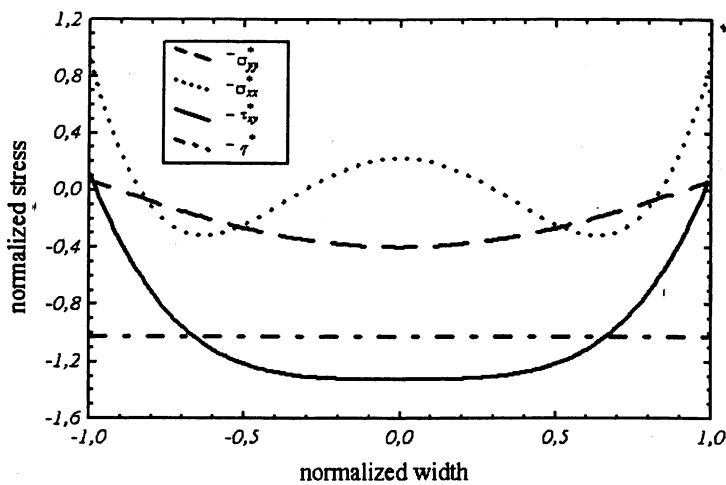


Fig.3. Numerical solution

The conducted analyses shows convergence between analytical and numerical solutions, even for a few number of terms of the trigonometrical series (4) i (5). Additionally, the analyses confirmed the usefulness of formula (1), which correctly describes average shear stress in the central part of the Iosipescu specimen.

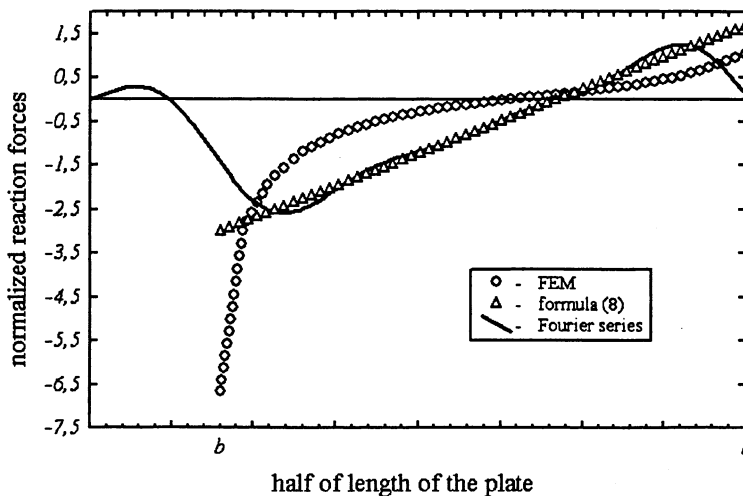


Fig.4. Normalized distribution of the reaction forces at the upper loading block

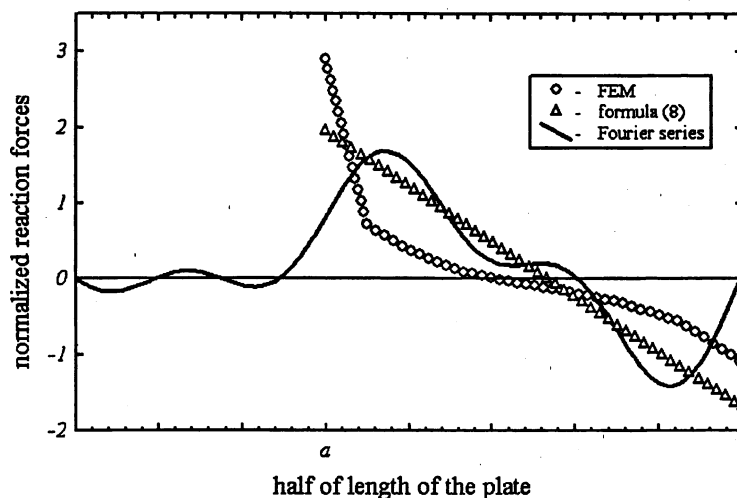


Fig.5. Normalized distribution of the reaction forces at the bottom loading block

Existence of positive values of the reaction forces in the loading distributions on the loading blocks can be treated as a kind of singularity in the analytical solutions. It is important to note that, this singularity is also associated with numerical solutions. The mentioned singularity was presented in Figs 4,5. The presented in Figs. 4,5 loading distributions occurring at the upper and bottom contact area were normalized independent for both solutions in respect to the average shear stress $\bar{\tau}_{xy}$ (10).

REFERENCES

1. Adams D.F., Walrath D.F. (1987): J. Comp.Mater., Vol. 21, 494-506;
2. Iosipescu N. (1967): J. Mater., 2(3), 537-566;
3. Lechnickij S.G. (1947): Anizotropnyje plastinki, OGIZ, Moskva
4. Walrath D.E., Adams D.F.(1983):, Exp. Mech. Vol. 3, 105-110

УДК 539.3: 621.7

Ю.В. Василевич, В.В. Неумержицкий

ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ НЕКОТОРЫХ МЕТОДОВ МЕХАНИКИ ДЕФОРМИРУЕМОГО ТВЕРДОГО ТЕЛА К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Основной задачей технической диагностики является повышение надежности объектов на этапе их производства, эксплуатации и хранения. Диагностическое обеспечение позволяет повысить достоверность правильного функционирования объектов, увеличить срок их службы и наработку на отказ. Большое значение для инженерной практики имеют решения задач прогнозирования, в частности, для организации технического обслуживания по состоянию, вместо обслуживания по ресурсу. Непосредственное перенесение методов решения задач диагностирования на задачи прогнозирования невозможно из-за различия моделей, с которыми приходится работать: при диагностировании моделью обычно является описание объекта, в то

время как при прогнозировании необходима модель процесса эволюции технических характеристик объекта во времени [1].

Содержание задач диагностирования объектов технической природы заключается в определении технического состояния на момент проведения исследований, на некоторый будущий момент времени, и в случае необходимости, на момент времени в прошлом. Задачи первого типа можно отнести к технической диагностике, второго типа - к технической прогностике, третьего - к технической генетике. Решения указанных типов задач имеют свои характерные особенности. Решение задач технической генетики основывается не только на констатации фактов технического состояния объекта на настоящий момент времени, но и на оценке его состояний в вероятных предъисториях, которые способствовали реализации соответствующих процессов по оказанию объекта в таком техническом состоянии, которое зафиксировано на данный момент времени. Полученные решения задач технической генетики позволяют выявить первопричины, например, вызвавшие аварию или негативные последствия сбоев функционирования технического объекта.

Решения задач прогностики имеют большое значение при определении срока службы объекта, назначении периодичности его профилактических проверок и ремонта. Методы решения указанного класса задач предусматривают описание эволюционных процессов развития технических характеристик объекта во времени. Решения задач прогностики приобретают большое значение при организации технического обслуживания по их состоянию, а не по ресурсу функционирования.

Эффективными методами решения граничных задач по исследованию напряженно-деформированного состояния в элементах конструкционного назначения являются методы линейного сопряжения и потенциала [2-4]. Вопросы прочности, жесткости и устойчивости конструкций и их элементов имеют большое значение при оценке качества эксплуатации объектов.

Конструкционные элементы типа пластин широко используются в современной инженерной практике. Во многих случаях они состоят из анизотропных материалов, обладающих различными упругими и тепловыми свойствами в различных направлениях. Для построения математической теории расчета таких конструктивных элементов на прочность, жесткость и устойчивость в зависимости от рода их материала, напряженного состояния и температурного поля используются модели линейно-упругого, нелинейно-упругого, упруго-пластического тел и др. Метод линейного сопряжения является одним из наиболее эффективных методов теории функции комплексного переменного при решении граничных задач стационарной теплопроводности и термоупругости анизотропного тела. При этом предполагается, что тело представляет анизотропную пластинку, находящуюся в обобщенном плоском напряженном состоянии и в состоянии плоской деформации. Область, занятая телом, может быть односвязной или многосвязной. Указанным методом получены аналитические решения основных граничных задач теории изгиба изотропных и анизотропных пластин; исследовано распределение напряжений в анизотропных пластинах, содержащих концентраторы напряжений (разрезы, отверстия и др.); выявлены закономерности термоупругой устойчивости пластин; исследованы деформационные характеристики клиновидных и другой конфигурации областей; решены многие другие важные для практики задачи.

Для исследования напряженно-деформированного состояния трехмерных тел в зависимости от заданных внешней нагрузки и температурного поля широко используется метод потенциала. Полученные указанным методом аналитические решения используют не только для оценки прочностных и деформационных

характеристик трехмерных изделий, но и как тесты для оценки погрешности приближенных и численных методов [3, 4].

Одним из эффективных методов исследования поведения конструкций в условиях разнообразных воздействий является метод конечных элементов (МКЭ). В настоящее время используются разнообразные комплексы МКЭ, такие как ANSYS, NASTRAN, ABAQUS, COSMOS и др. Эти программные продукты относятся к категории CAE программного обеспечения, применяемого при проектировании машиностроительных, строительных и других конструкций. Список категорий программных продуктов может быть дополнен следующими CAD/CAM/CAE/GIS/PDM. На кафедре сопротивления материалов БНТУ метод конечных элементов ANSYS используется при решении задач динамики и прочности. Средствами МКЭ ANSYS производятся расчеты статического и динамического напряженно-деформированного состояния, включая геометрически и физически нелинейные задачи механики деформируемого твердого тела, форм и частот колебаний, устойчивости конструкций, нелинейных переходных процессов и др.

К широко используемому на практике комплексу CAD относится AutoCAD, позволяющий осуществлять моделирование деталей, поверхностей, сборок как в двумерном, так и в трехмерном пространствах. Следует отметить эффективное совместное функционирование двух комплексов AutoCAD и МКЭ при решении задач технической генетики и прогностики.

ЛИТЕРАТУРА

1. Машиностроение. Энциклопедия. - М.: Машиностроение. Измерения, контроль, испытания и диагностика. Т. III-7.1996.-464с; 2. Прусов И.А. Метод сопряжения в теории плит. – Мн.: Изд-во БГУ, 1975.-256 с; 3. Лурье А.И. Теория упругости. – М.: Наука, 1970. – 940 с; 4. Василевич Ю.В., Акимова С.В. Представление общих решений трехмерной задачи термоупругости анизотропного тела через квазигармонические функции.// Теория и практика машиностроения. 2004. - № 1. С. 58 – 60.

УДК 621.793

Н.В. Спиридонов, И.О. Соколов, Л.И. Пилецкая

ИССЛЕДОВАНИЕ ТРИБОТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПОЗИЦИОННЫХ ГАЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ НА ОСНОВЕ ЖЕЛЕЗА

*Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Республика Беларусь*

В данной работе исследовались композиции следующих составов:

Композиция №1 – порошок ПР-Х4Г2Р4С2Ф;

Композиция №2 – порошок ПР-Х18Н9;

Композиция №3 – смесь 1 объем ПР-Х4Г2Р4С2Ф + 1 объем ПР-Х18Н9;

Композиция №4 – смесь 1 объем ПР-Х4Г2Р4С2Ф + 1 объем ПР-10Р6М5.

Следует отметить, что порошки, содержащие бор и кремний, являются самофлюсующимися. В данных композициях таким является порошок ПР-Х4Г2Р4С2Ф.

В качестве методов нанесения покрытий использовались газопламенное и плазменное напыление с последующим оплавлением газовой горелкой.

Результаты испытания прочности сцепления покрытия с основным металлом приведены в табл.1.

Таблица 1

Прочность сцепления композиционных покрытий

Материал покрытия	Метод нанесения	σ , МПа
композиция 1	ПН+ГПО	145
	ГПН+ГПО	118
композиция 2	ПН+ГПО	112
	ГПН+ГПО	104
композиция 3	ПН+ГПО	115
	ГПН+ГПО	106
композиция 4	ПН+ГПО	158
	ГПН+ГПО	109

ПН- плазменное напыление, ГПН – газопламенное напыление, ГПО – газопламенное оплавление.

Следует отметить, что газопламенное напыление композиций давало нестабильные результаты, случалось отслоение покрытий, а разброс измеренных значений адгезии достигал 70%, заметно превышая аналогичный при плазменном напылении.

В целом, полученные результаты подтверждают теоретические прогнозы. Сцепление покрытий, напыленных плазменным методом, заметно выше, чем газопламенным, т.к. этот метод характеризуется большим энерговыделением, большей тепловой и кинетической энергией потока частиц, что существенно влияет на адгезию.

Анализ зависимости прочности сцепления покрытий от их химического состава показывает, что наибольшей адгезией обладает композиция 1 – чистый самофлюсующийся порошок, содержащий бор и кремний, а наименьшей – композиция 2, не являющийся самофлюсующимся. Это объясняется тем, что В и Si в процессе химических реакций связывают и удаляют с поверхности металла окисные пленки, повышая энергию активации поверхности. Кроме того, борирование порошков на железной основе позволяет получить эквивалентные или превосходящие по абразивной износостойкости никелевые, но менее дорогие по стоимости порошковые материалы [1].

Таким образом, максимальная прочность сцепления достигается при нанесении покрытий из порошков, обладающих самофлюсующимися свойствами, применяя технологии с наибольшим энергетическим вкладом.

Испытания на износостойкость проводились методом трения по абразивному бруску. Варьируемые параметры – скорость скольжения и давление. Величина износа измерялась весовым (г) и линейным (мкм) методами. Для ускорения испытаний увеличены скорости скольжения. Для получения значимых результатов число циклов испытаний установлено $1 \cdot 10^6$ оборотов. Результаты испытаний сведены в табл.2.

Однозначной зависимости абразивной износостойкости от способа нанесения покрытия не выявлено. В табл.2 приведены средние арифметические значения по испытаниям образцов одинакового состава, часть из которых напылена плазменным, а часть – газопламенным методами. Разница данных по износостойкости для данных двух методов не превышала 5%.

Результаты испытаний абразивной износостойкости композиций

Ном ер п/п	Условия опыта	Композиция №1		Композиция №2		Композиция №3		Композиция №4	
		г	мкм	г	мкм	г	мкм	г	мкм
1	$V_{ск}=2$ м/с $P=0,1$ МПа	2,1	120	3,2	190	2,8	170	2,0	110
2	$V_{ск}=2,6$ м/с $P=0,1$ МПа	2,1	130	3,3	200	2,9	180	2,0	110
3	$V_{ск}=3,2$ м/с $P=0,1$ МПа	2,2	140	3,4	200	2,9	180	2,0	110
4	$V_{ск}=2,6$ м/с $P=0,2$ МПа	2,5	160	3,6	220	3,3	210	2,3	140
5	$V_{ск}=2,6$ м/с $P=0,3$ МПа	2,9	180	3,8	250	3,5	230	2,7	170

Из приведенных данных видно, что выбранные композиционные материалы ведут себя при изнашивании в среде мягкого абразива в целом так же, как и стали. Зависимости износа I от скорости скольжения V и давления P аналогичны образцам из стали 45. С повышением скорости износ практически не увеличивается, а с ростом давления интенсивность изнашивания возрастает, подчиняясь линейной зависимости (Рис.1 и 2). Зависимость износа от числа циклов испытаний n также имеет линейный характер (Рис.3).

Такие результаты, по-видимому, можно объяснить тем, что с повышением давления усиливается роль механического и теплового факторов износа, а рост скорости скольжения, если и увеличивает тепловыделение, то довольно незначительно. Линейность зависимости износа от числа циклов нагружения объясняется отсутствием сколь либо заметного влияния явления наклепа на изменение твердости покрытия, которая достигает 60 HRC для композиций 1, 3, 4, содержащих бор и кремний и 57 HRC для композиции 2, хотя сам наклеп имеет место, и картина износа практически не отличается от аналогичной для стали. Также для данных покрытий характерно наличие следов вторичных структур, которые крайне трудно идентифицировать ввиду сложного химического состава композиций.

Таким образом, факторами абразивного износа покрытий, как и в случае со сталями, являются механический, тепловой и механо-химический, причем роль последнего представляется наиболее значимой, т.е. изнашивание происходит, в основном, за счет образования на поверхности вторичных структур и их истирания. Тепловой фактор влияет за счет высокого разогрева поверхностных микрообъемов, возможного их размягчения и интенсификации химических процессов. Роль механического фактора состоит в приводящем к усталостному износу передеформировании наиболее мягких элементов структуры и возможном выкрашивании наиболее твердых частиц из менее твердой матрицы покрытия под воздействием частиц абразива.

Сопротивляемость покрытия износу зависит от химического состава покрытия, который определяет твердость и теплостойкость, а также свойства образующихся в процессе трения вторичных структур. Наибольшей износостойкостью обладает композиционная смесь порошков ПР-Х4Г2Р4С2Ф (Cr, Mn, B, Si, C, V, Fe-основа) и ПР-10Р6М5 (Fe-основа, W, Mo, C). Структура покрытия состоит из мелкодисперсных

боридов и карбидов, равномерно распределенных в насыщенной легированными элементами матрице, что определяет его повышенную твердость и теплостойкость.

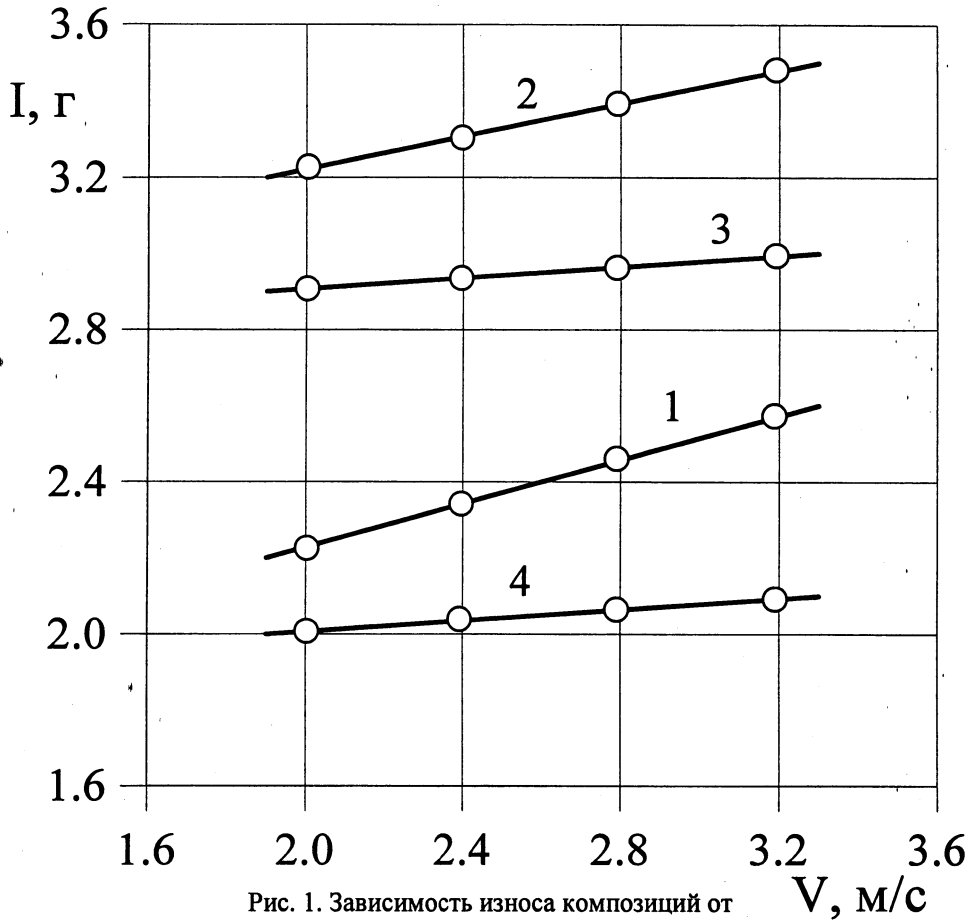


Рис. 1. Зависимость износа композиций от скорости скольжения: 1,2,3,4 – номера композиций

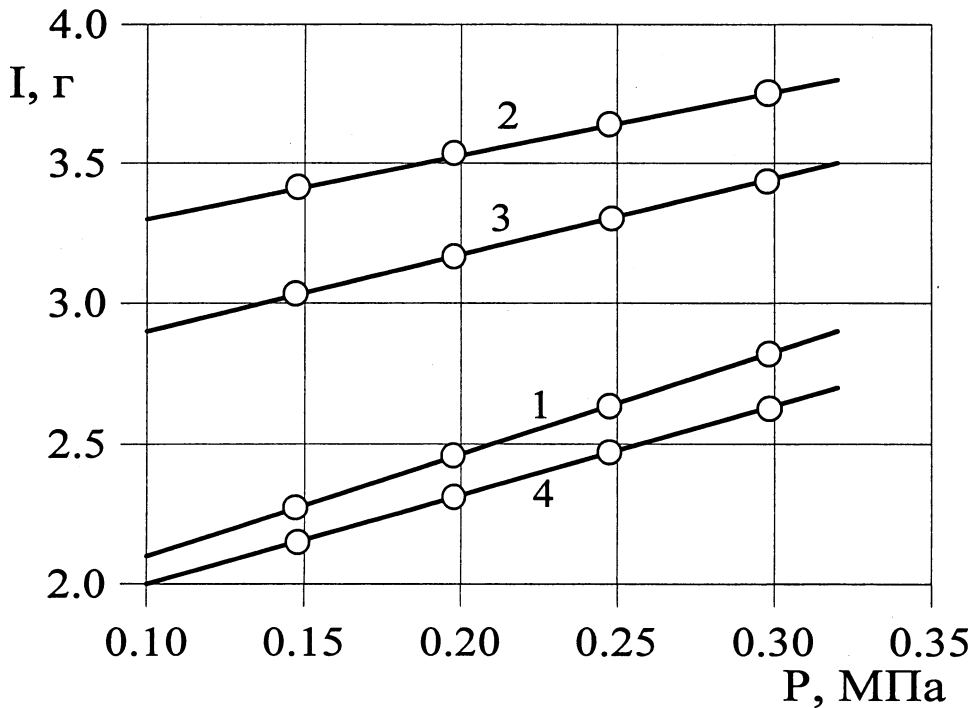


Рис. 2. Зависимость износа композиций от давления: 1,2,3,4 – номера композиций

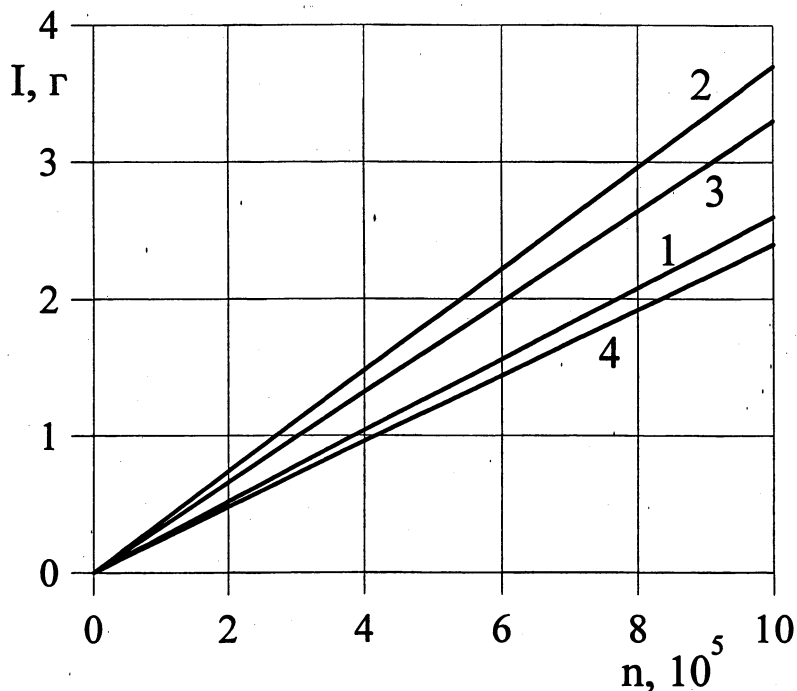


Рис. 3. Зависимость износа композиций от числа циклов нагружения:
1,2,3,4 – номера композиций

При газопламенном напылении отмечались отскоки частиц, образование большого слоя окалины после оплавления, у 12% образцов при данной технологии наблюдалось отслоение покрытия, тогда как для плазменного напыления эта цифра составляет 3%. При плазменном методе указанные недостатки отсутствовали.

Грануляция порошков в пределах 100-160 мкм, т.е. разброс частиц весьма значителен. Очевидно, наиболее крупные из них в менее энергетической газопламенной струе не могут в достаточной мере пластифицироваться, что и определяет явление отскока. Наличие большого количества окалины, окисляемость покрытий во время оплавления определяется большим содержанием кислорода в струе при газопламенном методе, что ведет и к повышенному его содержанию в напыленном слое. Все перечисленные недостатки газопламенного напыления по сравнению с плазменным определяют и больший процент отслоенных покрытий.

Процентное содержание кислорода, влияющее на химические процессы при оплавлении, является и главным фактором, определяющим пористость.

Таким образом, только плазменный метод для исследованных композиций является эффективным при нанесении покрытий. Для повышения качества напыления и обеспечения возможности применения газопламенного метода необходимо повысить самофлюсующиеся свойства порошков, уменьшить и сделать более однородной их грануляцию.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пантелеенко Ф.И. Самофлюсующиеся диффузионно-легированные порошки на железной основе и защитные покрытия из них – Мн.: Технопринт, 2001. – 299с.

П.С. Гурченко, А.В. Толстой, А.А. Шипко

СТРУКТУРА И СВОЙСТВА СЛОЖНОПРОФИЛЬНЫХ ШЕСТЕРЕН, УПРОЧНЕННЫХ МЕТОДОМ ОБЪЕМНО–ПОВЕРХНОСТНОЙ ЗАКАЛКИ

*Минский автомобильный завод,
Институт механики и надежности машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Основным видом упрочняющей обработки, применяемой при изготовлении тяжело нагруженных шестерен автомобилей и тракторов, является цементация. Однако этот метод имеет ряд существенных недостатков, главные из которых – высокая энергоемкость, большая длительность процесса, необходимость применения специальных марок сталей. Альтернативой ему может служить метод объемно–поверхностной закалки, обладающий высокой производительностью, дешевизной и позволяющий использовать для изготовления указанных деталей более дешевые марки машиностроительных сталей [1–3]. Основная задача данной работы состояла в проведении комплекса металлофизических исследований структуры и свойств шестерен, изготовленных из различных материалов и упрочненных методом объемно–поверхностной закалки с целью выбора оптимальных режимов их упрочнения. На завершающем этапе проводили стендовые и дорожные испытания упрочненных шестерен.

Как известно, глубина упрочненного слоя является одним из параметров, определяющих надежность работы изделий. В частности, для тяжело нагруженных деталей критерием оценки толщины упрочненного слоя рекомендуется считать эффективную толщину слоя, которая определяется расстоянием от поверхности до зоны закаленного слоя с твердостью 550 HV [3]. В результате измерения микротвердости по глубине упрочненного слоя исследуемых материалов было установлено следующее.

Сталь 20ХНЗА. Величина микротвердости у поверхности составляет 640 единиц и сохраняет это значение до глубины 0,4 мм, после чего начинает плавно уменьшаться, достигая 500 единиц на расстоянии 1,2 мм от поверхности и падая до значения 390 Н_ц в сердцевине материала. Принимая во внимание указанный выше критерий, эффективную толщину упрочненного в результате цементации слоя следует принять равной 1,2 мм.

Сталь 45. Величина твердости у поверхности здесь заметно выше (730 единиц). Это значение сохраняется до глубины 0,6 мм, затем плавно уменьшается до 410 Н_ц в сердцевине. Глубина упрочненного слоя составляет 2,4–2,5 мм.

Сталь 60ПП. Величина микротвердости у поверхности составляет ≈750 единиц и сохраняет это значение до глубины 1 мм, после чего начинает плавно уменьшаться, достигая 500 единиц на расстоянии 2,5 мм от поверхности и падая до значения 300 Н_ц в сердцевине материала. Принимая во внимание указанный выше критерий, эффективную толщину упрочненного слоя этого образца следует принять равной 2,2 мм.

Сталь У8А. Для этого материала величина микротвердости у поверхности также составляет ≈750 единиц, но, в отличие от стали 60ПП, сохраняет это значение до глубины 1,3 мм, после чего начинает плавно уменьшаться, достигая 500 единиц на расстоянии 2,9 мм от поверхности. При этом твердость сердцевины материала

составляет 420 Н_μ. Эффективная толщина упрочненного слоя стали У8А равна примерно 2,5 мм.

Сталь 40ХН. У этого образца микротвердость имеет наиболее высокое значение (790 Н_μ), причем характер ее распределения совершенно иной, нежели у образцов 1–3 – микротвердость не меняется вплоть до расстояния 4,9 мм от поверхности. Последнее указывает на то, что эффективная толщина закаленного слоя этого образца больше 5 мм.

Чугун СЧ20. Ход кривой изменения микротвердости по глубине слоя аналогичен указанному выше. Однако уровень максимальной твердости (640 Н_μ) сохраняется на большей глубине – 0,8 мм от поверхности, после чего также начинает плавно уменьшаться, достигая значения 300 Н_μ в сердцевине материала. Эффективная глубина упрочненного слоя для этого образца равна 2 мм.

Определенный интерес представляет изучение распределения твердости по контуру и сечению зубьев шестерен. Подобные исследования были выполнены в работе [4] для шестерен, упрочненных методом непрерывно–последовательного индукционного нагрева рабочих поверхностей с последующим охлаждением струей воды. В результате было установлено, что твердость впадины зуба несколько ниже, чем боковых поверхностей, а средняя часть вершины всех зубьев остается незакаленной.

Схематическое изображение шестерни и результаты измерения твердости закаленной зоны для шестерен, подвергнутых объемно–поверхностной закалке, представлены на рис. 2. Распределение твердости по контуру зуба определяли на расстоянии 0,20 - 0,35 мм от его поверхности. Из сравнения этих данных с приведенными в [4] видно, что распределение твердости по контуру зуба у шестерен, упрочненных методом объемно–поверхностной закалки, более однородно.

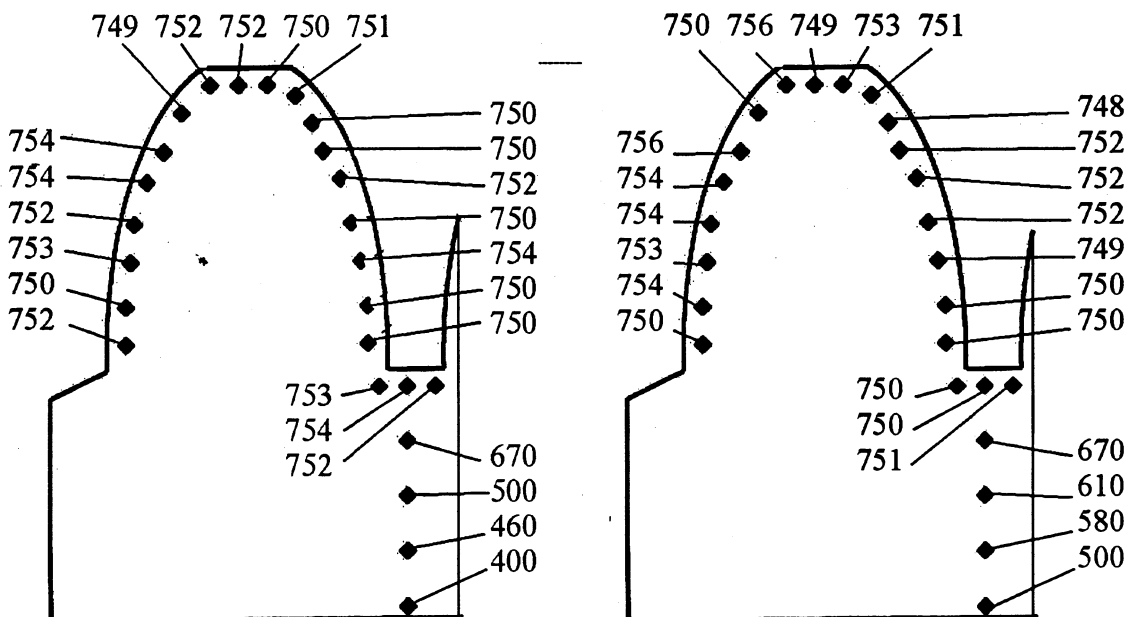


Рис. 1. Характер распределения твердости (HV) по контуру зубьев упрочненных шестерен из сталей: а – 60ПЦ, б – У8.

Результаты измерения распределения твердости по сечению зуба суммированы в таблице 1 (l – расстояние от поверхности). Полученные данные свидетельствуют о том, что в результате объемно–поверхностной закалки шестерня имеет однородный

упрочненный слой высокой твердости толщиной $\approx 2,5$ мм, и достаточно мягкую сердцевину.

Обратимся к результатам рентгенографических исследований. На дифрактограммах от темплетов, изготовленных из чугуна СЧ20 и ВЧ наблюдаются отражения от α -железа и довольно интенсивные линии аустенита. Количество аустенита, определенное по соотношению интегральных интенсивностей линий (111) аустенита и (110) α -железа у образца из чугуна СЧ20 составляет 26% и 40% у образца из чугуна ВЧ.

На дифрактограммах образцов из стали 20ХНЗА, 45 и 40ХН наблюдаются четкие, довольно острые линии α -железа (представляющего собой по данным металлографических исследований мелкоиглочатый мартенсит закалки) и малоинтенсивные сильно размытые отражения от остаточного аустенита. Анализ показал, что содержание остаточного аустенита у образца после цементации не превышает 7 % и 4 % у образцов из сталей 45 и 40ХН, подвергнутых объемно-поверхностной закалке.

Таблица 1

Распределение твердости по сечению зуба в направлении от его вершины до внутреннего диаметра шестерни

Сталь 60ПП		Сталь У8А		Сталь 45	
l , мм	HRC	l , мм	HRC	l , мм	HRC
2	59	2	59	2	60
4	57	4	59	4	58
7	44	7	53	7	53
10	36	10	50	10	53
13	33	13	41	13	48
15	34	15	36	15	46
17	33	17	34	17	42

На дифрактограмме от стали 60ПП наблюдаются только отражения от α -фазы, т.е. этот материал имеет мартенситную структуру с периодом решетки $a_0=0,2856$ нм. В отличие от стали 60ПП, на дифрактограмме от закаленного слоя стали У8А кроме отражения (110) α -фазы присутствует также ряд линий, принадлежащих карбидной фазе Fe_3C . Таким образом, структура упрочненной стали У8А представляет собой мартенсит с включениями частиц карбидной фазы Fe_3C . Период решетки матрицы стали У8А, измеренный по угловому положению линии (110)CoK $_{\alpha}$, равен $a_0=0,2868$ нм.

Результаты изучения триботехнических характеристик показали, что для всех исследованных материалов кривые зависимости коэффициента трения от числа циклов испытаний имеют подобный характер. Всем им характерен некоторый начальный участок, на котором происходит увеличение коэффициента трения, после чего его величина стабилизируется и в дальнейшем практически не меняется. Этот участок связан с периодом приработки, равным примерно 250 м пробега, и характеризуется интенсивным нелинейным изнашиванием.

После периода интенсивного износа процесс трения переходит в стадию установившегося изнашивания с характерной линейной зависимостью массового износа от пути трения. Величина коэффициента трения на установившейся стадии

износа у всех образцов примерно одинакова и равна 0,86-0,88, за исключением образца из чугуна СЧ20, у которого он заметно ниже и составляет 0,76.

Графики зависимости весового износа от пути трения для исследованных материалов приведены на рис. 2. Видно, что наименьший массовый износ при указанных условиях испытаний наблюдается у образца из чугуна СЧ20, а наибольший – у образца из стали 45. В промежутке между ними находятся (в порядке убывания): сталь 40ХН, сталь 20ХН3А, (цементация) и чугун ВЧ. При этом линии, характеризующие величину износа образцов из стали 20ХН3А и стали 40ХН достаточно близки друг к другу. Для большей наглядности ниже приведены цифры, характеризующие величину массового износа исследованных образцов (мг/м пути трения): сталь 20ХН3А – $1,46 \cdot 10^{-2}$, чугун СЧ20 – $0,49 \cdot 10^{-2}$, сталь 45 – $1,98 \cdot 10^{-2}$, сталь 40ХН – $1,38 \cdot 10^{-2}$, чугун ВЧ – $1,11 \cdot 10^{-2}$.

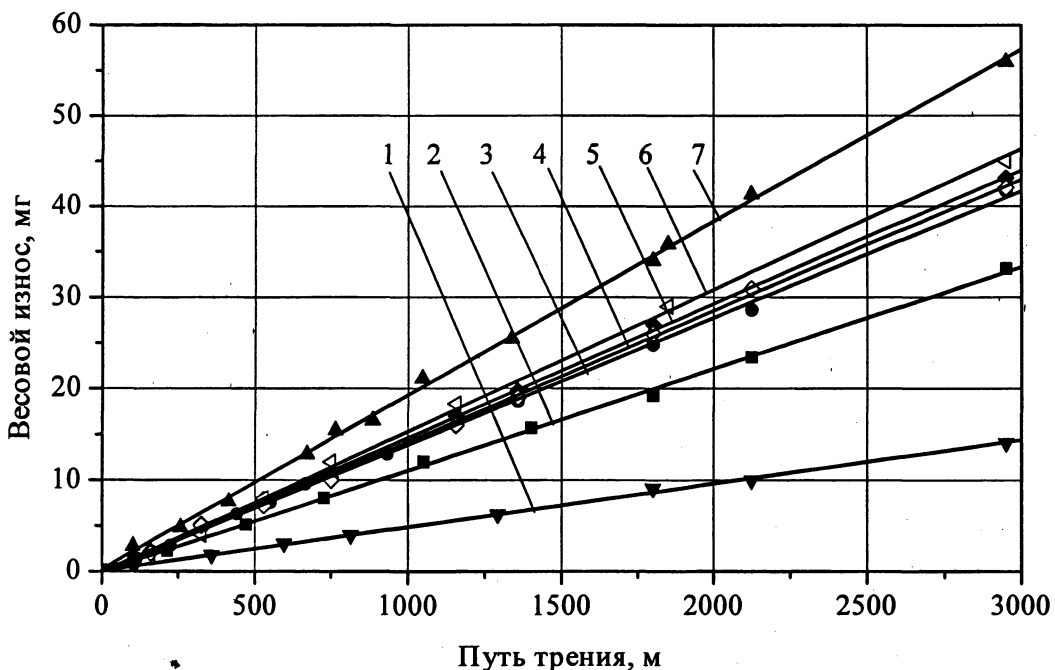


Рис. 2. Зависимость весового износа от пути трения. 1 – чугун СЧ20; 2 – чугун ВЧ; 3 – сталь У8; 4 – сталь 20ХН3А; 5 – сталь 40ХН; 6 – сталь 60ПП; 7 – сталь 45.

Таким образом, полученные данные показывают, что образцы из стали 40ХН, чугуна СЧ20 и ВЧ, упрочненные объемно-поверхностной закалкой с использованием индукционного нагрева имеют несколько большую износостойкость, чем образец из стали 20ХН3А, упрочненные цементацией с последующей закалкой. Однако здесь нужно принимать во внимание то, что речь идет лишь о триботехнических свойствах. В частности, высокие антифрикционные свойства серого чугуна хорошо известны, однако ему присущи высокая хрупкость и довольно низкая прочность, что, по всей видимости, не даст возможности применить его в качестве материала для изготовления высоконагруженных шестерен. Поэтому далее были выполнены аналогичные исследования шестерен, изготовленных из наследственно мелкозернистой стали У8А и стали пониженной прокаливаемости 60ПП. Предполагалось, что применение этих

материалов позволит более эффективно реализовать метод индукционного поверхностного упрочнения.

Из приведенных на рис. 2 данных видно, что износостойкость стали 60ПП незначительно уступает износостойкости стали У8А. В свою очередь, износостойкость этих сталей практически не отличается от износостойкости стали 20ХН3А.

Далее были проведены сравнительные стендовые испытания опытных и серийных шестерен на статическую прочность. Из полученных данных следует, что разрушение серийных шестерен происходит при величине нагружающего крутящего момента, равного 26–29 кН·м. Из всех исследованных материалов наилучшие результаты по этому критерию были получены для шестерен, изготовленных из стали 60ПП и У8А. Их разрушение произошло при величине нагружающего крутящего момента, равного 28–29 кН·м, т.е. такой же, как и для серийных шестерен.

На завершающем этапе работы были проведены динамические испытания опытных шестерен на полигоне испытательного центра УГК МАЗ. Автомобиль, нагруженный массой 11500 кг (номинальная грузоподъемность 9,7 т), испытывали в экстремальных условиях – езда по ухабам, трогание с места передним и задним ходом резким броском педали сцепления на площадке с уклоном 7%. Опытные шестерни выдержали полный цикл испытаний. При этом по динамической и статической прочности опытные и серийные шестерни оказались равнозначны.

Аналогичный результат был получен и после эксплуатационных испытаний. Ведомые шестерни главной передачи заднего моста автомобиля МАЗ 5551, изготовленные из стали У8А и ведущие шестерни колесной передачи автомобиля из стали 60ПП, упрочненные объемно–поверхностной закалкой, по износостойкости не уступают шестерням из стали 20ХН3А, упрочненным химико–термической обработкой. При этом по точности изготовления (вследствие меньшей величины коробления) экспериментальные шестерни превосходят серийные, что существенно уменьшает шумы при работе заднего моста автомобиля МАЗ. Одновременно существенно уменьшаются затраты на изготовление изделий за счет применения более дешевых материалов и сокращения длительности цикла упрочнения. Стоимость применяемой стали втрое ниже, затраты электроэнергии уменьшаются в 7 – 15 раз, длительность цикла упрочнения сокращается с 25 – 30 часов до 3 – 5 минут, термические деформации уменьшаются в 2 – 3 раза. Отпадает необходимость в использовании закалочного масла, природного газа, жаропрочных и жароупорных материалов, необходимых при цементации, устраняются вредные выбросы в окружающую среду.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гурченко П.С. Упрочнение при индукционном нагреве и управляемом охлаждении. Гомель. 1999. 236 с; 2. Головин Г.Ф., Зимин Н.В. Технология термической обработки металлов с применением индукционного нагрева. Л.: Машиностроение. 1979. 120 с; 3. Кидин И.Н. Физические основы электротермической обработки металлов и сплавов. М. Металлургия. 1969. 376 с; 4. Гурченко П.С., Быков В.М., Шумаков Ю.И. Поверхностная закалка при индукционном нагреве бортовых шестерен автомобилей МАЗ.// Металловедение и термическая обработка металлов. 1990. №6. С. 9–13.

М.И. Демин, П.С. Гурченко, А.И. Михлюк

СТАЛЬ 40Л – МАТЕРИАЛ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОЙ ЛИТОЙ ДРОБИ

Минский автомобильный завод

Минск, Беларусь

Повышение качества обрабатываемых деталей и заготовок, срока службы технологического оборудования и инструмента при одновременном снижении затрат на производство, экономия сырьевых и топливно-энергетических ресурсов для промышленных предприятий Республики Беларусь в настоящее время входят в число приоритетных задач развития экономики страны. В литейном, кузнечном и термическом производствах существенные затраты материалов и энергии приходятся на операции очистки отливок и заготовок, которые обычно осуществляются в дробеметных камерах с применением чугунной либо стальной дроби, произведенной, как правило, на специализированных предприятиях.

Опыт показывает, что для очистки отливок наиболее эффективной является стальная дробь, которая обычно изготавливается из специальных марок сталей. Как правило это сталь либо с малым содержанием углерода (до 0,1%) либо с высоким содержанием (0,8-1,2 %). Такое резкое ограничение по содержанию углерода связано с особенностями процесса изготовления литой дроби, когда в процессе разлива и распыления жидкой струи металла происходит резкое охлаждение жидких гранул с практически мгновенной кристаллизацией и достижением интервала температур мартенситного превращения. Это, при содержании углерода в расплавленном металле в интервале 0,37- 0,51 %, что соответствует среднеуглеродистым сталям, широко применяемым в машиностроении, приводит к закалке с расплава и формированию крупноигольчатого мартенсита в структуре, что при эксплуатации приводит к разрушению гранул и как следствие этого низкой стойкости. На рис 1 показан график зависимости циклической стойкости стальной литой дроби в зависимости от содержания химических элементов полученный в результате анализа литературных источников и на основании проведенных экспериментов.

Как видно из графика, высокие эксплуатационные свойства литой дроби достигаются при содержании углерода ниже 0,1 %, а при содержании углерода в стали в интервале 0,4% стойкость гранул снижается до 200 циклов. С точки зрения циклической стойкости максимальное содержание углерода должно составлять 0,15-0,20 %. При увеличении содержания углерода до 0,6 % и выше стойкость дроби увеличивается, что может быть объяснено увеличением в структуре остаточного аустенита, благодаря которому твердость и хрупкость снижаются.

Поэтому основные производители литой дроби вынуждены применять сложное специализированное оборудование и сталь с ограничением по содержанию углерода, что приводит к увеличению стоимости выпускаемой дроби и усложнению процесса её производства.

Целью проведенной работы явилось разработка технологии и оборудования литой дроби из стали 40Л, широко применяемых на машиностроительных предприятиях РБ, для получения конкурентоспособной литой дроби.

На Минском автомобильном заводе в 2000 году освоены технология и высокопроизводительное малогабаритное оборудование для литья стальной дроби производительностью до 6.0 т/ч. Плавку стали производят в печи ДС-5МТ в

соответствии с технологической инструкцией РУП «МАЗ». Для литья дробы на МАЗе применяют сталь 35Л-40Л, выплавляемую для изготовления всей номенклатуры стальных отливок деталей автомобиля. Химический состав выплавляемой стали приведен в табл. 1.

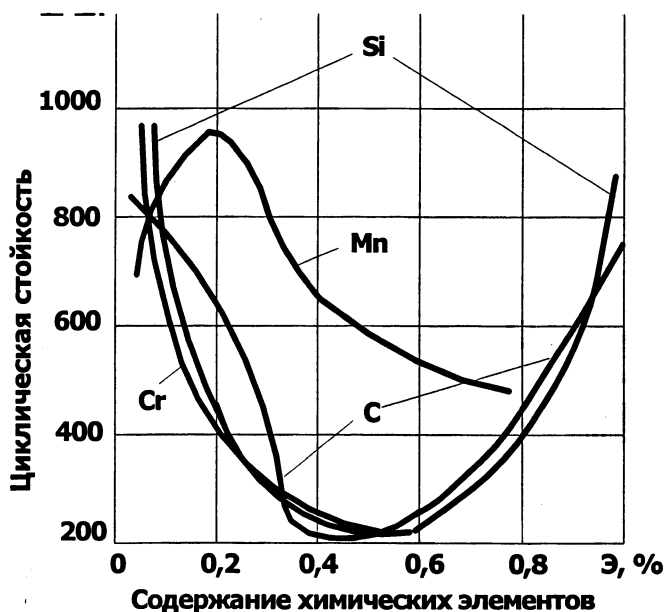


Рис. 1. Влияние концентрации химических элементов на циклическую стойкость стальной дробы в литом состоянии

Таблица 1

Химический состав стали, выплавляемой для изготовления дробы в сталелитейном цехе №2 Минского автозавода

Марка стали	Массовая доля элементов, %				
	Углерод	Марганец	Кремний	Фосфор	Сера
40Л	0,37-0,45	0,45-0,90	0,20-0,52	≤ 0,06	≤ 0,06

Разлив дробы выполняли на дробелитейной машине мод. 4615К с последующей сушкой и предварительным рассевом.

Исследованием формы, размеров и фракционного состава в процессе производства стальной литой дробы, выплавляемой на Минском автозаводе на малогабаритном литейном комплексе, установлено, что при оптимальных режимах литья образуется до 10% крупных гранул размером до 10 мм, 90 % гранул дробемассы имеют форму, близкую к сферической с размерами гранул от 1,0 до 3,8 мм. Изучением фракционного состава установлено, что дробь состоит из круглой фракции на 70%, овальной – 25%, и каплевидной – 5%. В табл. 2 приведен фракционный состав данной дробы.

Дробь производства МАЗ при этом по сравнению с другими производителями стальной литой дробы отличается большей сферичностью формы и чистотой поверхности. Плотность ее составляет 7650 кг/м^3 , что значительно превышает нижний порог, оговариваемый по ГОСТ 11964 – 81 (7200 кг/м^3), что свидетельствует о малом количестве газовых пор и раковин.

Фракционный состав стальной литой дроби производства МАЗ

Диаметр фракции, мм	Среднее содержание в дробемассе, %
2,5-3,8	34,4
1,6-2,5	37,4
1,0-1,6	15,5
0,63-1,0	8,0
0,1-0,63	4,5

Вместе с тем при достижении высоких показателей по форме и фракционному составу получаемая дробь обладала малой стойкостью при эксплуатации. Как уже говорилось выше связано это с процессом закалки гранул дроби с расплавленного состояния. При формообразовании гранул дроби, которое происходит при непосредственном попадании жидкого металла в охлаждающую жидкость (в данном случае вода техническая или ее раствор), возникает ряд дефектов: закалочные трещины, неметаллические включения и поры, вид которых показан на рис 2.

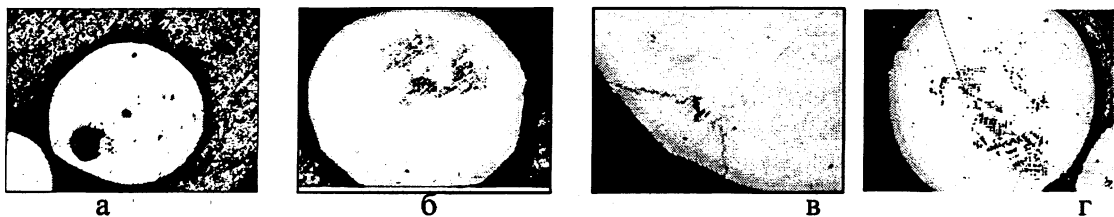


Рис 2. Дефекты стальной литой дроби производства МАЗ : а- неметаллические включения, б - поры, в – закалочные трещины, г – рыхлоты.

Структура стальной гранулы, закаленной из расплава, имеет дендритное строение, при этом в пределах одного образца зерна меняются от вытянутых, столбчатых, до равноосных. Структура стальной литой дроби, выявленная специальным травителем, позволяющем выявлять структурные составляющие с близкими физико-химическими свойствами, показана на рис. 3, а-в. Диаметр столбчатых дендритов находится в диапазоне 13...40 мкм, равноосных –16...30 мкм. Микроструктура дроби после закалки из расплавленного состояния представляет собой крупноигльчатый мартенсит (рис 3 г).

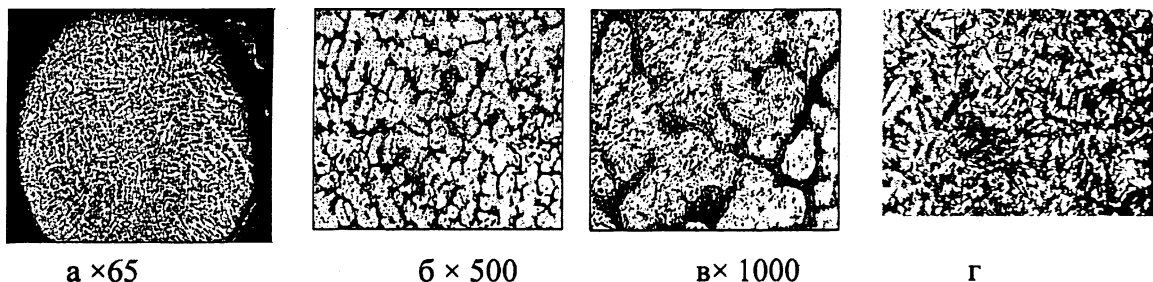


Рис.3. Микроструктура закаленной из расплава в воду дроби.

Непосредственно после закалки из расплава (рис.3,г) структура имеет вид слабо травящегося мартенсита с включениями карбидов и твердостью 669 – 810 НВ . В процессе сушки дроби которая проводится при 150 – 200°С происходит частичный

отпуск мартенсита и в нем четко выявляется грубоигольчатая структура - следствие закалки из расплава. Твердость уменьшается незначительно и составляет 644 - 713HV. После отпуска 300 °С структура представляет собой троостомартенсит с твердостью 540 – 575HV. Дробь с такой структурой и твердостью обладает достаточной циклической стойкостью и показывает высокие эксплуатационные свойства. Достаточно сказать, что сравнительные производственные испытания отпущенной дроби в сравнении с не отпущенной показывают повышение срока службы от 3 до 5 раз.

Вместе с тем выполнение операции отпуска дроби на существующем термическом оборудовании практически неосуществимо, так как данное оборудование не приспособлено для обработки металлических гранул малых размеров. Было предложено принципиально новое техническое решение: применить для термообработки мелких металлических гранул индукционный нагрев.

Для нагрева мелких металлических гранул (0,5 – 4,5 мм) был предложен способ нагрева данных частиц при движении их вращающейся транспортирующей гладкостенной металлической трубе, помещенной в электромагнитное поле высокой частоты. Для обеспечения равномерности нагрева частиц по их потоку был выполнен выбор конструктивных (длины, диаметра трубы и угла наклона) и технологических параметров (потребляемой мощности, частоты источника ТВЧ, частоты вращения трубы, размеров и количество подаваемых изделий). Установлено, что нагрев потока мелкогабаритных металлических изделий (0,5-4,5 мм) осуществляется комплексно: путем конвективного и лучистого теплообмена, теплопередачи за счет контакта с разогретой поверхностью транспортирующей трубы и за счет тепла, выделяемого в самом материале при воздействии электромагнитного поля высокой частоты.

На основе полученных результатов созданы метод и устройство для термообработки мелкогабаритных металлических гранул 0,5-4,5 мм с движением их сплошным потоком во вращающейся транспортирующей гладкостенной металлической трубе (рис. 4), подвергаемой индукционному нагреву (патент РБ № 788, свидетельство РФ № 33118 и декларативный патент Украины № 2117).

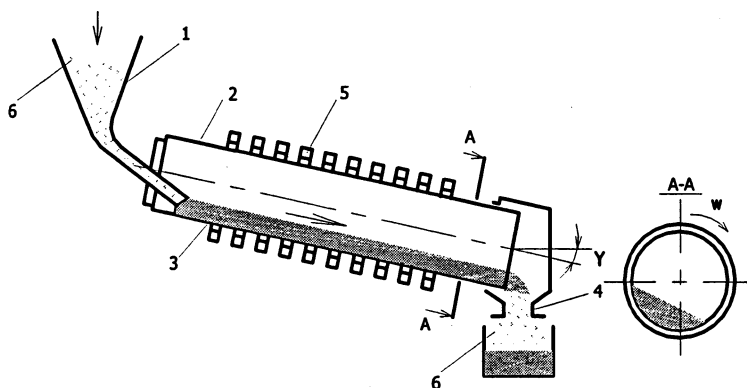


Рис. 4 Схема устройства для нагрева мелкогабаритных металлических гранул (0,5-4,5 мм) в транспортирующей гладкостенной трубе, помещенной в электромагнитное поле высокой частоты: 1 – лоток загрузки, 2 – труба, 3 – поток металлических изделий, 4 лоток выгрузки, 5 – индуктор, 6 – металлические изделия

Была изготовлена экспериментальная установка для термообработки стальной литой дроби и выполнен комплекс исследований влияния индукционного нагрева на формируемую при этом структуру металла. Уже в процессе первых 5 – 7 минут

индукционного нагрева до температуры 280 °С происходит частичный распад мартенсита, из него выделяются мелкодисперсные карбиды, тетрагональность мартенсита уменьшается и это приводит к снижению хрупкости дроби. Структура представляет собой мартенсит отпущенный. Твердость дроби при этом остается высокой 600 HV и более. При нагреве до температур 320 – 360 °С структура имеет вид троостомартенсита с точечными включениями карбидов и твердостью 540 – 575HV. При нагреве 420 – 450 °С в процессе дальнейшего распада мартенсита формируется дисперстная трооститная структура, с твердостью менее 400 HV. Твердость дроби, как и структура, интенсивно изменяется также в первые минуты нагрева, а затем падение твердости замедляется. На рис 5 показано изменение твердости стальной литой дроби производства МАЗ в процессе термообработки при индукционном нагреве 200 – 450 °С.



Рис.5.Изменение твердости стальной литой дроби производства МАЗ в процессе термообработки при индукционном нагреве: 1 - 200 °С, 2 - 320 °С, 3 - 400 °С, 4 - 450 °С

Быстрое изменение структуры и твердости в первые минуты является особенностью протекания процессов термообработки при индукционном нагреве в созданной установке, что обусловлено быстрым прогреванием всей массы дроби под одновременным воздействием радиационного и контактного теплообмена с нагретой трубой, воздействием электромагнитного поля высокой частоты и быстрого непрерывного перемешивания дроби в процессе нагрева.

На основе проведенных исследований и комплекса полученных результатов была разработана технология и оборудование для индукционной термообработки литой дроби из стали 40Л (рис 6), внедренные на Минском автомобильном заводе.

Вывод:

Сталь 35-40Л, широко применяемая на машиностроительных предприятиях РБ, является высококачественным сырьем для получения литой дроби, не уступающей по своим показателям мировым производителям дроби. Эти показатели достигаются за счет применения индукционной термообработки на разработанной оборудовании. Дробь производимая на МАЗе из широко применяемых марок стали 35 – 40 Л не требует специальной подготовки химического состава и внедрения дополнительного внепечного оборудования. Изготовление стальной литой дроби производится на действующем литейном оборудовании в условиях массового производства деталей машиностроения позволило получить годовой экономический эффект 1961,64 млн. руб. РБ в ценах сентября 2003 года.

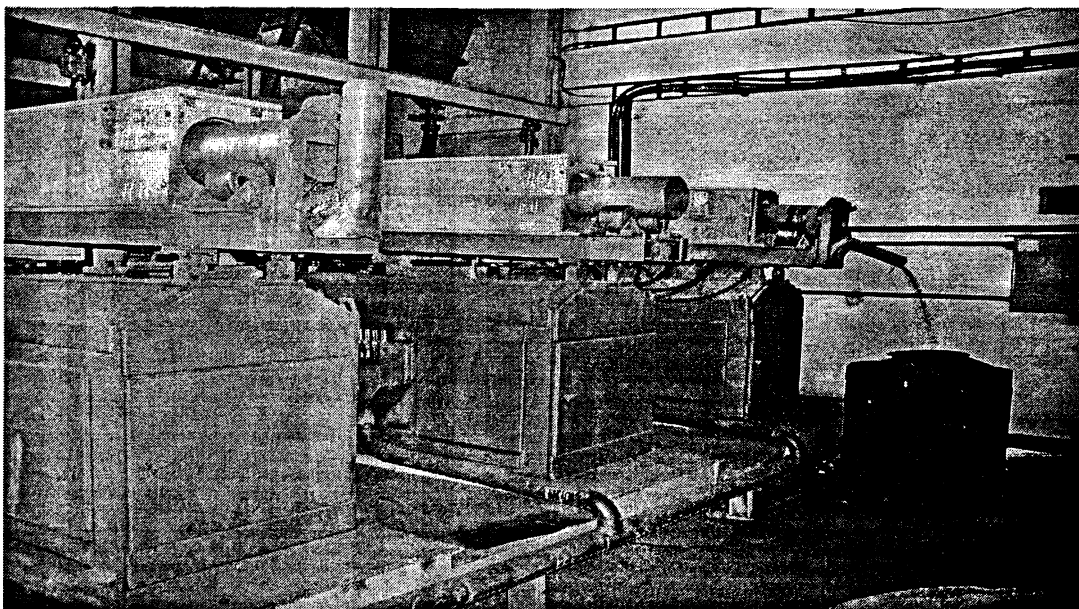


Рис 6. Общий вид участка сталелитейного цеха №2 МАЗ термической обработки стальной литой дроби при индукционном нагреве.

УДК 541.16, 536.7

В.В. Баркалин

КВАНТОВЫЕ УРОВНИ ИЕРАРХИИ МОДЕЛЕЙ НАНОМАТЕРИАЛОВ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Нанотехнология обычно понимается как отрасль науки и техники, объектом которой являются структуры, функции и процессы, основанные на использовании материалов, свойства которых определяются их структурой на пространственных масштабах 1 - 300 нм. С практической точки зрения, фундаментальной трудностью нанотехнологии является то, что наноустройства настолько малы, что на них трудно точно воздействовать, и слишком велики для использования точных химических методов типа геной инженерии. В этой связи особую важность приобретают методы компьютерного моделирования наноразмерных систем, которые должны быть достаточно быстрыми и точными для корректного прогноза структуры и свойств наноструктурированных материалов при внешних воздействиях. К наноструктурированным материалам в настоящее время относят материалы, в состав которых входят углеродные и неуглеродные нанотрубки, фуллерены, древообразные линейные структуры (дендриты), керамики, цеолиты, полимеры и жидкие кристаллы, наноразмерные кластеры, а также металлические и полупроводниковые наноструктуры (квантовые точки, квантовые стенки и квантовые провода). В применении к ним подход на основе моделирования имеет весьма значительные трудности. В кубе со стороной 100 нм насчитывается примерно 100 миллионов атомов, что значительно превышает вычислительные возможности компьютерной молекулярной динамики и, тем более, компьютерной квантовой механики. Поэтому необходимо обратиться к многомасштабному подходу, в котором на каждом нижележащем уровне вычисляются

параметры и переменные, необходимые для построения моделей верхнего уровня [1]. Тем самым верхний уровень определяет задачи моделирования на нижнем уровне, а сами модели образуют иерархию принятия решений по М. Месаровичу. Уровни предлагаемой иерархии моделей механических свойств наноматериалов представлены в Табл. 1.

Моделирование основывается на квантовомеханических расчетах для малых кластеров с числом атомов 10-100, представляющих возможные в материале фазы. Описание строится на языке волновых функций и заданного собственного гамильтониана системы, не зависящего от времени (изолированный кластер). Определяется электронный энергетический спектр, собственные функции и плотность состояний изолированного кластера при фиксированном положении атомных ядер, строится потенциальная функция ядерных движений. На кванвостатистическом уровне располагаются модели, учитывающие окружение кластеров. Кластер описывается матрицей плотности, часть переменных которой относятся к исследуемому кластеру, а часть – к окружению. Используется формализм смешанных ансамблей Гиббса и условных распределений при фиксированных переменных окружения. На кинетическом уровне исследуется эволюция квантовых неравновесных систем, состоящих из сотен кластеров, в нестационарных внешних полях. В качестве альтернативы кинетическому уровню используются модели молекулярной динамики для атомов, рассматриваемых как классические частицы. На основе классических уравнений становится возможным рассматривать системы, насчитывающие 1000 атомов и более (до 1 млн.) в зависимости от производительности доступных вычислительных систем. Таким образом можно описать тела размером 1 - 1000 нм³, а также промоделировать работу механических устройств молекулярных размеров.

Для описания больших по объему систем требуется проводить усреднение характеристик наноматериала по объему элемента следующего уровня (псевдоатом), и приписывать этому элементу материала полученные усредненные характеристики. Это мезоскопический уровень описания. Существенно, что на этом уровне существенны не только сами средние значения физических величин, но и их флуктуации. Учет флуктуаций является наиболее существенным отличием мезофизики от уровня макрофизики, на котором достаточно ограничиться феноменологической динамикой средних значений величин, т.е. уравнениями сплошной среды. Эти уравнения представляют собой уравнения баланса массы, энергии, импульса, момента импульса, энтропии, макроскопические уравнения Максвелла вместе с граничными условиями и дополнительными соотношениями. Феноменологические параметры и сам вид уравнений, однако, получаются как результат именно мезоскопического уровня моделирования, представляющего собой совокупность уравнений сплошной среды с источниками мелкомасштабных и крупномасштабных флуктуаций. Результаты мезоскопической модели применяются для определения параметров метода конечных элементов, реализующего модели сплошной среды и модели уровня конструкций, базирующегося на теории механизмов и машин и теории систем. Конструкционный уровень по мере развития нанотехники и технологии опускается по иерархии масштабов вплоть до квантовых уровней и, следовательно, элементы каждого уровня иерархии могут представлять собой не только те или иные физические системы или кластеры материала, но быть конструкциями, то есть логико-динамическими системами.

В конденсированном состоянии вещества часть электронов или все они сильно связаны с определенными ядрами, формируя ионные коры. Это позволяет в качестве элементарных объектов квантового уровня рассматривать ионы и валентные электроны,

формирующие незаполненные электронные оболочки атомов в свободном состоянии и участвующие в образовании химической связи в кластерах.

Таблица 1

Иерархия моделей наноматериала

Уровень	Название уровня, основное уравнение	Пространственный и временной масштабы уровня. Элемент уровня. Число атомов в нем.	Параметры, вычисляемые на уровне	Примечания
VI	Конструкционный	100 нм - 1 м, 1 пс - 1 год. Деталь, компонент системы. 10^{23} моль ⁻¹	долговременное поведение, передаточные функции, частотные характеристики, алгоритмы управления	модели теории систем, автоматического управления
V	Модели сплошной среды	500 нм-1 мм, 1 мкс-100 с. Точка сплошной среды. 10^6 - 10^{10}	Законы дисперсии волн, макроскопические процессы в материале	уравнения мультифизики
IV	Мезоскопический	500 нм - 1 мкм, 500 нс-1 с. Зерна поликристаллов, глобулы, псевдоатомы, гранулы порошков. 10^6 - 10^{10}	вязкость, теплопроводность, коэффициенты трения, модули упругости, пьезомодули, проницаемости неоднородного вещества, фазовые диаграммы, флуктуационно-диссипативные соотношения	
III	Молекулярно-динамический $\vec{F} = m \frac{\partial^2 \vec{r}}{\partial t^2}$	1-500нм, 1пс-500 нс	Множество кластеров, ячейка моделирования 10^3 - 10^6	Решение уравнений Ньютона для всех атомов
	Кинетический $\frac{\partial f}{\partial t} = \hat{L}[f]$	1нм-10 мкм 1пс-10 мкс		
II	Квантовостатистический $i\hbar \frac{\partial \hat{\rho}}{\partial t} = [\hat{H}, \hat{\rho}]$	10 Å-100 нм, 100 фс-10пс Элементарная ячейка кристалла, кластер в среде. 10 - 1000	Межкластерные взаимодействия, границы кластеров, случайный энергетический спектр	Матрица плотности

I	Квантово-механический, $i\hbar \frac{\partial \Psi}{\partial t} = \hat{H} \Psi$	0.1-20 Å, 1-1000 фс. Молекула, изолированный кластер. 10 - 100	Потенциалы межатомного взаимодействия	Модели <i>ab initio</i> , методы молекулярных орбиталей
---	--	--	---	--

Исходный гамильтониан кластера записывается в виде

$$\mathbf{H} = \mathbf{T}_I + \mathbf{V}_I + \mathbf{H}_{Ie}; \quad (1)$$

где T_I - оператор кинетической энергии ионов, V_I - потенциальная энергия прямого межъионного взаимодействия, H_{Ie} - гамильтониан валентных электронов в поле ионов. Поляризуемость ионов вследствие их прямого взаимодействия считается учтенной в V_I , поскольку она обусловлена электронами кора.

Вследствие большой разницы масс электронов и ионов валентные электроны испытывают действие ионов как фиксированных силовых центров и адиабатически следуют за ними, а ионы испытывают усредненное действие всех валентных электронов. Собственные значения и собственные функции гамильтониана валентных электронов определяются при фиксированных значениях координат ионов \vec{R}_i , $i=1, \dots, N_I$, и являются их неявными функциями:

$$(\mathbf{H}_{Ie} + \mathbf{V}_I) | \Phi_m(\vec{r}_k \sigma_k, \vec{R}_i) \rangle = E_m(\vec{R}_i) | \Phi_m(\vec{r}_k \sigma_k, \vec{R}_i) \rangle, \quad k=1, \dots, N_e, \quad i=1, \dots, N_I, \quad (2)$$

где \vec{r}_k , σ_k - координаты и спиновые переменные валентных электронов. Электронные собственные функции Φ_m при заданных \vec{R}_i могут быть использованы в качестве базиса для разложения полной волновой функции кластера:

$$\Psi(\vec{r}_k, \sigma_k, \vec{R}_i) = \sum_m \chi_m(\vec{R}_i) \Phi_m(\vec{r}_k \sigma_k, \vec{R}_i) \quad (3)$$

Из уравнения Шредингера для кластера

$$\mathbf{H} | \Psi(\vec{r}_k \sigma_k, \vec{R}_i) \rangle = E | \Psi(\vec{r}_k \sigma_k, \vec{R}_i) \rangle \quad (4)$$

для функций ионов χ_n в n -ом электронном состоянии получается система уравнений

$$(\mathbf{T}_I + E_{Ie} - E) \chi_n(\vec{R}_i) + \sum_{m \neq n} C_{mn} \chi_m(\vec{R}_i) = 0, \quad (5)$$

где

$$\mathbf{T}_I = - \sum_{i=1}^{N_I} \frac{\hbar^2}{2M_i} \nabla_i^2; \quad E_{Ie}(\vec{R}_i, n) = E_n(\vec{R}_i) - \sum_{i=1}^{N_I} \frac{\hbar^2}{M_i} Y_{nn}^{(i)}; \quad (6)$$

$$C_{mn} = - \sum_{i=1}^{N_I} \frac{\hbar^2}{M_i} (X_{mn}^{(i)} \nabla_i + Y_{mn}^{(i)}); \quad X_{mn}^{(i)} = \langle \Phi_n | \nabla_i | \Phi_m \rangle; \quad Y_{mn}^{(i)} = \langle \Phi_n | \frac{\nabla_i^2}{2} | \Phi_m \rangle,$$

∇_i - оператор градиента по координатам i -го иона. В случае дискретного спектра можно пренебречь неадиабатической связью C_{mn} при условии

$$\langle \chi_n | C_{mn} | \chi_m \rangle \ll E_m - E_n, \quad (7)$$

что означает отсутствие в электронном спектре кластера возбуждений с энергией масштаба частот ионных колебаний [2]. Для непрерывного спектра ионов и возбужденных электронных состояний весьма вероятно пересечение электронных термов. Если пересечение локализовано в конфигурационном пространстве ионов в области размером D , v - средняя скорость ионов, из (7) получим

$$\xi_{mn} = \frac{D}{\hbar v} (E_m - E_n) \gg 1, \quad (8)$$

где ξ_{mn} представляет собой отношение характерных частот электронного перехода и ионного движения в области D . В областях конфигурационного пространства, где $\xi_{mn} \sim 1$, происходит нарушение адиабатичности.

Все методы решения (2) для многоэлектронных систем в качестве исходного используют приближение независимых электронов. Многоэлектронная волновая функция представляется в виде линейной комбинации произведений одноэлектронных орбиталей:

$$\Phi(\vec{r}_1, \sigma_1; \dots; \vec{r}_{N_e}, \sigma_{N_e}; \vec{R}_I) = \sum_L C_L \Phi_L(\vec{r}_1, \sigma_1; \dots; \vec{r}_{N_e}, \sigma_{N_e}; \vec{R}_I), \quad (9)$$

где индекс $L = \{n_1, \dots, n_{N_e}\}$, а Φ_L - детерминант, составленный из орбиталей $\varphi_{nk}(\vec{r}_k, \sigma_k; \vec{R}_I)$:

$$\Phi_L(\vec{r}_1, \sigma_1; \dots; \vec{r}_{N_e}, \sigma_{N_e}; \vec{R}_I) = \frac{1}{\sqrt{N_e!}} \begin{vmatrix} \varphi_{n_1}(\vec{r}_1, \sigma_1; \vec{R}_I) & \varphi_{n_2}(\vec{r}_2, \sigma_2; \vec{R}_I) & \dots & \varphi_{n_{N_e}}(\vec{r}_{N_e}, \sigma_{N_e}; \vec{R}_I) \\ \varphi_{n_2}(\vec{r}_1, \sigma_1; \vec{R}_I) & \varphi_{n_2}(\vec{r}_2, \sigma_2; \vec{R}_I) & \dots & \varphi_{n_2}(\vec{r}_{N_e}, \sigma_{N_e}; \vec{R}_I) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \varphi_{n_{N_e}}(\vec{r}_1, \sigma_1; \vec{R}_I) & \varphi_{n_{N_e}}(\vec{r}_2, \sigma_2; \vec{R}_I) & \dots & \varphi_{n_{N_e}}(\vec{r}_{N_e}, \sigma_{N_e}; \vec{R}_I) \end{vmatrix}$$

Орбитали представляют собой собственные функции одночастичного гамильтониана с собственными значениями ε_n . Наиболее перспективными в случае наноматериалов представляются орбитали многоцентровой кулоновской задачи [3].

Основными результатами на квантовом уровне являются наборы электронных энергетических спектров и стационарных состояний изолированных кластеров как функций положений входящих в них атомных ядер. На этом же уровне строится силовое поле, действующее на атомы или ионы кластера, а также потенциал межмолекулярных взаимодействий между изолированными кластерами. В разложении

$$E_{Ie}(\vec{R}_i, n) = \Phi_0 + \sum_{i=1}^{N_I} \Phi_1(\vec{R}_i) + \sum_{i \neq j=1}^{N_I} \Phi_2(\vec{R}_i, \vec{R}_j) + \dots \quad (10)$$

на k -частичные слагаемые вклады трехчастичных и т.д. взаимодействий обычно невелики. В металлах многочастичные силы играют существенную роль. Спектр эффективного гамильтониана ионов кластера $\mathbf{H}_I = \mathbf{T}_I + E_{Ie}(\vec{R}_i)$ в адиабатическом приближении включает как дискретные собственные значения, так и непрерывные участки, соответствующие поступательному движению.

Чистые квантовые ансамбли соответствуют полностью изолированным от своего окружения кластерам. Рассмотрение наноматериалов требует введения смешанных ансамблей, состоящих из большого числа идентичных копий данного кластера, которые могут находиться в различных чистых состояниях Ψ_1, Ψ_2, \dots , соответствующих данной мезоскопической обстановке. В смешанном ансамбле для каждого входящего в него чистого состояния определены вероятности W_1, W_2, \dots обнаружить элемент ансамбля в этом состоянии. Вычисление средних производится с помощью статистического оператора, который в координатном представлении определяется как

$$\rho(\vec{r}_k, \sigma_k, \vec{R}_i, \xi; \vec{r}_k', \sigma_k', \vec{R}_i', \xi'; t) = \sum_n W_n \Psi_n(\vec{r}_k, \sigma_k, \vec{R}_i, \xi, t) \Psi_n^*(\vec{r}_k', \sigma_k', \vec{R}_i', \xi', t), \quad (11)$$

где переменные ξ - координаты окружения кластера. Суммирование ведется по всем собственным состояниям некоторого полного набора переменных, включающего координаты кластера. Среднее значение переменной A в момент времени t определяется как

$$\langle A \rangle_t = Sp(A\rho) \quad (12)$$

Статистический оператор эволюционирует в соответствии с уравнением

$$i\hbar \frac{\partial \rho}{\partial t} = [H, \rho] \quad (13)$$

где H - гамильтониан всей системы, который может явно зависеть от времени. В случае статистического равновесия ρ и H не зависят явно от времени и $[H, \rho]=0$, т.е. статистический оператор есть интеграл движения. Равновесный статистический оператор может быть найден из условия максимума информационной энтропии системы [4]. В случае наноматериала, составленного из большого числа нанокластеров, установление равновесия происходит в два этапа: сначала устанавливается частичное равновесие в кластерах, которое затем медленно стремится к полному равновесию, если нет мешающих факторов. Неравновесное состояние всей системы можно описать средними значениями "медленных" динамических переменных. Ими являются гамильтонианы кластеров $H^{(i)}$, число частиц в них $N^{(i)}$, взаимодействия кластеров $V^{(ij)}$, $i, j=1, \dots, M$ и другие динамические переменные $C_m^{(i)}$, $m=1, \dots, K$, средние значения которых характеризуют частичное равновесие в кластерах, например, внутренние механические напряжения, мультипольные моменты, объемы и площади поверхности кластеров, определяемые по нулевым поверхностям градиента электронной плотности. Такое квазиравновесное состояние наноматериала можно описать статистическим оператором

$$\rho = \exp \left\{ -\Phi(t) - \sum_{i=1}^M \beta^{(i)}(t) \left(H^{(i)} - \mu^{(i)}(t) N^{(i)} - \sum_{m=1}^K \lambda_m^{(i)}(t) C_m^{(i)} + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^M V^{(ij)} \right) \right\}, \quad (14)$$

где функционал Мосье-Планка

$$\Phi(t) = \ln Sp \exp \left(- \sum_{i=1}^M \beta^{(i)}(t) \left(H^{(i)} - \mu^{(i)}(t) N^{(i)} - \sum_{m=1}^K \lambda_m^{(i)}(t) C_m^{(i)} + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^M \eta_{ij} V^{(ij)} \right) \right), \quad (15)$$

а множители Лагранжа определяются из заданных средних:

$$\langle H^{(i)} \rangle_t = Sp \{ \rho H^{(i)} \}, \quad \langle N^{(i)} \rangle_t = Sp \{ \rho N^{(i)} \}, \quad \langle N^{(i)} \rangle_t = Sp \{ \rho N^{(i)} \}, \quad \langle C_{mn} \rangle_t = Sp \{ \rho N^{(i)} \}. \quad (16)$$

Термодинамическая энтропия наноматериала определяется тогда соотношением

$$S(t) = \Phi(t) + \sum_{i=1}^M \beta^{(i)}(t) \left(\langle H^{(i)} \rangle - \mu^{(i)}(t) \langle N^{(i)} \rangle - \sum_{m=1}^K \lambda_m^{(i)}(t) \langle C_m^{(i)} \rangle + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^M \eta_{ij}(t) \langle V^{(ij)} \rangle \right). \quad (17)$$

Последнее соотношение может быть использовано для для получения моделей мезо- и макроуровней.

ЛИТЕРАТУРА

1. В.В. Баркалин, И.А.Миклашевич. Модели деформирования твердых тел и их описание. - В кн.: И.А.Миклошевич. Микромеханика разрушения в обобщенных пространствах. Минск: "Логвинов", 2003, с.1-28; 2. Уилсон С. Электронные корреляции в молекулах.-М.:Мир.,-1987.-304с; 3. Б.К.Новосадов. Методы решения уравнений квантовой химии. М.: "Наука", 1988, 184 с; 4. Зубарев Д.Н. Неравновесная статическая термодинамика.- М.-:Наука, 1971.- 416 с.

М.А. Журавков, А.В. Савчук

РАСЧЕТ ПРОГИБА ГИБКОЙ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ ПРИ ДВИЖЕНИИ СЛОЖНОЙ НАГРУЗКИ

*Белорусский государственный университет
Минск, Беларусь*

Рассматривается задача о динамическом взаимодействии гибкой направляющей с движущейся по ней нагрузкой. Направляющая моделируется однородной горизонтально натянутой струной длины l и массой M с неподвижными концами. Считается, что контакт нагрузки с направляющей происходит в одной точке, причем горизонтальная составляющая скорости этой точки постоянна и равна v .

Пусть в момент времени $t=0$ нагрузка вступает на невозмущенную направляющую и воздействует на нее с силой $\frac{Mv^2}{l} f(t)$.

1. Зависимость прогиба направляющей от силы f .

Величина $u(x, t)$ прогиба направляющей определяется из уравнения:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = f \cdot \delta(x - t), a^2 = \frac{Tl}{Mv^2} \quad (1)$$

с условиями

$$u(x, 0) = \frac{\partial u}{\partial t}(x, 0) = u(0, t) = u(1, t) = 0. \quad (2)$$

Все величины в (1), (2) безразмерные и T – натяжение струны.

При помощи интегрального синус-преобразования Фурье в конечных пределах решение задачи (1), (2) получается в виде:

$$u(x, t) = \frac{2}{a\pi} \int_0^t f(\tau) F(x, t, \tau) d\tau, \quad 0 \leq t \leq 1, \quad (3)$$

где

$$F(x, t, \tau) = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{k} \sin k\pi\tau \sin k\pi\alpha(t - \tau) \sin k\pi x. \quad (4)$$

Используя известные ряды [1], в результате весьма громоздких вычислений выполненных для $1 < a \leq 2$, установлено, что $F(x, t, \tau)$ – кусочно-постоянная функция в трехмерной области

$$B = \{(x, t, \tau) \mid 0 \leq \tau \leq t \leq 1, 0 \leq x \leq 1\}.$$

Тогда прогиб направляющей из (3) выражается через значения импульса силы $f(t)$:

$$0 \leq t \leq \frac{1}{a} : u = \frac{1}{2a} \begin{cases} \varphi(z_1) - \varphi(z_2), & 0 \leq x \leq t, \\ \varphi(z_3) - \varphi(z_2), & t < x \leq at, \\ 0 & at < x \leq 1; \end{cases}$$

$$\frac{1}{a} < t \leq t_1: \quad u = \frac{1}{2a} \begin{cases} \varphi(z_1) - \varphi(z_2), & 0 \leq x \leq t, \\ \varphi(z_3) - \varphi(z_2), & t < x \leq 2 - at, \\ \varphi(z_3) - \varphi(z_2) - \varphi(z_4 - t_2) + \varphi(z_1 - t_1) & 2 - at < x \leq 1; \end{cases}$$

$$t_1 < t \leq 1: \quad u = \frac{1}{2a} \begin{cases} \varphi(z_1) - \varphi(z_2), & 0 \leq x \leq 2 - at, \\ \varphi(z_1) - \varphi(z_2) - \varphi(z_4 - t_2) + \varphi(z_1 - t_1), & 2 - at < x \leq t, \\ \varphi(z_3) - \varphi(z_2) - \varphi(z_4 - t_2) + \varphi(z_1 - t_1) & t < x \leq 1; \end{cases}$$

$$\varphi(z) = \int_0^z f(t) dt, \quad z_1 = (at + x)/(a + 1), \quad z_2 = (at - x)/(a + 1), \quad z_3 = (at - x)/(a - 1),$$

$$z_4 = (at + x)/(a - 1), \quad t_1 = 2/(a + 1), \quad t_2 = 2/(a - 1).$$

Полагая $x = t$ в формулах (5), получим прогиб $y(t) = u(t, t)$ направляющей в точке контакта с нагрузкой:

$$y(t) = \frac{1}{2a} \begin{cases} \varphi(t) - \varphi(at), & 0 \leq t \leq t_1, \\ \varphi(t) - \varphi(at) - \varphi((t-t_1)/\alpha) + \varphi(t-t_1), & t_1 \leq t \leq 1, \end{cases} \quad (6)$$

$$\alpha = t_1 / t_2.$$

Таким образом, если сила $f(t)$ задана, то формулы (5), (6) дают прогиб направляющей в любой ее точке. Если же $f(t)$ зависит от прогиба под нагрузкой, то равенство (6) является уравнением для нахождения этого прогиба.

2. Нахождение силы f при движении сложной нагрузки.

Пусть нагрузка состоит из точечной массы m , контактирующей с направляющей, и тела массы m_1 , связанного с массой m пружиной жесткости c . Предполагается, что тело совершает поступательное движение и что горизонтальные составляющие его скорости и скорости массы m одинаковы и равны v .

Движение тела по вертикали определяется отклонением $Y(t)$ некоторой его точки от ее положения при равновесии тела. Тогда

$$a_2 Y'' + Y - y = 0 \quad (7)$$

и

$$f(t) = -(a_0 + \frac{m_1}{M} Y''(t) + \frac{m}{M} y''(t)), \quad (8)$$

$$a_0 = gl \frac{m_1 + m}{Mv^2}, \quad a_2 = \frac{m_1 v^2}{cl^2}.$$

Воспользуемся уравнением (7), чтобы исключить из равенств (6), (8) функцию $y(t)$. Получим:

$$f(t) = -(a_0 + a_1 Y''(t) + a_3 Y''''(t)), \quad \varphi(z) = -(a_0 z + a_1 Y'(z) + a_3 Y'''(z)),$$

$$Y(t) + a_2 Y''(t) = \frac{1}{2a} (\varphi(t) - \varphi(\alpha t)), \quad 0 \leq t \leq t_1, \quad (9)$$

$$Y(t) + a_2 Y''(t) = \frac{1}{2a} (\varphi(t) - \varphi(\alpha t) - \varphi(\frac{t-t_1}{\alpha}) + \varphi(t-t_1)), \quad t_1 \leq t \leq 1, \quad (10)$$

$$a_1 = \frac{m_1 + m}{M}, \quad a_3 = \frac{m_1 m v^2}{M c l^2}.$$

Таким образом, для определения функции $Y(t)$ получено дифференциальное уравнение (9), (10) с отклоняющимся аргументом нейтрального типа.

Рассмотрим сначала уравнение (10), предполагая, что уравнение (9) уже решено, т.е. получены функция $Y(t)$ и ее производные $Y'(t)$, $Y''(t)$, $Y'''(t)$ для $0 \leq t \leq t_1$.

Запишем уравнение (10) в виде:

$$Y(t) + a_2 Y''(t) - \frac{1}{2a} \varphi(t) = \frac{1}{2a} (\varphi(t-t_1) - \varphi(\alpha t) - \varphi(\frac{t-t_1}{\alpha})), \quad t \leq t \leq 1. \quad (11)$$

Легко видеть, что уравнение (11) можно решать численно как дифференциальное уравнение третьего порядка без отклонения аргумента, так как на каждом шаге вычислений правая часть уравнения будет известна из предыдущих вычислений.

Вернемся теперь к уравнению (9) и запишем его в виде:

$$\frac{a_3}{2a} (Y''''(t) - Y''''(\alpha t)) + a_2 Y''(t) + \frac{a_1}{2a} (Y'(t) - Y'(\alpha t)) + Y = \frac{a_0 (\alpha - 1)}{2a} t, \quad (12)$$

$$0 \leq t \leq t_1.$$

Легко видеть, что это уравнение допускает произвольные значения $Y'(0)$, $Y''(0)$, а $Y'''(0) = -Y(0)/a_2$. Следовательно, в качестве начальных условий для уравнения (12) должны быть заданы величины $Y(0)$, $Y'(0)$, $Y''(0)$.

Общее решение уравнения (12) можно записать в виде

$$Y(t) = \frac{a_0}{2a} (\alpha - 1)t + \sum_{i=1}^3 A_i Y_i(t),$$

где Y_i – независимые частные решения уравнения (12) с нулевой правой частью, а A_i – произвольные постоянные, которые находятся из начальных условий.

Частное решение однородного уравнения, соответствующего уравнению (12), будем искать в виде:

$$Y_0(\lambda, t) = e^{\lambda t} + \sum_{i=1}^{\infty} c_i e^{\alpha^i \lambda t} \quad (13)$$

где λ – корень уравнения

$$\Delta(\lambda) = \frac{a_3}{2a} \lambda^3 + a_2 \lambda^2 + \frac{a_1}{2a} \lambda + 1 = 0. \quad (14)$$

Легко видеть, что $Y_0(\lambda, t)$ будет частным решением однородного уравнения если

$$c_i = c_{i-1} \frac{\Delta_1(\alpha^{i-1} \lambda)}{\Delta(\alpha^i \lambda)}, \quad i = 1, 2, \dots; \quad c_0 = 1,$$

$$\Delta_1(\lambda) = \frac{a_1}{2a}\lambda + \frac{a_3}{2a}\lambda^3.$$

Тогда в качестве частных решений Y_i можно взять функции

$$Y_1(t) = Y_0(\lambda_1, t), \quad Y_2(t) = \operatorname{Re} Y_0(\lambda_2, t), \quad Y_3(t) = \operatorname{Im} Y_0(\lambda_2, t),$$

где λ_1 – действительный корень уравнения (14), а λ_2 – один из его комплексных корней.

Заметим, что ряд (13) сходится абсолютно и его можно дифференцировать необходимое число раз.

ЛИТЕРАТУРА

1. Прудников А.П., Брычков Ю.А., Марычев О.И. Интегралы и ряды. Элементарные функции. М., Наука, 1981.

УДК 621.88.024

А.В. Кузьмин

МОДЕЛИРОВАНИЕ И НЕКОТОРЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОПЕРЕЧНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ ВОЛН

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Наиболее удобно анализировать процессы образования и перемещения поперечных механических волн на гибкой нерастяжимой нити. Последний признак – нерастяжимость – говорит о способности нити сопротивляться только растягивающим силам. Из всего многообразия форм волн самой простой является треугольная или близкая к ней форма (например, трапециевидная).

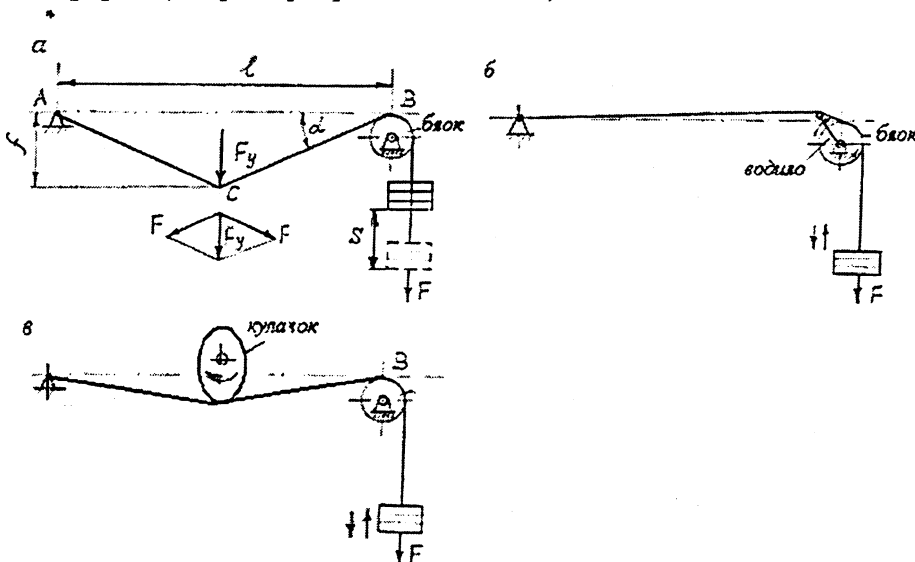


Рис. 1. Схема устройства с нитью

На схеме рис.1, а показана базовая модель устройства с гибкой нерастяжимой нитью. Базовой эта модель может считаться потому, что она наиболее проста по принципу действия, а основанные на ней устройства широко распространены в технике. Это и подвесные канатные дороги с движущимися грузовыми или пассажирскими кабинами и тележками, это и полиспастные системы в грузоподъемных машинах, это и различные волновые механизмы на гибких связях и другие виды одиночных поперечных волн. В рассматриваемой модели один конец нити неподвижно закреплен в точке A , а другой переброшен через направляющий блок и к нему подвешен груз весом F . Направляющий блок свободно вращается на своей оси. Посередине пролета длиной l с помощью некоего толкателя- генератора волны (например стержня с закругленным концом или стержня с роликом на конце) к нити приложена сила F_y , под действием которой нить получает прогиб $y=f$. Вместо груза к свободному концу нити может быть присоединена пружина растяжения, другой конец которой должен быть закреплен неподвижно. При изменении прогиба нити блок будет вращаться против часовой стрелки независимо от того, в какую сторону направлен прогиб: вверх или вниз. Это связано с тем, что разница между длиной наклонных участков нити (отрезков AC и BC) и базового участка AB (который остается постоянным) будет всегда положительной.

Если блок насажен на рабочий вал, то он может быть использован в качестве приводного устройства.

Очевидно, что в обеих ветвях нити, то есть на участках AC и BC натяжение будет примерно равным F , если не учитывать потери в направляющем блоке на трение в его подшипниках и на преодоление жесткости нити. Например, для каната эти потери могут быть учтены величиной КПД блока $\eta = F_{нб} / F_{сб}$, где $F_{нб}$ – натяжение набегающей ветви, $F_{сб}$ – натяжение сбегающей ветви нити, $\eta = 0,97 - 0,98$ для стальных канатов. Исходя из этого, получим следующее соотношение для параллелограмма сил (угол между силами F равен $180^\circ - 2\alpha$):

$$F_y = 2F \sin \alpha.$$

Построим график $f(x) = F_y / F = 2 \sin \alpha$, то есть график относительной нагрузки (или график при единичной силе F). При этом будем иметь ввиду, что реальные значения угла α должны быть несколько меньше 90° , поскольку при данной схеме ветви нити никогда не будут параллельными.

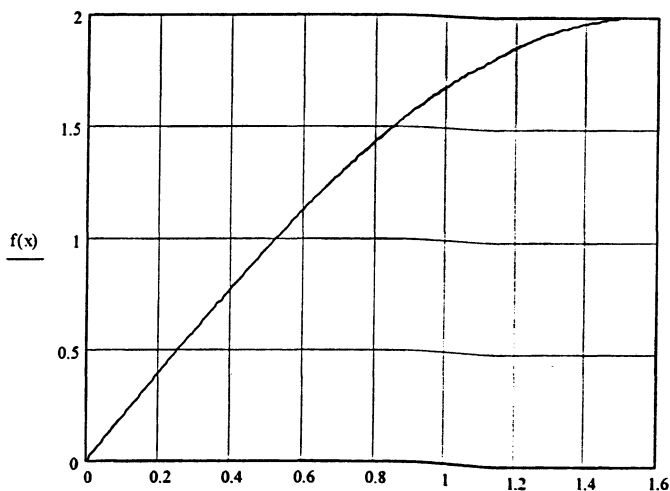


Рис. 2. График функции $f(x)=f(\alpha)$, (где $x=\alpha$)

На графике рис. 2 углы α на оси абсцисс, соответствующие прогибам f , отложены в радианах. Чтобы определить соответствующую силу F_y , нужно ординату на графике умножить на величину силы F . Мы видим, что с увеличением прогиба нити функция $f(\alpha)$ стремится к значению, равному двум. Это означает, что в этом случае для удержания на весу груза весом F в середине пролета нити нужно приложить силу F_y , в два раза большую, чем вес груза F . То есть, мы получим полиспаст для выигрыша в скорости в два раза и, соответственно, - проигрыша в силе. Практически это будет выглядеть так: если в точке приложения силы F_y поместить блок и через него передавать нагрузку на нить, то при диаметре блока, примерно равном длине пролета нити l , ветви ее будут параллельны друг другу и такое устройство превратится в полиспаст для выигрыша в скорости. Заметим здесь, что для небольших значений углов α (меньших 0,5 радиан) сила F_y будет меньше силы F , то есть мы будем иметь выигрыш в силе.

Если в точке C подвесить подвижный блок с крюком, а правый (свободный) конец нити освободить от груза и прикладывать к нему силу, то при больших прогибах нити получим устройство в виде полиспаста для выигрыша в силе примерно в два раза (мы говорим “примерно” потому, что точное значение выигрыша в силе будет равно двум только при параллельных ветвях прогнутой нити, то есть, когда диаметр блока будет принят равным пролету нити). Таким образом, в этом случае фактически мы будем иметь дело с типичной полиспастной системой с кратностью, равной двум. Напомним, что кратность показывает, какой выигрыш в силе или скорости мы имеем. Для одинарного полиспаста (как в нашем случае) кратность равна числу ветвей каната, на которых висит груз.

Для этого же устройства найдем теперь перемещение S нити при изменении ее прогиба f , то есть перемещение груза (путь силы F). Из условия равенства работ сил F_y и F (без учета потерь на преодоление жесткости нити и трения в блоке): $F_y f = FS$.

Поскольку $F_y = 2F \sin \alpha$, то

$$S = 2f \sin \alpha, \text{ или } S_1 = S / f = 2 \sin \alpha, \quad (1)$$

то есть, естественно, мы получили такую же функцию, что и для силовых соотношений в нити, но только для перемещений груза. Из формулы (1) видно, что абсолютное перемещение прямо пропорционально прогибу нити, то есть амплитуде волны.

На рис.3 показан график (сплошная линия) функции $f(\alpha) = S_1 = 2 \sin \alpha$ в диапазоне углов от нуля до 90° . Чтобы найти абсолютное перемещение S нужно ординату на графике умножить на прогиб f нити, соответствующий углу α . На графике видно, что при α , близком к 90° перемещение нити будет в два раза больше ее прогиба. Это означает, что устройство в этом случае превращается в полиспаст для выигрыша в скорости (примерно в два раза), то есть мы получили тот же результат, который иллюстрируется предыдущим графиком для силовых соотношений в описываемом устройстве.

Несколько забежав вперед, отметим, что похожие графики можно получить для многих устройств, перемещение ведомых звеньев которых основано на деформировании треугольного (или близкого к нему) контура их рабочих звеньев. В частности, к таким устройствам можно отнести большую группу рычажных механизмов, например кривошипно-ползунные и кулисные.

Перемещение свободного конца нити можно получить исходя из другого очевидного постулата[1]: оно должно быть равно разности длин наклонных участков нити и их проекции на исходный, недеформированный участок нити длиной l , то есть перемещение S должно быть равно

$$S = AC + BC - AB, \text{ или } S = 2 \frac{l}{2 \cos \alpha} - l = l \left(\frac{1}{\cos \alpha} - 1 \right) = l \frac{1 - \cos \alpha}{\cos \alpha}.$$

Заменив $l = 2f / \operatorname{tg} \alpha$ получим

$$S = \frac{2f(1 - \cos \alpha)}{\operatorname{tg} \alpha * \cos \alpha} = \frac{2f(1 - \cos \alpha)}{\sin \alpha} = 2f * \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}.$$

$$\text{Относительное перемещение } S_1 = S / f = 2 * \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}. \quad (2)$$

Как видим формулы (а) и (б) отличаются друг от друга. На графике рис. представлены кривые $S_1 = f(\alpha)$ и $S_1 = F(\alpha)$ (график $S_1 = F(\alpha)$ - пунктирная кривая), построенные соответственно по формулам (а) и (б). Значения S_1 сходятся только при углах, близких к 90° .

Заметим, что зависимости (1) и (2) получены для круговых тригонометрических функций, что не соответствует фактической геометрии устройства. При более сложных контурах волны получить зависимость типа (1) затруднительно, поэтому предпочтительнее использовать постулат, положенный в основу вывода формулы (2), то есть определять перемещение нити как разность длин контура волны и ее проекции на участок, определяемый началом и концом волны. Естественно, что в этом случае функция $F(\alpha)$ будет более сложной

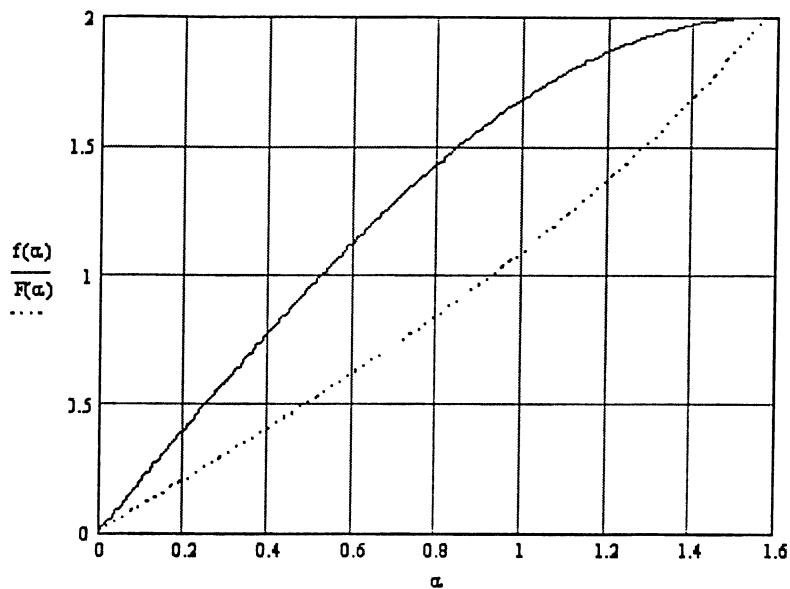


Рис. 3. Сравнение функций $f(\alpha)$ и $F(\alpha)$: сплошная линия - $f(\alpha)$, пунктирная линия - $F(\alpha)$, α - в радианах.

Функции типов (1) и (2) можно назвать кратностью волны k (по аналогии с полиспаственными системами, принимая $k = S_1$). Они определяют соотношения между силами и перемещениями ведущих и ведомых частей волнового устройства. Это означает, что можно определить, например, силу тяги на крайних участках одиночной волны как частное от деления поперечной к базе волны силы F_y на кратность k , а абсолютное перемещение конца волны найти как произведение кратности k на амплитуду волны (прогиб нити).

Функции, аналогичные (1) и (2) и определяющие кратность можно получить для любой формы волны, в частности для таких простых как трапеция, прямоугольник, полуокружность. Например, для трапециевидальной формы $k = 2 * \operatorname{tg}(\alpha / 2)$, где α - угол наклона боковых сторон трапеции к базе. Для волны прямоугольной формы кратность

есть величина постоянная и равна двум (соответствует полиспасти с подвижным блоком). Для полуокружности кратность также постоянна и равна $k=(\pi - 1)$. Для более сложных форм надо знать функцию длины дуги волны. Из курса математики известно, что длина дуги кривой

$$L = \int_a^b \sqrt{1 + [f'(x)]^2} dx, \text{ где } f(x) - \text{функция уравнения кривой волны, } a \text{ и } b -$$

пределы интегрирования, определяющие базу волны, то есть ее начало и конец (ее координаты по оси x). Интеграл в этом выражении не всегда легко берется из-за наличия корня в нем, однако существуют приближенные формулы для вычисления L . Разница $S = L - \overline{ab}$ (где отрезок \overline{ab} - база волны) определяет перемещение свободного конца нити (груза). Поскольку почти всегда удается представить S в виде некоторой функции с прямой зависимостью от амплитуды волны $h=f$, то можно получить выражение $S_1 = S/h = k$, где $k = f(a,b)$ - кратность волны. Как правило оказывается, что кратность такой сформированной волны с постоянной амплитудой есть также величина постоянная. Например, для циклоиды $L=8r$ (r - радиус окружности, с которой разворачивается циклоида, высота циклоиды $h=2r$), $S=L-2\pi r=0,86r$, кратность $k = S_1 = S/h = 0,86r/2r = 0,43$. Для синусоиды, описывающей контур гармонической волны и имеющей амплитуду $h=r$ (r -радиус окружности), $\overline{ab} = \lambda$ ($\lambda = 2\pi \cdot r$ - длина волны), $f(x) = \sin x$, (где x -угол дуги окружности в радианах), получим $k=1,36$ (в пределах от 0 до 2π). Если при образовании волны в каком либо техническом устройстве на нити окажется n гармонических волн длиной λ каждая, то в начале пути такой волны нить сократится на величину nkr . В конце пути при ее распаде, то есть выпрямлении, конец нити при отсутствии преграды переместится на такую же величину nkr . В итоге, естественно, длина нити останется прежней, но вся она сдвинется по ходу волны на величину nkr . Соответствующая этому сдвигу часть ее массы равна $qnkr$, где q - погонная масса нити, кг/м. Таким образом, на этой модели мы фактически наблюдаем сдвиг массы при прохождении гармонической волны. То есть, в этом случае можно говорить о способности гармонической волны переносить массу (подчеркнем, что величина перенесенной массы полностью определяется в процессе волнообразования, а в конец пути движения волны переносится только его результат). Колебания сформированной в гармоническую волну нити будут бесплодными с точки зрения массопереноса: частицы волны будут просто колебаться относительно своих положений равновесия до тех пор, пока волны не распадутся. Подчеркнем еще раз: конец выпрямившейся нити переместится (если нет преграды) на величину nkr .

Если на ось блока, расположенного на правой опоре нити, установить водило с роликом (см. схему рис.1,б) и вращать водило по часовой стрелке, то на нити будет образовываться волна поперечной деформации с меняющимся контуром почти треугольной формы, а блок будет совершать в окружном направлении шаговые движения против часовой стрелки. Груз будет в такт этому подниматься и опускаться, совершая вынужденные гармонические колебания. Заметим, что закон движения груза будет абсолютно идентичным таковому для многих рычажных механизмов, например для ползуна кривошипно – ползунного механизма. Такие же движения будет совершать и пружина, если установить ее вместо груза. По этому принципу работает ряд волновых механизмов на гибких связях.

Шаговые движения на выходном звене можно также получить с помощью описываемого устройства, если вместо толкателя установить кулачок (рис.1,в), при этом на блоке должно быть установлено либо храповое устройство, либо обгонная

муфта (муфта свободного хода), обеспечивающие вращение блока только в одном направлении.

Заметим, что при формировании треугольного контура нити по схеме рис.1,а мы наблюдаем фактически одиночную волну, которая движется в направлении ее распространения, то есть в направлении, перпендикулярном нити. В это время и происходят те перемещения нити (или присоединенного к волне звена,- в данном случае блока и груза), которые обусловлены разницей размеров контура волны и опорной линии- базы волны (в данном случае линии *AB*). Если волна движется одновременно в перпендикулярном и продольном по отношению к нити направлении (так, как на рис.1 , б), то она также переносит в конец своего пути ту избыточную массу (или длину), которую она накопила в себе в процессе своего формирования. Непрерывно меняющийся (по размерам и форме) в процессе такого перемещения контур волны в этом случае определяет и форму кривой приращения длины, несколько отличной от описанной выше.

ЛИТЕРАТУРА

1. Добролюбов А.И. Скольжение, качение, волна. - М: Наука.1991.- 176с.

УДК 539.3

И.А. Миклашевич

РАЗВИТИЕ НЕУСТОЙЧИВОСТИ ЗОНЫ ВЛИЯНИЯ ТРЕЩИНЫ КАК МЕХАНИЗМ РАССЛОЕНИЯ КОМПОЗИТОВ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

1. ВВЕДЕНИЕ

Развитие трещины отслоения является одной из ведущих причин разрушения слоистых композитных материалов [1, 2]. В то же время физический механизм образования отслоения исследован недостаточно. В определенной мере это связано с тем, что понятие иерархической природы разрушения, вовлекающей в единый процесс механизмы различных структурных уровней, введено в обиход сравнительно недавно [2, 3]. Более или менее ясны общие макроскопические закономерности развития трещины отслоения. Однако микроскопический диапазон, в котором развитие трещины нельзя считать непрерывным, а необходимо учитывать «квантованную» природу процесса разрыва связей в твердом теле [4, 5], исследован не так детально. Соответственно, мезоскопический диапазон, где можно оставаться на уровне описания механики сплошной среды и линейной теории трещин, но при необходимости учитываются процессы, которые реализуются преимущественно на микроскопическом уровне, исследован также недостаточно детально [2].

Согласно результатам линейной теории упругости напряжения в вершине трещины бесконечны. Естественно, что физически такое состояние реализовываться не может. С точки зрения математики это ведет к поиску уточненных соотношений, не имеющих особенностей в вершине трещины (отход от линейной теории упругости). Экспериментально сингулярности в вершине трещины реализуются как потеря системой устойчивости и бифуркации к новому состоянию. Такой бифуркацией в

композитах, в частности, является наступление расслоения. В большинстве случаев при анализе внутренней устойчивости материала рассматривается квазистационарная нагрузка. Ранее показано, что потеря внутренней устойчивости деформируемого слоистого композиционного материала реализуется по модам, кратным характерным размерам структурных элементов композита, например, толщины слоев материала [6]. При этом полагают, что разрушение инициируется в областях, где локально существует высокий градиент напряжений [6].

В данной работе рассматривается влияние микроскопических процессов, связанных с разрушением, на макроскопический процесс расслоения слоистых композитов (рост трещины вдоль границы раздела).

2. ПОВЕДЕНИЕ ЗОНЫ ВЛИЯНИЯ

2.1. Постановка задачи

Рассматривается начальная трещина в слоистом композите, распространяющаяся вдоль оси X . Граница раздела слоев композита в свободном состоянии удовлетворяет уравнению $y = 0$. Фронт трещины есть достаточно гладкая, бесконечная в направлении Z кривая. Строго говоря, зона влияния трещины в данном случае представляет неоднородный тонкий клин, зажатый между толстыми упругими (упруго-пластическими) основаниями без проскальзывания на границе [7]. Поскольку клин тонкий, он для простоты заменяется тонкой эквивалентной пластиной. Поскольку пластина бесконечна вдоль оси Z , краевые эффекты в задаче не имеют место, что позволяет рассмотреть двумерную задачу, деформацию балки (стержня) на упругом основании. В этом случае задача сводится к задаче потери устойчивости балки толщины h , и шириной b , зажатой между упругими толстыми основаниями под действием торцевой нагрузки $P(x, t)$ и дополнительного возмущения, перпендикулярного поверхности пластины. Дополнительное возмущение связано с разрывом связей между берегами растущей трещины. В идеальном случае, при построении микроскопической модели, это возмущение должно быть связано с микроскопическими параметрами процесса разрушения. Мы не будем рассматривать природу поперечных возмущений. Принимаем, что частота данного возмущения есть $\Omega = 1/t_{char}$ - частота генерации поперечных колебаний в результате разрыва межатомных (межблочных) связей. При рассмотрении принципиально следует различать две стадии разрушения – стадию разрыва элементарной ячейки разрушения с характерным временем t_{char} и стадию распространения трещины от ячейки к ячейке с характерным временем $t^* \neq t_{char}$ [5]. Поскольку в системе наблюдается расслоение, то нагрузка $P(x, t)$ заведомо превосходит критическую нагрузку Эйлера, а дополнительное возмущение, по определению [8] является ударным. Основное отличие состоит в том, что ударные нагрузки действуют не вдоль оси стержня и система теряет устойчивость не в результате ударного нагружения, а в результате квазистатического нагружения в условиях параметрического нагружения. В этом случае должна наблюдаться перекачка энергии продольного сжатия в энергию поперечных колебаний [8, 9].

Система уравнений, учитывающая сдвиг, инерцию вращения и влияние продольных колебаний на поперечные движения стержней имеет вид [10]:

$$kFG(w_x - \psi)_x + EF[u_x(w_x + w_x^0)]_x + p(x, t) = \rho Fw_{tt}; \quad (1)$$

$$EI\psi_{xx} + kFG(w_x - \psi) = \rho I\psi_{tt}; \quad (2)$$

$$EFu_{xx} = \rho Fu_{tt}, \quad (3)$$

где $u(x,t), w(x,t)$ - продольные и поперечные смещения; $\psi(x,t)$ - угол наклона касательной к кривой изгиба; x, t - продольная координата и время, E, G - модули упругости и сдвига; F, I - площадь и момент инерции поперечного сечения материала; k - коэффициент формы сечения; ρ - плотность материала; $p(x,t)$ - поперечная нагрузка; w^0 - начальный прогиб.

Поперечная нагрузка в системе в каждой данной точке определяется поперечной волной, возбуждаемой на свободном конце стержня. Физическим источником такого возбуждения является периодический разрыв межатомных или межблочных связей. Поскольку частота таких возбуждений Ω весьма велика, несмотря на незначительную амплитуду возбуждения, существуют высокие градиенты напряжений и динамическое рассмотрение представляется оправданным. Так как в реальных системах всегда существует затухание возбуждения вследствие диссипации, то полагаем что в системе координат, движущейся с вершиной трещины, эта нагрузка может быть представлена как

$$p(x,t) \equiv p(x) = A \exp(-\lambda x) \sin(\Omega x) \quad (4)$$

где A есть нормировочная константа а λ есть декремент затухания, связанный с диссипацией энергии при изгибе вязко-упругой пластины.

В такой постановке задачи система рассматривается как одномерная система с медленно изменяющимися размерами, в которой параметрически возбуждаются колебания [9]. В такой системе возможно возникновение резонансных явлений.

2.2. Уравнение изгиба балки

Система (1-3) может быть линеаризована обычным образом [10,11], что приводит к уравнениям прогиба балки на упругом основании в виде [12].

$$TJw_{,xxxx} + cw + Pw_{,xx} + \rho Fw_{,tt} = p(x,t) - Pw_{,xx}, \quad (5)$$

где TJ - жесткость балки, T - приведенный модуль (модуль Кармана),

$J = \frac{bh^3}{12(1-\mu^2)}$ - момент инерции поперечного сечения с учетом стесненной деформации

балки, $c = \frac{E_0}{1-\mu_0^2} \frac{b}{3}$ - коэффициент упругого основания [8], μ - коэффициент

Пуассона материала балки, $E_0 = \frac{E}{1-\mu_i^2}$, $\mu_{i0} = \frac{\mu_i}{\mu_i - 1}$, μ_i - коэффициент Пуассона

основания, индекс $i=1,2$ относится либо к верхней, либо к нижней пластине, ρ - плотность, F - площадь сечения, w_1 - начальная неровность оси. Так как мы рассматриваем вынужденные колебания под действием приложенной поперечной нагрузки, в дальнейшем для простоты принимаем $w_1 = 0$.

Реальная зона влияния трещины расслоения включает области, расположенные как в одном, так и в другом материале и балка является двухслойной. Однако, исходя из физических соображений, можно полагать, что поток энергии локализован в основном в одном слое, что позволяет принять модель однородной балки. Поскольку мы рассматриваем балку, зажатую между двумя упругими основаниями, с учетом (4) уравнение (5) должно быть модифицировано:

$$TJw_{,xxxx} + (c_1 + c_2) \exp(-\lambda x - Vt) \sin(\Omega x - Vt) w + Pw_{,xx} + (\rho_1 F_1 + \rho_2 F_2) w_{,tt} = 0, \quad (6)$$

где c_1, c_2 есть коэффициенты постели верхнего, нижнего упругих оснований соответственно, ρ_1, F_1, ρ_2, F_2 - плотности, площади сечения одного, второго материала V - скорость распространения (роста) трещины. В квазистатическом случае $V=0$.

Вообще говоря, при выводе (6) принималось допущение о малости прогибов [8]. В случае больших градиентов деформаций балки мы должны рассматривать аналогично [13] нелинейные члены в разложении прогиба. Однако, в первом приближении достаточно ограничиться анализом уравнения (6).

2.3. Анализ решения

Решение уравнения (6) будем искать в виде

$$w(x,t) = a(x) \exp(-i(kx - \varphi t)), \quad (7)$$

где $a(x)$ - амплитуда, в общем случае комплексная, k - волновое число, φ - частота. Подставляя (7) в уравнение (6) и отделяя действительные и мнимые части, приходим к системе

$$\begin{cases} TJ \frac{d^3}{dx^3} c(x) - \left(\frac{1}{2} P - T J k^2 \right) \frac{d}{dx} c(x) = 0 \\ TJ \frac{d^4}{dx^4} b(x) + PP \frac{d^2}{dx^2} b(x) + b(x) [TT + \exp((-\lambda + \Omega - 2Vt)x)] = 0 \end{cases}, \quad (8)$$

где $c(x)$, $b(x)$ - комплексная и действительная части амплитуды, $PP = P - 6T J k^2$, $TT = -Pk^2 + T J k^4 - (\rho_1 F_1 + \rho_2 F_2) \varphi^2$. Строго говоря, мы нуждаемся в дополнительном условии, определяющем дисперсионные соотношения, но в первом приближении можно рассматривать среду без дисперсии [9]. Решение первого уравнения системы (8) имеет вид

$$c(x) = C_1 + C_2 \exp\left(\frac{\sqrt{-P + 2T J k^2} x}{\sqrt{2T J}}\right) + C_3 \exp\left(-\frac{\sqrt{-P + 2T J k^2} x}{\sqrt{2T J}}\right), \quad (9)$$

где C_1, C_2, C_3 - постоянные интегрирования, определяемые из начальных условий.

Общее поведение решения (9) зависит от знака подкоренного выражения $-P + 2T J k^2$ и может иметь как характер периодических колебаний, так и экспоненциальное нарастание.

Решение второго уравнения системы (8) при помощи пакета Maple может быть найдено в виде

$$b(x) = C_4 \cdot {}_0F_3(0; \{1\}; -z) \exp\left(\frac{Sx}{\sqrt{2T J}}\right) + C_5 \cdot {}_0F_3(0; \{2\}; -z) \exp\left(-\frac{Rx}{\sqrt{2T J}}\right) + \quad (10)$$

$$C_6 \cdot {}_0F_3(0; \{3\}; -z) \exp\left(\frac{Sx}{\sqrt{2T J}}\right) + C_7 \cdot {}_0F_3(0; \{4\}; -z) \exp\left(-\frac{Rx}{\sqrt{2T J}}\right)$$

$$z = \frac{\exp(-(\lambda - \Omega + 2Vt)x)}{T J (\lambda - \Omega + 2Vt)^4},$$

C_4, C_5, C_6, C_7 - постоянные интегрирования, определяемые из начальных и граничных условий, $S^2 = -PP + \sqrt{P^2 - 4T J \cdot TT}$, $R^2 = -PP - \sqrt{PP^2 - 4T J \cdot TT}$, а выражения ${}_0F_3(0; \{i\}; -z)$ есть обобщенные гипергеометрические функции порядка (0,3) [14]. Параметры функции представляются как

$$\{1\} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{T J \lambda - T J \Omega + 2T J V t - \sqrt{2T J S}}{T J (\lambda - \Omega + 2Vt)}, \\ \frac{2T J (\lambda - \Omega + 2Vt) - \sqrt{2T J (S + R)}}{2T J (\lambda - \Omega + 2Vt)}, \frac{2T J (\lambda - \Omega + 2Vt) - \sqrt{2T J (S - R)}}{2T J (\lambda - \Omega + 2Vt)} \end{array} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} \{2\} &= \left\{ \begin{aligned} &\frac{TJ\lambda - TJ\Omega + 2TJVt - \sqrt{2TJR}}{TJ(\lambda - \Omega + 2Vt)}, \\ &\frac{2TJ(\lambda - \Omega + 2Vt) + \sqrt{2TJ(S+R)}}{2TJ(\lambda - \Omega + 2Vt)}, \frac{2TJ(\lambda - \Omega + 2Vt) - \sqrt{2TJ(R-S)}}{2TJ(\lambda - \Omega + 2Vt)} \end{aligned} \right\} \\ \{3\} &= \left\{ \begin{aligned} &\frac{TJ\lambda - TJ\Omega + 2TJVt - \sqrt{2TJR}}{TJ(\lambda - \Omega + 2Vt)}, \\ &\frac{2TJ(\lambda - \Omega + 2Vt) - \sqrt{2TJ(S+R)}}{2TJ(\lambda - \Omega + 2Vt)}, \frac{2TJ(\lambda - \Omega + 2Vt) - \sqrt{2TJ(R-S)}}{2TJ(\lambda - \Omega + 2Vt)} \end{aligned} \right\} \\ \{4\} &= \left\{ \begin{aligned} &\frac{TJ\lambda - TJ\Omega + 2TJVt - \sqrt{2TJS}}{TJ(\lambda - \Omega + 2Vt)}, \\ &\frac{2TJ(\lambda - \Omega + 2Vt) + \sqrt{2TJ(S+R)}}{2TJ(\lambda - \Omega + 2Vt)}, \frac{2TJ(\lambda - \Omega + 2Vt) - \sqrt{2TJ(R-S)}}{2TJ(\lambda - \Omega + 2Vt)} \end{aligned} \right\}, \end{aligned}$$

Дополнительные условия на параметры $\{i\}$ следуют из необходимости существования физических решений (например, принципа излучения Мандельштама) и свойств обобщенных гипергеометрических функций [14]. Поскольку $0 < \beta$, то функция ${}_0F_3(0; \{i\}; -z)$ сходится при всех z и есть целая. Таким образом, решение (10) есть сумма экспонент с некоторыми коэффициентами. Поведение решения зависит от функций S , R и принципиально возможно как периодическое поведение, так и экспоненциальный рост.

Полученные поведение решения качественно совпадают с поведением стержня при динамическом выпучивании [10], где показано наличие экспоненциального роста, на который накладывается быстрая синусоидальная компонента.

ЛИТЕРАТУРА

1. Парцевский В.В. Расслоение в полимерных композитах. Обзор// Изв. АН. МГТ. – 2003.- № 5. – 62- 94; 2. Гузь А.Н. Об одной двухуровневой модели мезомеханики разрушения композитов с трещинами при сжатии// Прикладная механика – т. 39.- 2003.- №3. – С. 27 – 44; 3. И.А. Миклашевич Микромеханика разрушения в обобщенных пространствах. – Минск, Логвинов, 2003, 208с; 4. В.В. Новожилов. К основам теории равновесных трещин в упругих телах// Прикладная математика и механика.- т. 33.- 1969. - №5.- С. 797-812; 5. Стоянов В.П. Самоорганизация микроразрушений и локализация трещин в хрупких телах при произвольном трехмерном нагружении// Физическая мезомеханика. –2000. – т.3. – №5. – с. 65-76; 6. Soutis C., Guz I.A. Predicting fracture of layered composites caused by internal instability// Composites. Part A: applied sciences and manufacturing. – 2001. – v. 32,– p. 1243-1253; 7. Лобода В.В Швелёва А.Е. Определение зоны предразрушения у края трещины между двумя упругими ортотропными телами// Прикладная механика – 2003.- т.39. -№5.- с.76-82; 8. Вольмир А.С.. Нелинейная динамика пластинок и оболочек, М.: Наука, 432с. (1972); 9. Весницкий А.И. Волны в системах с движущимися границам и нагрузками, М.: Физматлит, 320с. (2001); 10. В.М. Корнев. Анализ процесса выпучивания стержней при ударе// Прикладная механика и техническая физика. – 1980.- №5.- с. 180- 184; 11. Корнев В.М., Яковлев И.В. Модель волнообразования при сварке взрывом// Физика горения и взрыва. – 1984. – Т. 20. – №2. – с. 87- 90; 12. В.З. Власов, Н.Н Леонтьев. Балки, плиты, оболочки на упругом основании, М.: Физматгиз, С.491, (1960); 13.

Миклашевич И.А. Расслоение композита вдоль границы раздела как потеря устойчивости напряженного слоя// Механика композитных материалов. – 2004. – Т. 40. – №4. – с. 441-450; 14. Олвер Ф. Асимптотика и специальные функции, М.: Наука, 528с. (1990)

УДК 629.113

Ан.М Захарик, Ал.М. Захарик, П.П. Капуста, Д.В. Вихренко, Ю.М. Захарик
**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ СВОЙСТВ КАРТЕРА ВЕДУЩЕГО МОСТА
 БОЛЬШЕГРУЗНОГО АВТОМОБИЛЯ**

*РУП Минский автомобильный завод,
 Белорусский национальный технический университет
 Минск, Беларусь*

Исследование прочностных свойств картера ведущего моста является обязательным этапом на пути создания надежной, долговечной конструкции ведущего моста.

В результате проведения предварительных расчетов по модели картера ведущего моста большегрузного автомобиля сжимающие напряжения (см. рис. 1. а) и растягивающие напряжения (см. рис. 1, б) в зоне рессор от затяжки стремянок превысили их допустимые значения (для стали 40Л $[\sigma_{0,2}] = 300$ МПа).

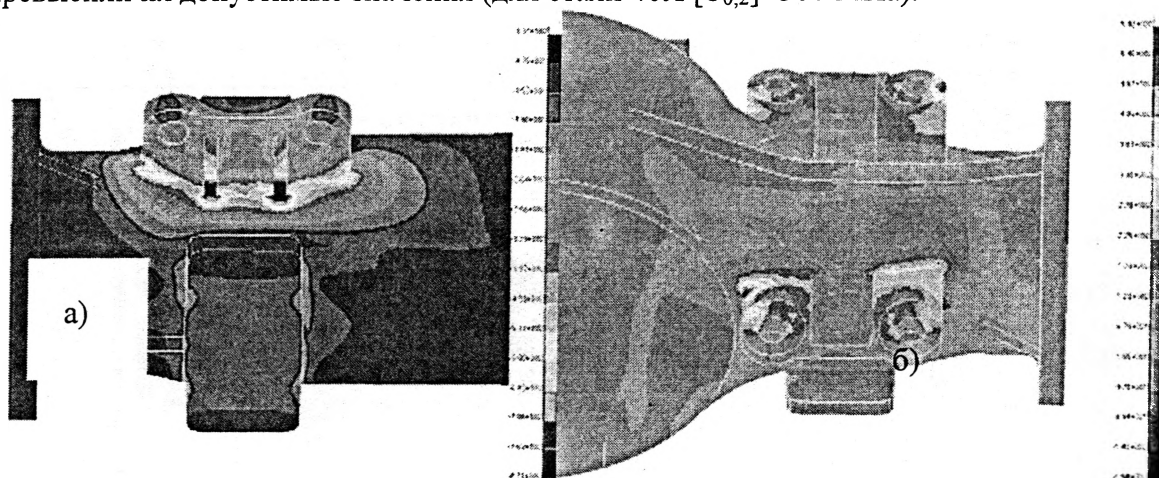


Рис. 1. Максимальные сжимающие (а) и растягивающие (б) напряжения в зоне рессорных накладок при затяжке стремянок

Как показывают результаты стендовых и дорожных испытаний разрушение происходит в зонах высоких растягивающих напряжений.

В картере ведущего моста можно выделить следующие зоны высоких растягивающих напряжений, кроме приведенных на рис. 1: зоны перехода балки во фланцы, зоны крепления крышки к картеру и зона перехода картера в банджо.

Результаты расчетов приведены в таблице, а их графическое изображение - на рис. 2.

Как видно, в картере имеются области, в которых напряжения превышают предельные напряжения в режимах торможения и наезда на препятствие. Места максимальных напряжений при нагружении вертикальной силой видны на рис. 2. Максимальные растягивающие напряжения в картере, МПа

Область картера моста	Указатель	Режим нагружения				
		Вертикальная нагрузка	Разгон	Торможение	Наезд на препятствие	Занос
Правый фланец	1	120	267	371	299	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 80$
Левый фланец	2	124	267	364	307	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 80$
Ребро на переходе в банджо справа	3	100	34	52	269	23
Ребро на переходе в банджо слева	4	98	45	62	284	56
Переход в банджо изнутри справа	5	72	145	307	210	28
Переход в банджо изнутри слева	6	77	245	185	225	12
Крышка справа	7	100	15	348	313	10
Крышка слева	8	105	19	353	329	43
Зона приварки крышки к картеру справа	9	75	23	238	226	22
Зона приварки крышки к картеру слева	10	80	12	230	244	19

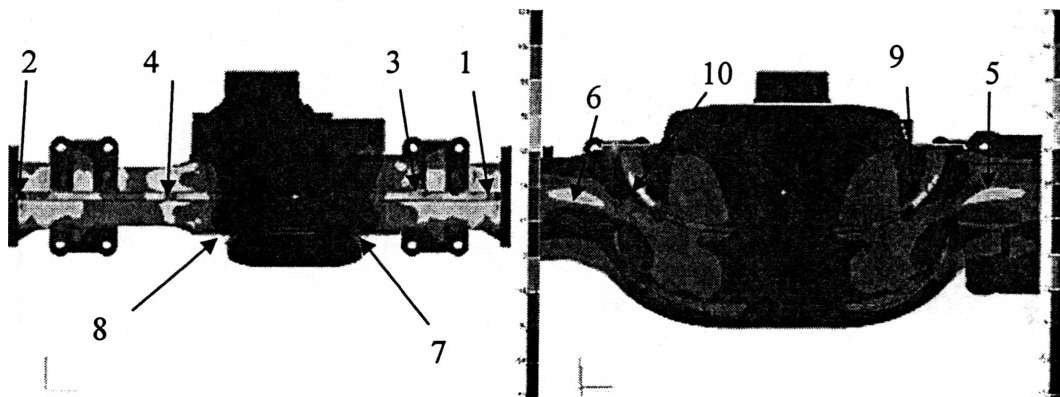


Рис. 2. Максимальные растягивающие напряжения от статического воздействия автомобиля полной массы. Вид снизу (а), и изнутри (б).

Важной характеристикой напряженно-деформированного состояния картера является его деформация под нагрузкой. Так, максимальная вертикальная деформация картера под действием статической вертикальной нагрузки на ось составляет 0,19 мм. Значение прогиба по отношению к колею составляет 0,09 мм/м, что значительно меньше допустимого (в обычных условиях при статическом нагружении считается достаточным значение прогиба 1 мм/м).

В результате исследований конечноэлементной модели картера ведущего моста большегрузного автомобиля определены области повышенных напряжений, превышающих предельно допустимые значения для материала картера моста.

Для снижения растягивающих напряжений в опасных зонах требуется проведение оптимизационных работ по изменению элементов конструкции картера ведущего моста.

УДК 629.113

Ан.М Захарик, Ал.М. Захарик, Д.В. Вихренко, Ю.М. Захарик, П.П. Капуста

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ КАРТЕРА ВЕДУЩЕГО МОСТА БОЛЬШЕГРУЗНОГО АВТОМОБИЛЯ

*РУП Минский автомобильный завод,
Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

При предварительных расчетах картера ведущего моста были получены его невысокие прочностные свойства, в связи с чем для снижения напряжений была проведена работа по изменению элементов конструкции, влияющих на параметры прочности исследуемой детали.

Далее для анализа предлагаются различные варианты доработки конструкции, в той или иной степени влияющие на максимальные растягивающие напряжения.

Вариант №1.

В картере моста с увеличен радиус перехода во фланец до 25 мм (Рис. 1).

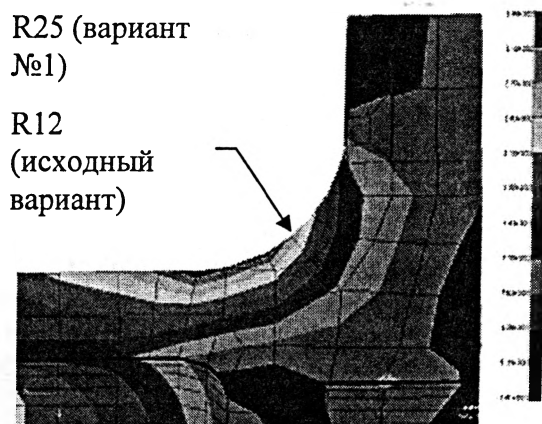


Рис. 1. Изменение конструкции в области перехода картера во фланец и максимальные напряжения по варианту №1 в режиме торможения.

Вариант №2.

В данном варианте наряду с увеличенным радиусом перехода во фланец до 25 мм увеличена цилиндрическая часть опоры, запрессовываемая в картер ведущего моста (Рис. 2).

Вариант №3.

В данном варианте наряду с увеличенным радиусом перехода во фланец до 25 мм уменьшена цилиндрическая посадочная поверхность картера под опору (Рис. 3).

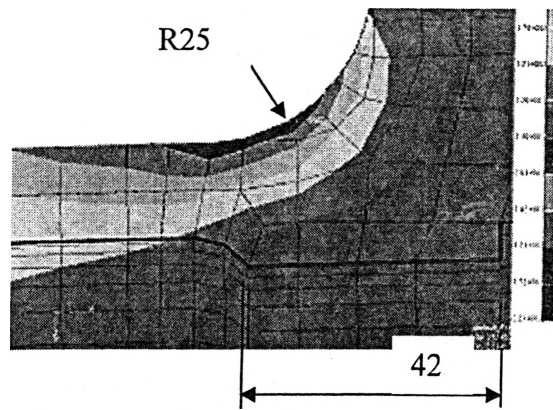


Рис. 2. Максимальные растягивающие напряжения в варианте №2 модификации картера в режиме торможения

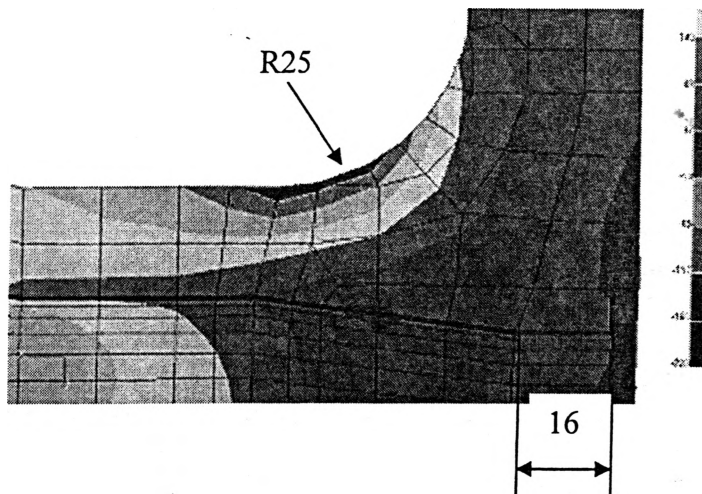


Рис. 3. Максимальные растягивающие напряжения в варианте №3 модификации картера в режиме торможения

Вариант №4.

В данном варианте наряду с увеличенным радиусом перехода во фланец до 25 мм и уменьшенной цилиндрической посадочной поверхностью картера под опору заменена на коническую цилиндрическая часть картера (Рис. 4).

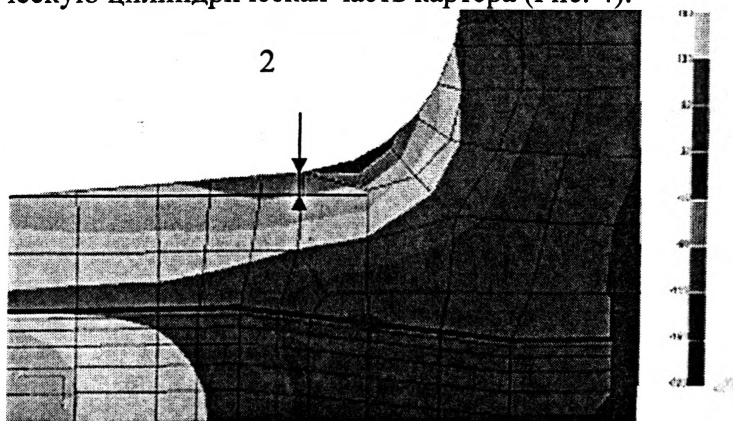


Рис. 4. Максимальные растягивающие напряжения в варианте №4 модификации картера в режиме торможения.

Вариант №5.

Введено дополнительное ребро жесткости в зоне максимальных напряжений при торможении (Рис. 5).

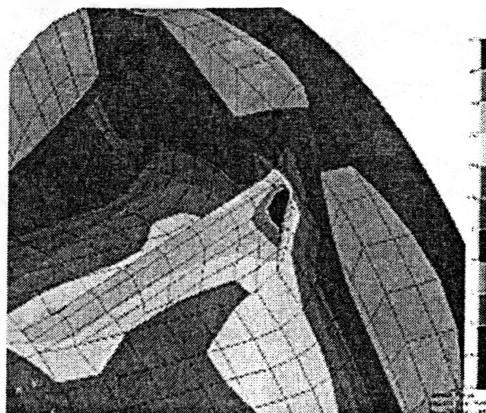


Рис. 5. Максимальные растягивающие напряжения в варианте №5 модификации картера в режиме торможения

Вариант №6.

Увеличен радиус перехода во фланец до 40 мм.

Вариант №7.

В данном варианте наряду с увеличенным радиусом перехода во фланец до 40 мм уменьшена толщина стенки в зоне перехода из квадратного сечения в круглое с 14 до 12 мм.

Вариант №8.

В данном варианте наряду с увеличенным радиусом перехода во фланец до 40 мм увеличена толщина стенки в зоне перехода из квадратного сечения в круглое с 14 до 16 мм.

Вариант №9.

В данном варианте в картер с радиусом перехода во фланец 25 мм введены внутренние ребра жесткости.

Вариант №10.

В данном варианте в картер с радиусом перехода во фланец 25 мм введены как наружные, так и внутренние ребра жесткости.

Анализируя изменение напряжений в предложенных вариантах изменения картера моста, можно предложить наиболее оптимальную конструкцию перехода от рукава картера моста к его фланцу. Предлагаемое изменение заключается в замене цилиндрической части исходного картера на коническую с образующей в виде дуги радиусом 130 мм (Рис. 6). Следует отметить, однако, что данное изменение влечет за собой некоторое увеличение массы картера ведущего моста (на 1,7 кг).

Данный вариант исполнения позволяет снизить растягивающие напряжения в зоне фланца в режиме торможения раза по сравнению с исходным вариантом. Область действия максимальных растягивающих напряжений при этом смещается в зону перехода рукава картера в банджо (максимальные напряжения составляют 221 МПа) (Рис. 6).

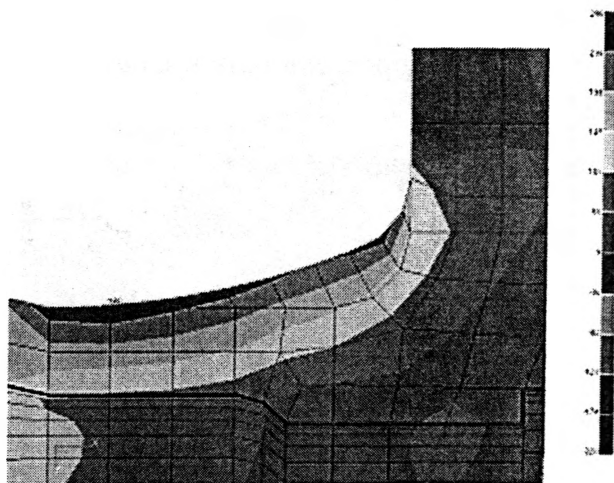


Рис. 6. Растягивающие напряжения в предлагаемом варианте модификации картера в зоне фланца в режиме торможения.

В таблице приводятся результаты расчета окончательного варианта модифицированного моста при всех режимах нагружения, с указанием значений напряжений, а на рис. 7 показано их распределение.

Максимальные растягивающие напряжения в картере, МПа

Таблица

Область	Указатель	Вертикальная нагрузка	Разгон	Торможение	Наезд на препятствие	Занос
Правый фланец	1	100	212	266	278	$\sigma_{ЭКВ} = 72$
	2	89(ребро)				
Левый фланец	3	95	195	267	276	$\sigma_{ЭКВ} = 72$
	4	77(ребро)				
Ребро на переходе в банджо справа	5	98	56	43	262	41
Ребро на переходе в банджо слева	6	100	32	12	273	45
Переход в банджо изнутри справа	7	72	234	264	188	65
Переход в банджо изнутри слева	8	77	143	181	216	58
Крышка справа	9	93	34	267	256	32
Крышка слева	10	96	47	269	268	12
Зона приварки крышки к картеру справа	11	53	61	168	146	10
Зона приварки крышки к картеру слева	12	58	32	161	161	56

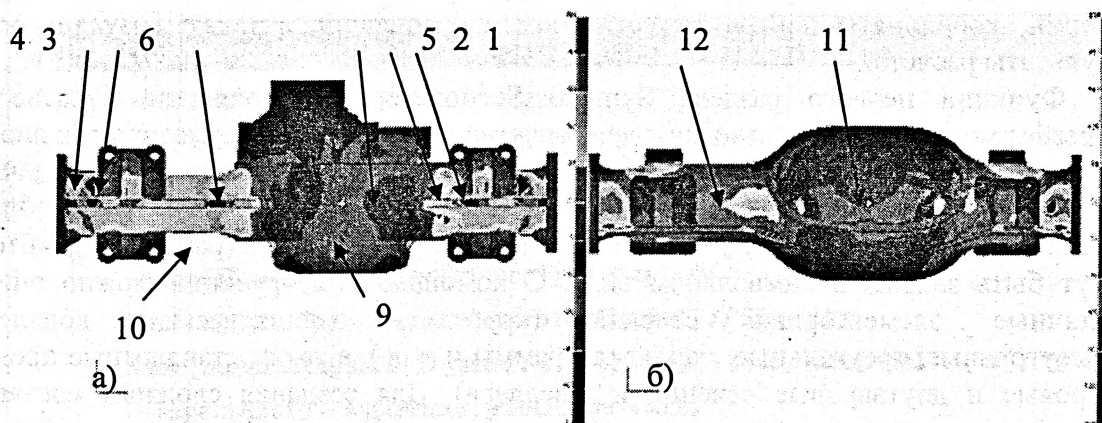


Рис. 7. Максимальные растягивающие напряжения под действием веса автомобиля полной массы (а) и при разгоне (б).

В результате произведенных расчетов исходной конструкции картера переднего ведущего моста выявлены зоны недостаточной прочности – зоны перехода рукавов картера моста во фланцы. С целью усиления конструкции были проведены оптимизационные расчеты 10-ти промежуточных вариантов, в результате которых было определено направление ее усовершенствования. Разработанный окончательный вариант изменения конструкции фланца обеспечил удовлетворительную прочность картера ведущего моста.

Метод усиления картерных деталей, приведенный в данной работе, можно распространять на детали трансмиссий большегрузных автомобилей с аналогичным назначением.

УДК 51: 539.3

С.М. Босяков, М.А. Журавков, Д.Г. Медведев

ПРИМЕНЕНИЕ ПАКЕТА РАСШИРЕНИЯ STRUCTURAL MECHANICS СИСТЕМЫ МАТЕМАТИКА В РАСЧЕТАХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛОСКИХ СЕЧЕНИЙ

*Белорусский государственный университет
Минск, Беларусь*

Современные системы компьютерной математики высокого уровня содержат стандартные и устанавливаемые дополнительно пакеты расширения, которые можно использовать при моделировании физико-механических явлений и решении технических задач [1, 2]. Так, при решении задач теоретической и прикладной механики широко применяются пакеты расширения Simulink 4 системы MATLAB [3, 4] и Mechanical System системы Mathematica [5], позволяющие моделировать и рассчитывать кинематические и динамические системы. Аналогичным пакетом расширения, ориентированным на решение задач сопротивления материалов и теории упругости, является Structural Mechanics системы Mathematica. Он содержит шесть подпакетов, позволяющих находить геометрические характеристики плоских сечений, анализировать НДС балок при изгибе и кручении, исследовать напряженное состояние в точке и т. д. В данной работе описаны функциональные возможности подпакета CrossSectionProperties, позволяющие задавать плоские сечения, определять площадь

сечений, координаты центра тяжести, моменты инерции, а также визуализировать результаты расчета.

Функции первого раздела `SymCrossSectionProperties` подпакета `CrossSectionProperties` могут быть использованы для расчета геометрических характеристик плоских сечений как аналитически, так и в численном виде. Для описания плоских сечений используется функция `Domain[name, parametres]`, которая задает двумерную область, ограниченную линией (`name`) с геометрическими параметрами (`parametres`), которые могут быть заданы в символьном виде. С помощью этой функции можно описать различные элементарные сечения (круговые, эллиптические, кольцевые, прямоугольные, треугольные, параллелограммы и т. д.), а также стандартные профили (тавровые и двутавровые сечения и швеллера). Для создания сложных составных сечений используется алгебраическая сумма объектов `Domain`. Другая группа функций (`SectionArea`, `SectionCentroid`, `SectionInertialMoments` и `SectionPolarInertialMoments`) предназначена для нахождения площади заданного сечения, координат центра тяжести, а также осевых, центробежных и полярных моментов инерции. Зачастую при решении практических задач возникает необходимость определения моментов инерции относительно осей систем координат, полученных из «старой» системы посредством параллельного переноса и поворота. Поэтому в разделе `SymCrossSectionProperties` определены функции `SectionMomentsRotate`, `SectionMomentsTranslate` и `SectionPolarMomentsTranslate`, которые позволяют найти осевые, центробежные и полярные моменты инерции в системах координат, ориентированных различным образом на плоскости. Положение главных осей позволяет определить функция `DomainPrincipalAxesDirections[section, scale]`, которая вычисляет координаты двух векторов, представляющих собой главные оси для сечения `section` (длина оси составляет величину `scale`). Заметим, что результат выполнения этой функции можно использовать для вычисления главных центральных моментов инерции.

Графические функции раздела `SymCrossSectionProperties` позволяют не только выполнить построение заданного сечения и обозначить его геометрические размеры, но и визуализировать результаты расчетов, например, показать на схеме сечения центр тяжести и главные центральные оси инерции. Так, чтобы построить сечение, можно использовать либо функцию `DomainGraphics` совместно с функцией-директивой `Show`, либо функцию `CrossSectionPlot`. Для обозначения центра тяжести и главных центральных осей используются директивы `MarkPoint` и `MarkAxes` совместно с графической опцией `Epilog` системы `Mathematica`. Ниже, на рис. 1, показан фрагмент документа, в котором проводится расчет площади и координат центра тяжести поперечного сечения `figure`, состоящего из прямоугольника с круглым отверстием и треугольника.

В приведенной программе геометрические размеры элементов сечения определены через параметр a , что позволило получить выражения для площади поперечного сечения и координат центра тяжести сечения в символьном виде. При построении сечения и обозначении «крестиком» центра тяжести параметр условно принимается за единицу. Этот расчет достаточно легко может быть дополнен вычислениями моментов инерции, определением главных центральных осей и т. д., причем функциональные возможности раздела `SymCrossSectionProperties` позволяют выполнить такие вычисления различными способами. Заметим также, что перед тем как применить функции пакета `Structural Mechanics`, необходимо загрузить файл `<<StructuralMechanics`` (см. рис. 1). После того, как файл успешно загружен, все подпакеты, в том числе и `CrossSectionProperties`, подключаются автоматически, при первом упоминании в документе функций этого подпакета.

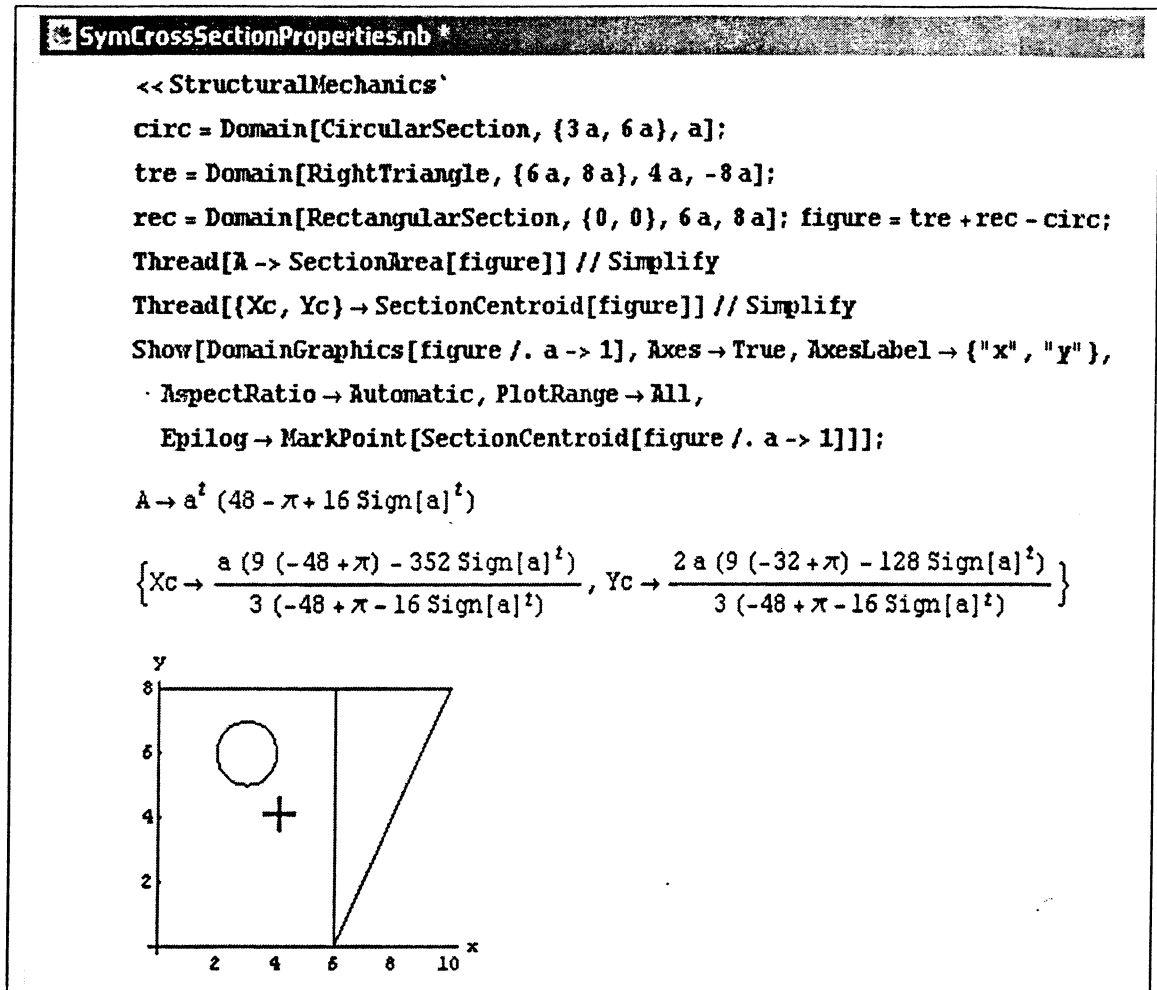


Рис. 1. Определение площади и координат центра тяжести составного сечения

Рассмотрим функции второго раздела NumCrossSectionProperties подпакета CrossSectionProperties, предназначенные для численного расчета геометрических характеристик многоугольников: площади, координат центра тяжести, моментов инерции и т. д. В основе технологии численного расчета лежит метод триангуляции, заключающийся в разбиении области сечения на треугольники, примыкающие друг к другу. Это позволяет с помощью функций подпакета NumCrossSectionProperties рассчитывать сечения любой сложности, в том числе и сечения с отверстиями различной формы.

Исходное сечение задается списком координат точек, являющихся вершинами многоугольника. Перед выполнением каких-либо вычислений (кроме определения положения главных осей инерции сечения) необходимо выполнить триангуляцию этого списка. Для этого в разделе NumCrossSectionProperties предназначена функция TriangleCoordinates, которая генерирует двумерный список координат вершин треугольников, составляющих заданную область, причем количество столбцов этой «матрицы» равняется трем, а количество строк соответствует количеству треугольников. На рис. 2 показано сечение (многоугольник) до и после триангуляции, а также соответствующие списки координат точек.

В приведенном фрагменте документа список pts является списком координат вершин исходного многоугольника, построение которого выполняется функцией PolygonPlot. Вершины многоугольника пронумерованы в соответствии с порядком их

положения в списке pts. Полученный с помощью функции TriangleCoordinates список вершин треугольников trianpts показывает, что исходный многоугольник разбит на четыре треугольника. Построение разбитого на треугольники многоугольника выполняется посредством применения функции TriangulationPlot к списку pts.

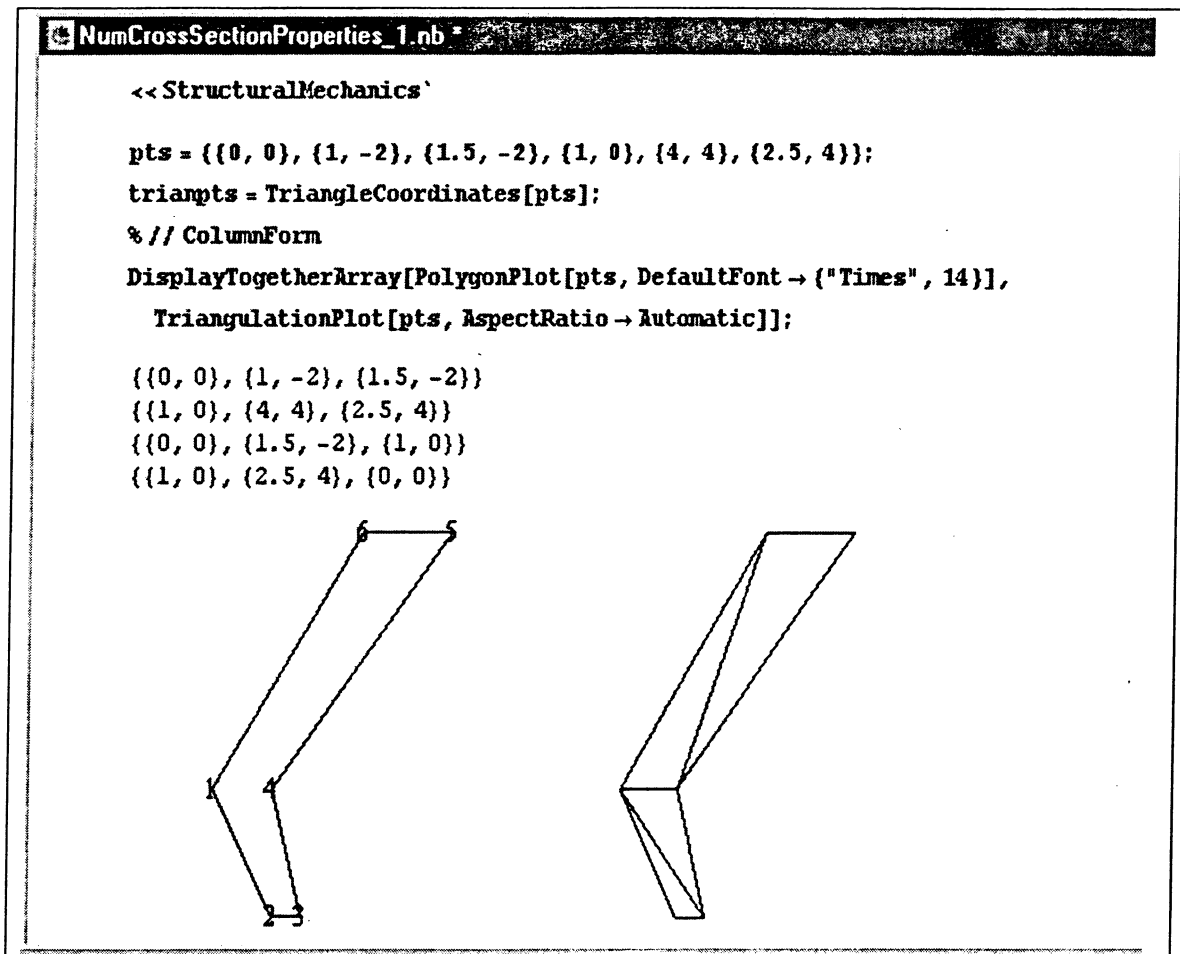


Рис. 2. Исходный и триангулированный многоугольники

Функции раздела NumCrossSectionProperties, предназначенные для определения площади сечения, координат центра тяжести и моментов инерции, применяются к списку точек, составляющих триангулированный многоугольник. На рис. 3 показан фрагмент документа с расчетом некоторых геометрических характеристик описанного выше многоугольника.

В представленном на рис. 3 расчете для вычисления площади сечения, координат центра тяжести и моментов инерции использованы функции PolygonArea, PolygonCentroid, PolygonInertialMoments и PolygonPolarInertialMoments соответственно. Моменты инерции, определяемые функцией PolygonInertialMoments, располагаются в следующем порядке: осевые моменты инерции относительно оси абсцисс и оси ординат; последним в списке указывается центробежный момент инерции. Функциональные возможности раздела NumCrossSectionProperties позволяют рассчитывать осевые, центробежные и полярные моменты инерции в координатных системах, полученных параллельным переносом и поворотом «старой» системы координат.

Положение главных центральных осей многоугольника определяется функцией PolygonPrincipalAxesDirections, в качестве аргумента которой выступает исходный

список точек pts. Визуализация положения центра тяжести и главных центральных осей инерции в разделе NumCrossSectionProperties осуществляется, так же как и в разделе SymCrossSectionProperties, с помощью директив MarkPoint и MarkAxes.

```

NumCrossSectionProperties_1.nb

Thread[A -> PolygonArea[triangpts]]
Thread[{xc, yc} -> PolygonCentroid[triangpts]]
Thread[{Ixx, Iyy, Ixy} -> PolygonInertialMoments[triangpts]]
Thread[Ip -> PolygonPblarInertialMoments[triangpts]]

A -> 6.5

{xc -> 1.70513, yc -> 1.4359}

{Ixx -> 31., Iyy -> 24.3125, Ixy -> 24.2083}

Ip -> 55.3125

```

Рис. 3. Расчет площади, координат центра тяжести, осевых, центробежного и полярного моментов инерции многоугольника

В заключение отметим, что описанные выше функции разделов SymCrossSectionProperties и NumCrossSectionProperties подпакета CrossSectionProperties позволяют определить геометрические характеристики плоских сечений при анализе напряженно-деформированного состояния элементов конструкций (например, при расчете напряжений и перемещений поперечного сечения балки при кручении и изгибе) и деталей машин (при расчетах собственных частот и главных форм). Другим аспектом применения подпакета CrossSectionProperties может быть выполнение расчетно-графических работ по курсу «Сопротивление материалов», непосредственно направленных на расчет геометрических характеристик составных сечений [6, 7].

ЛИТЕРАТУРА

1. Дьяконов В. П. Mathematica 4: учебный курс.: - СПб.: «Питер», 2001. - 656 с;
2. Дьяконов В. П. Maple 6: учебный курс.: - СПб.: «Питер», 2001. - 608 с;
3. Дэбни Дж., Харман Т. Simulink. Секреты мастерства.: - М.: БИНОМ. 2003. - 403 с;
4. Дьяконов В. П. Simulink 4. Специальный справочник. СПб.: - Питер, 2002. - 528 с;
5. Любнауэр В. Обучение «Прикладной и теоретической механике» с использованием компьютерных технологий// Теоретическая и прикладная механика. - 2004. - Вып. 17. - С. 127—130;
6. Сборник заданий на расчетно-графические работы по сопротивлению материалов// Под ред. Ю. В. Василевича. - Мн.: БНТУ. 2000 - 112 с;
7. Винокуров Е. Ф., Петрович А. Г., Шевчук Л. И. Сопротивление материалов: расчетно-проектировочные работы. - Мн.: Выш. шк., 1987. - 227 с.

БЕЗИЗГИБНЫЕ ФОРМЫ ТОНКОСТЕННЫХ УПРУГИХ ОБОЛОЧЕК С МОНЖЕВОЙ СРЕДИННОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

*Командно – инженерный институт МЧС Республики Беларусь
Минск, Беларусь*

В настоящей работе рассматривается задача выбора такой геометрической формы тонкостенных упругих оболочек, в которых заданная внешняя нагрузка вызывает только безмоментное напряженно-деформированное состояние (НДС) (т.е. не изменяет кривизны срединной поверхности, а вызывает только растягивающие усилия). Эта задача решается в рамках теории Кирхгофа – Лява.

Оболочечные конструкции (оболочки) имеют широкое применение в качестве куполов, перекрытий и т.д. Поэтому их расчёт на прочность представляет актуальную задачу современной механики деформированного тела. Ввиду математической сложности этой задачи, она часто упрощается путём введения ряда гипотез (пологость оболочки, расчёт и проектирование оболочки на заданную нагрузку по безмоментной теории с наложением краевого эффекта и т.д.).

В настоящей работе рассматривается задача выбора такой геометрической формы тонкостенных упругих оболочек, в которых заданная внешняя нагрузка вызывает только безмоментное напряженно-деформированное состояние (НДС) (т.е. не изменяет кривизны срединной поверхности, а вызывает только растягивающие усилия). Эта задача решается в рамках теории Кирхгофа – Лява.

Основные уравнения запишем в предположении, что срединная поверхность записывается уравнениями [1]-[3]:

$$\vec{r}(\alpha, \beta) = \vec{r}_0(x_0(\beta), y_0(\beta)) + \eta(\alpha)\vec{n} + \zeta(\alpha)\vec{b} \quad (1)$$

Здесь $\vec{r}_0 = \vec{r}_0(\beta)$ - векторное уравнение начальной параллели, \vec{n} , \vec{b} - её нормаль и бинормаль, $\eta = \eta(\alpha)$, $\zeta = \zeta(\alpha)$ - параметрические уравнения меридиана.

уравнения равновесия:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \alpha}(T_1 B) + \frac{\partial}{\partial \beta}(SA) - \frac{\partial B}{\partial \alpha} T_2 + ABq_1 = 0, \quad \frac{\partial}{\partial \beta}(T_2 A) + \frac{\partial}{\partial \alpha}(SB) + \frac{\partial B}{\partial \alpha} S + ABq_2 = 0, \\ \frac{T_1}{R_1} + \frac{T_2}{R_2} = q_n; \end{aligned} \quad (2)$$

уравнения совместности деформаций:

$$\begin{aligned} -\frac{\partial}{\partial \alpha}(\varepsilon_2 B) + \frac{\partial B}{\partial \alpha} \varepsilon_1 + A \frac{\partial \gamma_{12}}{\partial \beta} = 0, \quad \frac{R_2}{R_1} \frac{\partial B}{\partial \alpha} \gamma_{12} - A \frac{\partial \varepsilon_1}{\partial \beta} + \frac{\partial}{\partial \alpha}(\gamma_{12} B) = 0, \\ \frac{\partial}{\partial \beta}(F(\alpha)\gamma_{12} + \frac{\partial \gamma_{12}}{\partial \alpha}) = 0; \end{aligned} \quad (3)$$

закон Гука:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{Eh}(T_1 - \mu T_2); \varepsilon_2 = \frac{1}{Eh}(T_2 - \mu T_1); \gamma_{12} = \frac{2 \cdot (1 + \mu)}{Eh} S. \quad (4)$$

Здесь:

$$A = \sqrt{\eta'^2(\alpha) + \zeta'^2(\alpha)} \equiv A(\alpha), \quad B = \sqrt{x_0'^2(\beta) + y_0'^2(\beta)} \cdot (1 - \eta(\alpha) \cdot k(\beta)) \equiv B(\alpha, \beta),$$

$$R_1 = \frac{A^3}{|\zeta''_{\alpha\alpha} \eta'_\alpha - \zeta'_\alpha \eta''_{\alpha\alpha}|}, \quad R_2 = -\frac{A \cdot (1 - \eta(\alpha) \cdot k(\beta))}{\zeta'(\alpha) \cdot k(\beta)}, \quad F(\alpha) = \frac{A}{R_1} \cdot \frac{\eta'(\alpha)}{\zeta'(\alpha)} = \frac{R_2}{R_1} \cdot \frac{1}{B} \cdot \frac{\partial B}{\partial \alpha}, \quad (5)$$

где k - кривизна начальной параллели.

Из третьего уравнения системы (3) вытекает следующее равенство

$$\frac{\partial \gamma_{12}}{\partial \alpha} + F(\alpha) \cdot \gamma_{12} = f(\alpha), \quad (6)$$

где $f(\alpha)$ - произвольная функция, $F(\alpha)$ - определена формулой (5).

Интегрируя уравнение (6), получим:

$$\gamma_{12} = (\varphi(\beta) + \phi(\alpha)) \exp\left(-\int_{\alpha_0}^{\alpha} F(t) dt\right). \quad (7)$$

Из формул (4) и (7) имеем:

$$S = \frac{Eh}{2 \cdot (1 + \mu)} \cdot (\varphi(\beta) + \phi(\alpha)) \exp\left(-\int_{\alpha_0}^{\alpha} F(t) dt\right), \quad (8)$$

где:

$$\phi(\alpha) = \int_{\alpha_0}^{\alpha} f(\xi) \exp\left(\int_{\alpha_0}^{\xi} F(t) dt\right) d\xi, \quad \varphi(\beta) = \frac{2 \cdot (1 + \mu)}{Eh_0} \cdot S(\alpha_0, \beta),$$

$S(\alpha_0, \beta)$ - граничное значение S на начальной параллели.

Поэтому будем считать S известной функцией.

Из формул (2) считая E , μ , h - постоянными, имеем:

$$\frac{\partial T_1}{\partial \alpha} = \frac{1}{B} \left(\frac{\partial B}{\partial \alpha} (T_2 - T_1) - \frac{\partial}{\partial \beta} (SA) - ABq_1 \right), \quad \frac{\partial T_2}{\partial \beta} = -\frac{1}{A} \left(\frac{\partial B}{\partial \alpha} S + \frac{\partial}{\partial \alpha} (SB) + ABq_2 \right). \quad (5)$$

Из (3) - (5) имеем:

$$\frac{\partial T_1}{\partial \beta} = \frac{1}{A} \left((2 + \mu) B \frac{\partial S}{\partial \alpha} + 2 \frac{\partial B}{\partial \alpha} S + 2 \cdot (1 + \mu) \frac{R_2}{R_1} \frac{\partial B}{\partial \alpha} S - \mu ABq_2 \right),$$

$$\frac{\partial T_2}{\partial \alpha} = \frac{1}{B} \left((T_1 - T_2) \frac{\partial B}{\partial \alpha} + \frac{\partial}{\partial \beta} (2 + \mu) (AS) - \mu ABq_1 \right). \quad (6)$$

Для однозначной разрешимости этой системы нужно удовлетворить [4] условиям:

$$\frac{\partial}{\partial \beta} \frac{\partial T_i}{\partial \alpha} = \frac{\partial}{\partial \alpha} \frac{\partial T_i}{\partial \beta} \quad (i=1,2).$$

С учётом полученных ранее формул (5) – (6) имеем:

$i = 1$

$$\frac{\partial}{\partial \beta} \left(\frac{1}{B} \left(\frac{\partial B}{\partial \alpha} (T_2 - T_1) - \frac{\partial}{\partial \beta} (SA) - ABq_1 \right) \right) = \frac{\partial}{\partial \alpha} \left(\frac{1}{A} \left((2 + \mu) B \frac{\partial S}{\partial \alpha} + 2 \frac{\partial B}{\partial \alpha} S + 2 \cdot (1 + \mu) \frac{R_2}{R_1} \frac{\partial B}{\partial \alpha} S - \mu ABq_2 \right) \right)$$

$i = 2$

$$\frac{\partial}{\partial \beta} \left(\frac{1}{B} \left((T_1 - T_2) \frac{\partial B}{\partial \alpha} + \frac{\partial}{\partial \beta} (2 + \mu)(AS) - \mu ABq_1 \right) \right) = \frac{\partial}{\partial \alpha} \left(-\frac{1}{A} \left(\frac{\partial B}{\partial \alpha} S + \frac{\partial}{\partial \alpha} (SB) + ABq_2 \right) \right). \quad (7)$$

Складывая эти равенства, получим:

$$\frac{\partial}{\partial \beta} \left(\frac{1}{B} \left((1 + \mu) A \frac{\partial S}{\partial \alpha} - (1 + \mu) ABq_1 \right) \right) = \frac{\partial}{\partial \alpha} \left(\frac{1}{A} \left((1 + \mu) B \frac{\partial S}{\partial \alpha} + 2 \cdot (1 + \mu) \frac{R_2}{R_1} \frac{\partial B}{\partial \alpha} S - (1 + \mu) ABq_2 \right) \right).$$

Это равенство представляет условие разрешимости в начале статьи задачи, поэтому что оно учитывает внешние и внутренние параметры $q_1, q_2, q_n, A, B, R_1, R_2, \mu$. Оно может быть использовано при решении прямой задачи теории монжевых оболочек, когда заданы $q_1, q_2, q_n, A, B, R_1, R_2, \mu$, а подлежат определению T_1 и T_2 . В этом случае разрешающие уравнения состоят из третьего уравнения равновесия и одного из двух уравнений системы (7).

ЛИТЕРАТУРА

1. Бидерман В.Л., Механика тонкостенных конструкций, М., Машиностроение.-1977г.;
2. Савула Я.Г., Флешман Н.П., Об одном решении класса оболочек канонических форм, Вестник Львовского университета, Львов, Висша школа, 1974г.;
3. Савула Я.Г., Представление срединной поверхности оболочки разными поверхностями, Прикладная механика, Киев, Наукова Думка, 1984г., т.20 №12, с70 – 75.;
4. Лопатинский Я.Б., Обыкновенные дифференциальные уравнения, Киев – Донецк, Висша школа, 1976г.

УДК 621.922. 546

А.А. Лысов, А.С. Аршиков

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ И ХАРАКТЕРА РАЗРУШЕНИЯ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ АЛМАЗНО- МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОМПОЗИЦИЙ

*Полоцкий государственный университет
Новополоцк, Беларусь*

На работоспособность алмазных инструментов существенное влияние оказывают физико-химические параметры связки, качество и морфология исходного алмазного сырья. Алмазно-металлические инструментальные композиции, как правило, включают

в себя несколько фаз, которые должны быть совместимы друг с другом как физически, так и химически. Для создания такой совместимой системы алмаз-матрица, необходимо чтобы образовывались прочные связи на поверхности раздела матрица-зерно. Эти связи необходимы для эффективной передачи нагрузки и предотвращения разрушения материала в результате образования реакционной зоны при взаимодействии алмаза с материалом матрицы. Принято считать, что реакционная зона создает новые участки зарождения трещин в композиционном материале. Для того чтобы не произошло преждевременное разрушение композита, дефекты переходного слоя должны быть значительно меньше, чем дефекты в частицах алмаза и металлической матрице [1].

Различие в структуре алмазно-металлических композиций – высокая объемная концентрация хрупких частиц алмаза, микротрещины, разрывы, дефекты алмазных зерен приводят к появлению напряжений.

Анализ причин разрушения указанных композиций позволит разработать способы управления ими, позволит понять механизм и физический смысл хрупкости данных материалов и расширить область их использования.

При изготовлении алмазно-металлических композиций одними из наиболее широко применяемых металлов в качестве основы является медь.

В процессе шлифования металлов пластичная медь налипает на зерна алмазов, и инструмент теряет свои режущие свойства, «засаливается». Установлено, что для предотвращения засаливания и повышения твердости металлической связки целесообразно использовать сплавы на основе меди с добавками олова, цинка, алюминия и других металлов.

Связки на основе медь – олово являются наиболее распространенными. Они используются в качестве связки обычно под индексом M2-01 или M1 (Cu - 80 %, Sn - 20 %). Однако, отличаясь сравнительно высокой прочностью и пластичностью, связка практически не смачивает алмаз и его закрепление в матрице происходит в основном за счет механического охвата.

Прочность закрепления алмазов в матрице можно повысить путем введения в состав матрицы или пропиточного сплава химически активных к алмазу элементов, образующих адгезионно-химическую связь алмаза с матрицей. Многочисленные исследования в этой области показали, что хорошей степени смачиваемости алмаза можно добиться в тех случаях, когда металл или сплав активно взаимодействует с углеродом, образуя карбиды. Эффективными карбидообразующим элементом зарекомендовал себя титан. Сплавы системы Cu-Sn-Ti широко применяют в качестве припоев для пайки и металлизации алмазов, а также связок для изготовления высокоизносостойких инструментов. Обладая высокой адгезионной активностью по отношению к алмазу, такие сплавы обеспечивают прочное закрепление алмазных зерен в матрице инструментов.

При получении образцов для исследования применялся метод излома, исключающий загрязнение межфазной границы. Получение плоского образца связано со значительными технологическими трудностями, так как присутствие в пластичной металлической матрице частиц алмаза практически исключает возможность получения качественных шлифов традиционными методами шлифования.

Для количественного анализа элементов в поверхностных областях образцов используют метод локального рентгеноспектрального анализа на установке УРС-60 в кобальтовом $K\alpha$ -излучении.

Топография поверхности разрушения исследовалась методом сканирующей электронной микроскопии на приборах «Cam Scan» и «Nanolab-7» фирмы «Onton» Германия.

Учитывая, что двойные системы Cu-Sn, Cu-Ti, Sn-Ti сложны и в каждой из них образуется ряд интерметаллических соединений, резко отличающихся между собой по кристаллической структуре, стехиометрическому составу и другим свойствам, что вызвано различием кристаллохимических свойств входящих в них элементов, трудно предсказать образование фаз и соединений в тройной системе Cu-Sn-Ti.

Большинство металлических композиций используемых в качестве связок не взаимодействует с поверхностью алмаза, и закрепление алмазных частиц происходит за счет сил механического защемления. На рис. 1 представлен внешний вид поверхности излома алмазно- композиционного материала на основе связки М1 и алмазов марки АС6



Рис. 1. Внешний вид излома алмазно-композиционного материала (связка М1 – алмаз АС6 100/80)

с грануляцией 100/80. На поверхности излома отчетливо виден механический характер взаимодействия связки М1 и алмазов АС6. Смачиваемость расплавом поверхности алмазного зерна практически отсутствует.

Медно-оловянистые сплавы не смачивают поверхность алмаза, образуя краевые углы смачивания около $130-140^\circ$. Добавки олова не вызывают заметного изменения значений краевого угла. Полученные данные свидетельствуют о физическом типе взаимодействия на межфазной границе металлический расплав-алмаз, что согласуется с данными работы [2].

Введение в состав связок адгезионно-активного компонента (титан) способствует резкому понижению краевого угла смачивания и повышению работы адгезии сплава по отношению к алмазу. Смачивание здесь определяется химическим взаимодействием металлического расплава с поверхностью алмаза и образованием на границе промежуточного слоя карбида титана [3-4]. На рис. 2. представлен внешний вид поверхности излома алмазно-композиционного материала на основе связки медь - олово-титан.

При исследовании излома линейным сканированием через вертикальные сколы граней в промежуточном слое на границе алмаз-сплав обнаружен тонкий промежуточный слой, обогащенный титаном.

Наличие таких участков свидетельствует о том, что взаимодействие алмаза и материала связки имеет химический характер.

Изучение сплава Cu- 20% Sn с добавками 10 и 20 % Ti показывает, что образуется химическое соединение, идентичное соединению Ti_5CuSn_3 . [1].



Рис. 2. Внешний вид излома алмазно-композиционного материала (связка M1 + Ti - 10% – алмаз AC6 100/80)

В промежуточном слое обнаружен карбид титана толщиной (50-80 Å), а также медь. Аналогичные результаты получены в работе [3].

Частицы алмаза достаточно равномерно распределены в структуре композиции. Поверхность разрушения покрыта микроскопическими порами и ямками, которые, скорее всего, возникают из-за разрастания пор и смежных пустот в результате пластического течения и разрыва материала матрицы. Исходные пустоты появляются под воздействием внутренних напряжений на границе алмаз-сплав на определенных структурных элементах, что и приводит к образованию и раскрытию микропор. При возникающей деформации матрицы, особенно во время работы инструмента частицы алмаза и интерметаллидные включения также подвергаются силовому воздействию, что приводит к скапливанию дислокаций и возникновению микротрещин. Макродеформированию препятствуют растущие поры, приводя к разрушению композиции.

Процесс разрушения алмазно-металлических композиций достаточно сложен для описания и исследования в виду высокой скорости его протекания, наличия большого количества внешних и внутренних факторов.

Анализ имеющихся литературных источников и экспериментальных данных, а также результаты последних исследований позволяет сделать вывод, что дефекты и пороки алмазного сырья являются основной причиной возникновения трещин и последующего разрушения алмазно-металлической композиции (рис. 3).

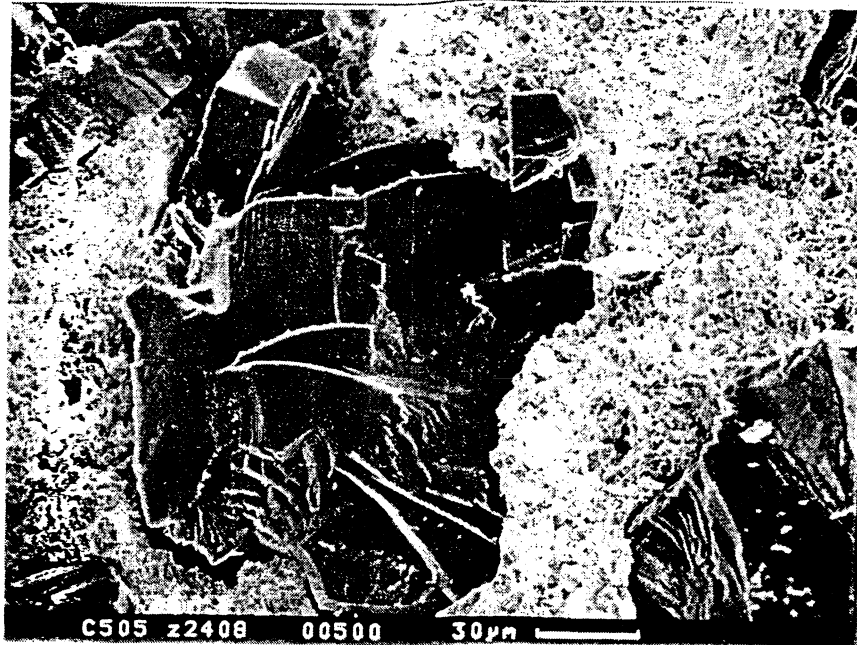


Рис. 3. Скол алмазного зерна при разрушении алмазно-металлической композиции

Изучение природы разрушения этой композиции показывает, что при нагружении алмаз разрушается хрупко, раскалывается, а металлическая матрица оказывается неспособной релаксировать трещины, зародившиеся как в алмазе, так и в матрице [5].

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы. Введение в состав связок адгезионно-активного компонента (титан) способствует резкому понижению краевого угла смачивания и повышению работы адгезии сплава по отношению к алмазу. Смачивание здесь определяется химическим взаимодействием металлического расплава с поверхностью алмаза и образованием на границе промежуточного слоя карбида титана.

При исследовании особенностей процесса деформации и разрушения алмазно-металлических композиций основными факторами, влияющими на него, являются прочность алмаза и межфазной границы, а также пластичность матрицы.

Исследование поверхности изломов алмазно-металлических композиций полученных с присутствием жидкой фазы, позволяет сделать вывод, что характер разрушения композиций имеет транскристаллитный характер. Разрушение алмазно-металлической композиции наступает либо вследствие развития микропластической деформации, либо из-за имеющихся в зернах алмазов дефектов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кизиков Э.Д., Верник Н.С. Алмазно-металлические композиции.-К.: Техника, 1988.- 164 с;
2. Кизиков Э.Д., Лавриненко И.А., Найдич Ю.В. Исследование спекания алмазов с медно-олово-титановым сплавом// Синтетические алмазы, 1973, вып.2.-С. 13-17;
3. Лавриненко И.А., Кизиков Э.Д. Исследование адгезии и контактного взаимодействия медно-олово-титановых сплавов с алмазом// Синтетические алмазы, 1987, вып 6.-С. 21-25;
4. Пайка и металлизация сверхтвердых инструментальных материалов. Ю.В. Найдич, Г.А. Колесниченко, И.А. Лавриненко, Я.Ф. Моцак.-К.:

Наук. Думка, 1977.-183 с; 5. Кизиков Э.Д., Лавриненко И.А. Исследование сплавов, используемых в качестве связок для алмазно-абразивного инструмента// *Металловедение и термическая обработка металлов*, 1975. № 1.- С. 57-62.

УДК 625.855.3

В.В. Гришанов

О ПРОБЛЕМЕ УСТАЛОСТНОГО РАСТРЕСКИВАНИЯ АСФАЛЬТОБЕТОННЫХ ПОКРЫТИЙ В СВЯЗИ С УВЕЛИЧЕНИЕМ ОСЕВЫХ НАГРУЗОК ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Асфальтобетон – искусственный материал, получаемый в результате уплотнения специально подобранной смеси щебня, отсева, песка, минерального порошка и битума. В зависимости от назначения асфальтобетон должен отвечать определенным требованиям нормативных документов (ГОСТ, СТБ).

Структура асфальтобетона является одним из решающих факторов, определяющих его качество, и в частности прочность и долговечность. Поэтому должна правильно решаться задача направленного структурообразования асфальтобетона, т.е. создания структуры, отвечающей требованиям достаточно высокого его качества. Данная задача определяет и выбор типа асфальтобетона, и методику проектирования его состава.

Качество асфальтобетона во многом определяется и условиями технологии производства работ: приготовления, транспортирования, укладки и уплотнения асфальтобетонной массы.

Асфальтобетон, как конструктивный элемент дорожной одежды многократно подвергается переменному нагружению. Число нагружений до появления первых признаков его разрушения (в т.ч. появления на поверхности покрытия автомобильной дороги недопустимых деформаций) будет тем больше, чем меньше напряжения в асфальтобетоне, величина которых определяется рядом материаловедческих и эксплуатационных факторов. Исследования проводимые в этом направлении позволяют отнести к ним такие факторы, как режим силового воздействия (паузы между нагрузками, перегрузки, частота нагружения, скорость передвижения транспортных средств и его грузоподъемность); предварительная внутренняя напряженность в покрытии; концентрация напряжения, обусловленная прежде всего формой минеральных заполнителей и остаточной пористостью минерального скелета; размерами минеральных составляющих и состоянием их поверхности; условиям формирования покрытия. Исследование влияния этих факторов на усталость асфальтобетона позволяет оценить усталость асфальтобетона в целом, т.е. дать прогноз о его сроке службы. Практически это можно осуществить при условии оценки напряженно-деформированного состояния в зоне контакта автомобильного колеса и асфальтобетонного покрытия с помощью созданной специальной лабораторной установки. Ее возможности позволяют исследовать напряженно-деформированное состояние в зависимости от всех, указанных выше факторов с измерением величины и знака возникающих напряжений. Было бы неверно подходить к вопросу долговечности (усталости) асфальтобетонных покрытий, судя по какому-то одному признаку: износу, сдвигоустойчивости, трещиностойкости и т.д. Появление любого дефекта обусловлена рядом причин.

Причем одни из них главные, а другие сопутствующие (фоновые), так или иначе влияющие на разрушение покрытия. Основная причина усталости – механические нагрузки от прохода транспорта. Явление усталости проявляется тем быстрее, чем выше интенсивность движения и чем больше осевые нагрузки. Большинство исследователей считает, что усталость отражается на всех видах повреждений асфальтобетонного покрытия.

Под усталостью обычно понимают процесс накопления необратимых преобразований в структуре материала под воздействием повторяющихся нагрузок, приводящих к ее постепенному разрушению.

Усталость в реальном покрытии проявляется в появлении сети трещин, колеи быстро приводящих в последствии к более крупным дефектам, значительно снижающим эксплуатационные качества дороги.

Быстрый выход покрытия из строя выдвигает на первый план необходимость разработки инженерной методики прогнозирования срока службы асфальтобетона с учетом усталости.

Причиной снижения общего модуля упругости конструкции асфальтобетонного покрытия является усталостное растрескивание монолитных слоев, работающих на изгиб.

Теория усталостной прочности обладает несомненными особенностями, отличающими ее от других разделов инженерной механики, которые вытекают из приближенности и недостаточной достоверности существующих представлений о процессах усталостного разрушения. В результате огромное значение приобретают различные полуэмпирические выкладки, а для числовых расчетов вводится ряд поправок, основанных на результатах эксперимента.

При проектировании асфальтобетонных слоев запас прочности материала на повторность воздействия нагрузки должен назначаться в зависимости от интенсивности движения, состава транспортного потока, срока службы и способности данного материала сопротивляться усталостному разрушению.

Известно, что при каждом приложении колесной нагрузки слой монолитного материала, опирающийся на деформируемое основание, изгибается, что влечет за собой растяжение в нижней зоне материала покрытия, в результате чего можно наблюдать растрескивание материала покрытия в виде микротрещин. В результате повторных воздействий колесной нагрузки в материале конструктивного слоя происходит процесс постепенного накопления остаточной деформации, складывающийся из развития микротрещин, их увеличения, образования макротрещин, их распространения и последующего нарушения сплошности слоя, т.е. процесс усталостного разрушения.

На данный момент причины, вследствие которых развиваются различного рода усталостные деформации на асфальтобетонных покрытиях дорог страны, до конца не изучены. Но несомненно то, что на интенсивность усталостного разрушения влияют тяжелые транспортные средства.

В последние годы условия работы дорог существенно изменились. В составе транспортного потока происходит увеличение доли тяжелых многоосных автомобилей, которые ускоряют процесс накопления усталостных деформаций.

В 1992 году в стране насчитывалось 989 тысяч транспортных средств, в 2002 году их численность составила 2639 тысяч единиц (рост в 2,7 раза). Количество грузовых автомобилей грузоподъемностью 15 тонн и более за эти годы увеличилась в 1,2 раза, полуприцепов к седельным тягачам грузоподъемностью 20 тонн и выше почти 2,4 раза [4].

Существенно изменился состав транспортного потока, при этом в общем составе грузового движения опережающими темпами возрастает доля тяжелых и сверхтяжелых грузовиков. По данным учета интенсивности автотранспортных средств в 1993 году доля таких транспортных средств составляла 11,2 %, а в настоящее время она возросла до 41,6 %.

По данным весового контроля за 2002 год 15,3 тысячи грузовиков имели параметры по общей массе свыше 38 тонн или рост к уровню 2001 года на 28 %, 36 тысяч грузовиков допустили превышение по осевым нагрузкам.

Наблюдаются устойчивые тенденции роста количества грузовых автотранспортных средств, следующих по линиям международного сообщения, в том числе иностранных грузовиков. В 2002 году проследовали через таможенную границу 875,4 тыс. грузовиков, в том числе около 70 % зарубежного производства или рост к уровню 2001 года на 10 %. Такая ситуация существенно изменила скорости и режимы движения транспортных потоков.

Основными особенностями развития автотранспортных средств на данном этапе является:

- повышенное давление в шинах (0,8-0,9 МПа), для нормированных транспортных средств группы А – 0,6 МПа;
- близкое расположение осей (1-1,35 м у трехосных тележек и 1,6-2,05 м у двухосных), что приводит к их взаимному влиянию на величину деформации и напряжений;
- уменьшенный диаметр отпечатков колес (0,28-0,30 м вместо 0,37 для группы А).

В связи с этим происходит увеличение уровня напряженного состояния дорожных конструкций и снижение прогнозируемых для автотранспортных средств группы А сроков службы. По разрушающему воздействию проезд одного автопоезда с трехосной тележкой эквивалентен 5-20 проездам транспортных средств группы А, с двухосной тележкой – соответственно 3-5 проездам. В общий процесс накопления деформаций и разрушений покрытий до 60-90 % приходится на долю автопоездов и 10-30 % на долю грузовиков и автобусов.

Перспективы развития автомобилестроения с точки зрения увеличения грузоподъемности транспортных средств должны определяться в тесном взаимодействии с дорожной отраслью республики. В согласовании проектов создания новых ТКТС должны участвовать специалисты в области автомобильных дорог, как это принято в развитых странах, с целью получения рационального распределения нагрузки на ось и определения оптимальной конфигурации транспортного средства. При этом новые ТКТС должны пройти экспериментальную проверку с точки зрения агрессивности их воздействия на дорогу на специальных полигонах.

Автотранспортный комплекс на территории Республики Беларусь активно развивается, разрабатываются новые виды автотранспортных средств, пока сохраняя общий тоннаж автомобиля в пределах 18-38 т по требованиям ГОСТ 9314 с изменением № 1 для стран СНГ до 1993 г., но увеличивая допустимую нагрузку на ось с 10 до 11,5 т. В условиях снижения прочности дорожной одежды в целом, такое повышение допустимой нагрузки приведет к активному нарастанию необратимых силовых деформаций на покрытии в весенний период, а в летний – при высоких температурах покрытия (от 40 до 60 °С) к активному нарастанию сдвиговых деформаций.

Выполненные исследования показали, что при переходе к более высоким осевым нагрузкам 11-12 т, количество перевозимого груза резко возрастает, но это, также вызывает необратимое усталостное разрушение дорог.

Установлено также, что наиболее эффективны, с точки зрения снижения воздействия нагрузок на дорогу, комбинации сдвоенных или строенных осей, средняя нагрузка на которые не превышает 9-9,5 т.

Наиболее интенсивно накопление усталостных деформаций осуществляется при неблагоприятном сочетании двух групп факторов:

а) внешние факторы – воздействие автомобильного транспорта, климатические нагрузки (температура воздуха, солнечная радиация и т.п.), а также условия увлажнения грунта земполотна;

б) внутренние факторы – физико-механические характеристики дорожной конструкции: сдвигустойчивость слоев покрытия, структурное состояние материалов, прочность и степень уплотнения слоев дорожной одежды и земполотна, тип грунта и его свойства.

Структурные разрушения происходят равномерно в течение всего года, а в слоях основания накапливаются главным образом весной, когда прочность дорожной одежды наименьшая.

Конечной целью исследования является получение критерия усталости асфальтобетона. Ближайшей целью исследования является получение предельного числа циклов до разрушения материала покрытия. При этом будут учтены следующие факторы: вид и качество составляющих материалов, тип асфальтобетона, транспортный поток и т.д. Это позволит определить вид усталостной функции и прогнозировать сроки службы асфальтобетонных покрытий в зависимости от предельного числа циклов нагружения с учетом перечисленных факторов.

УДК 621.839.1

В.А. Акимов

СОВМЕСТНОЕ ВРАЩЕНИЕ ДВУХ ПОЛУСФЕР ВОКРУГ ПЕРЕСЕКАЮЩИХСЯ ОСЕЙ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

В оптической промышленности при шлифовке линз используется притирка за счет вращения двух полусфер [1,2,3]. Раскрыв законы движения одной полусферы относительно другой, можно выбрать оптимальный вариант их взаимного положения, при котором можно прогнозировать износ трущихся поверхностей.

Итак, имеются две полусферы: верхняя и нижняя. Они имеют общий центр. Ось верхней полусферы может поворачиваться, проходя при этом через центр верхней полусферы (рис. 1). Свяжем с верхней полусферой сферическую систему координат. В качестве независимых переменных выбираем углы φ и θ (рис. 1), где $R = const$ - радиус обеих сфер. Первоначально определим угол между произвольной прямой $OM \in \pi A_1$ и плоскостью A . Надо отметить, что все наши действия на первом этапе направлены на то, чтобы определить момент сил сцепления относительно нижней полусферы. Прямую MC будем фиксировать углом θ , отсчитываемым от прямой OO (линия пересечения плоскости A_1 с горизонтальной плоскостью A) (рис. 3). Здесь $MK \perp \pi A$ и $MN \perp OO$ по построению. Тогда $\cos \alpha = \sqrt{\sin^2 \theta \cos^2 \psi + \cos^2 \theta}$. Для определения расстояния от точки M до оси OZ , введем угол θ_1 , связанный с θ соотношением:

$$O_1M \cdot \cos \theta = lM \cos \theta_1.$$

После преобразований находим:

$$\cos \theta_1 = \frac{\sin \varphi \cdot \cos \theta}{\sqrt{\cos^2 \varphi \cdot \operatorname{tg}^2 \psi + \sin^2 \varphi - \sin^2 \varphi \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \sin \theta}},$$

или

$$\begin{aligned} CM \cdot \sin \theta_1 &= O_1M \sin \theta - r \operatorname{tg} \psi; \\ \sin \theta_1 &= \frac{\sin \varphi \cdot \sin \theta - \cos \varphi \cdot \operatorname{tg} \psi}{\sqrt{\cos^2 \varphi \cdot \operatorname{tg}^2 \psi + \sin^2 \varphi - \sin^2 \varphi \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \sin \theta}}. \end{aligned}$$

Аналогичная формула имеет место для угла наклона прямой к горизонту

$$\cos \alpha_1 = \sqrt{\sin^2 \theta_1 \cdot \cos^2 \psi + \cos^2 \theta_1}, \text{ или}$$

$$\cos \alpha_1 = \frac{\sqrt{\sin^2 \varphi \cdot \sin^2 \theta + (\sin \varphi \cdot \sin \theta \cdot \cos \psi - \cos \varphi \cdot \cos \psi \cdot \operatorname{tg} \psi)^2}}{\sqrt{\cos^2 \varphi \cdot \operatorname{tg}^2 \psi + \sin^2 \varphi - \sin^2 \varphi \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \sin \theta}}.$$

Для нахождения плеча нам требуется угол $\angle K_1CN_1 = \gamma$

$$\begin{aligned} \sin \gamma &= \frac{KN}{KO_1} = \frac{\sin \theta \cos \psi}{\sqrt{\sin^2 \theta \cdot \cos^2 \psi + \cos^2 \theta}}; \\ \cos \gamma &= \frac{O_1N}{O_1K} = \frac{\cos \theta}{\sqrt{\sin^2 \theta \cdot \cos^2 \psi + \cos^2 \theta}}. \end{aligned}$$

Найдем проекцию элементарной силы $d\vec{F}$ на горизонтальную плоскость A (рис.2).

$$d\vec{F}|_{н.А} = d\vec{F} \sqrt{\cos^2(\theta + \pi/2) + \sin^2(\theta + \pi/2) \cos^2 \psi} = d\vec{F} \sqrt{\sin^2 \theta + \cos^2 \theta \cos^2 \psi}.$$

Определим элементарный момент dM сил сцепления относительно вертикальной оси

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= \gamma(0), \quad \gamma_2 = \gamma(0 + \pi/2), \quad \delta = \gamma_1 + (\pi - \gamma_2), \\ \delta &= \pi + \gamma_1 - \gamma_2, \end{aligned}$$

$$dM = |d\vec{F}_A| \cdot l \cdot \sin \delta, \quad \sin \delta = \sin(\pi - (\gamma_2 - \gamma_1)) = \sin(\gamma_2 - \gamma_1) \quad (1)$$

После преобразований запишем

$$\begin{aligned} \sin \delta &= \frac{\cos \psi \cdot \sin \varphi - \sin \theta \cos \varphi \sin \psi}{\sqrt{[\sin^2 \varphi \cos^2 \theta + (\sin \varphi \sin \theta \cos \psi - \cos \varphi \sin \psi)^2](\sin^2 \theta + \cos^2 \theta \cos^2 \psi)}}, \\ l &= R \sqrt{\sin^2 \varphi + (\sin \varphi \sin \theta \cos \psi - \cos \varphi \sin \psi)^2}. \end{aligned}$$

Подставляя полученные выражения в (1) будем иметь

$$dM = dF \cdot R (\cos \psi \sin \varphi - \sin \theta \cos \varphi \sin \psi).$$

Полный момент найдем как интеграл

$$M = \int_D dM \cdot dS = \int_{D_1} dM dS + \int_{D_2} dM dS.$$

Область интегрирования D разделим на две: так называемую «частично свободную» и «приполярную»

$$\begin{cases} \arcsin(\cos \psi) \leq \varphi \leq \pi/2 \\ -\arcsin(\operatorname{ctg} \varphi \operatorname{tg} \psi) \leq \theta \leq \pi + \arcsin(\operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \psi) \end{cases} \text{ - частично свободная область №1.}$$

$$\begin{cases} a \leq \varphi \leq \arcsin(\cos \psi) \\ 0 \leq \theta \leq 2\pi \end{cases} \text{ - приполярная зона №2.}$$

Считаем для определенности $\psi = \text{const}$, $0 \leq \psi \leq \pi/2$, т.к. это соотношение выполняется на практике.

$$f = \frac{K}{2(\pi - \psi)R^2} \cdot \frac{M_1}{R},$$

где $\frac{M_1}{R}$ - приведенная сила; K - коэффициент пропорциональности.

Определяем из условия $|M| = |M_1|$ при $\psi = 0$

$$M = \frac{KM_1}{2(\pi - \psi)} \left(\int_{D_1} (\cos \psi \sin \varphi - \sin \theta \cos \varphi \sin \psi) \sin \varphi d\varphi d\theta + \right. \\ \left. + \int_{D_2} (\cos \psi \sin \varphi - \sin \theta \cos \varphi \sin \psi) \sin \varphi d\varphi d\theta \right) \quad (2)$$

Итак, получена формула (2), по которой определяется значение момента M , приводящего во вращение свободно сидящую на оси OZ полусферу 1, в зависимости от известного момента M_1 , вращающего полусферу 2. Знание закона $M = f(\psi)M_1$ позволяет оценивать износ трущихся поверхностей полусфер в местах динамического контакта.

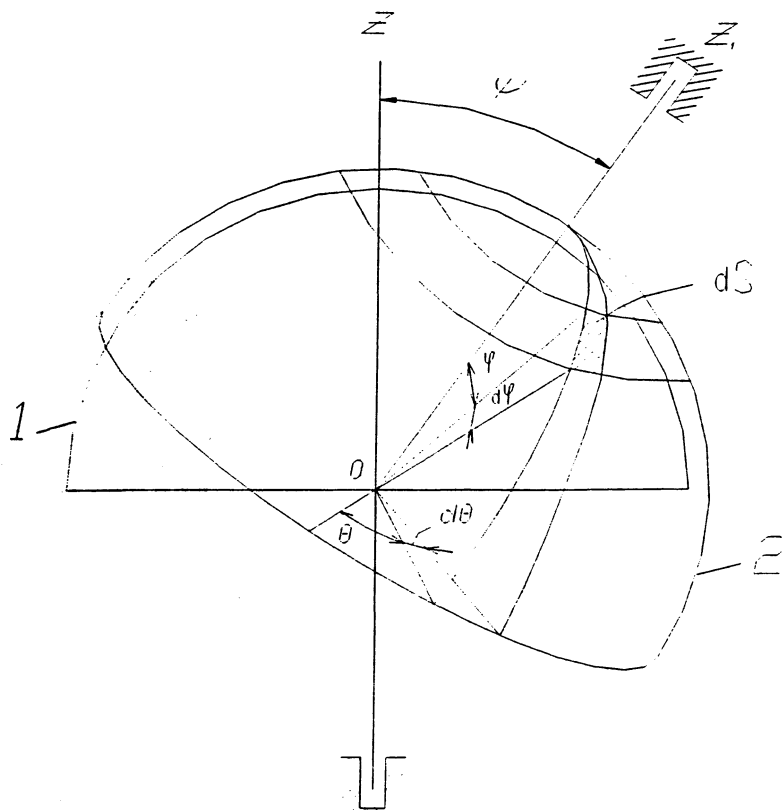


Рис. 1

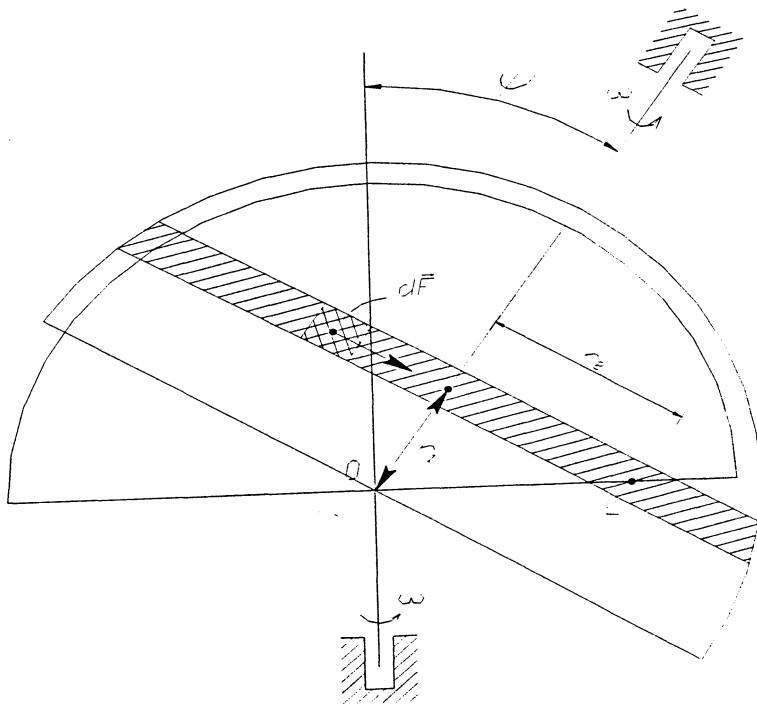


Рис. 2

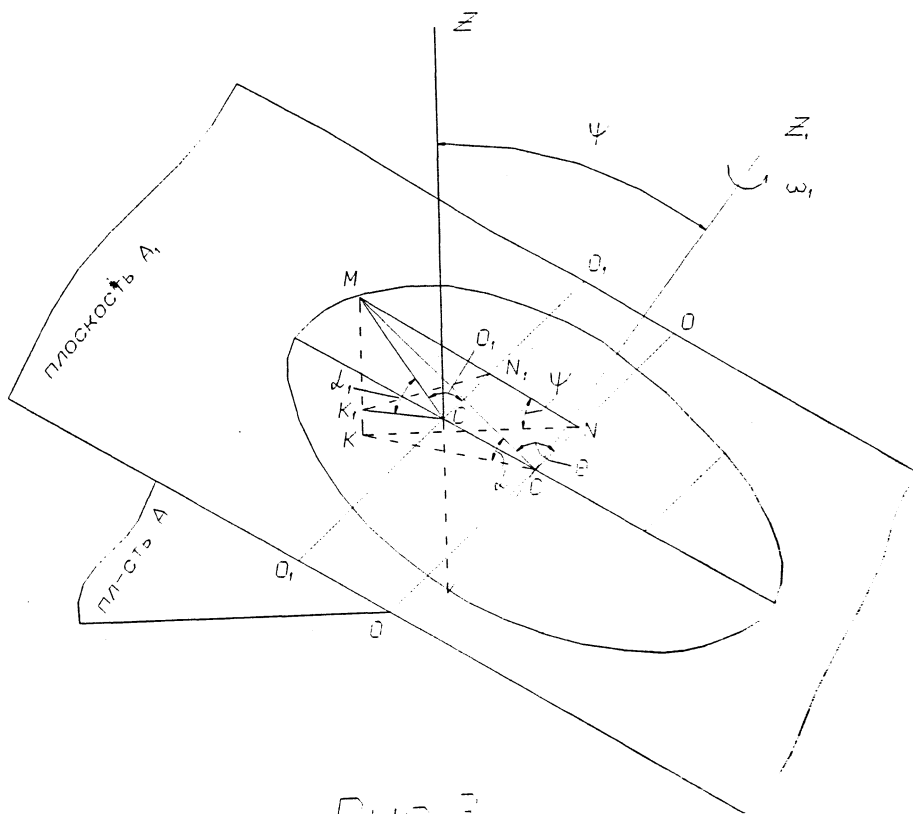


Рис. 3

ЛИТЕРАТУРА

1. Цеснек Л.С. Механика и микрофизика истирания поверхностей. – М.: Машиностроение, 1979. – 198 с; 2. Винокур С.И. Исследование кинематики и динамики процесса шлифовки при образовании точных оптических поверхностей. Автореф. Дисс. На соиск. Учен. Степени доктора технических наук (05.11.14). Л., 1973. – 25 с; 3. Крагельский И.В. Трение и износ. М.: Машиностроение, 1968. – 235 с.

УДК 517:531.112

А.В. Локтионов, А.В. Гусаков

ОЦЕНКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА

*Витебский государственный технологический университет
Витебск, Беларусь*

В процессе перемещения деталей машин и технологической оснастки используются промышленные роботы, которые должны выполнять свои функции абсолютно точно. При этом траектория движения схвата робота и его скорость определяются технологическим процессом [1]. Роботы классифицируют по различным признакам: по системе основных координатных перемещений, числу степеней подвижности, конструктивному исполнению, типу силового привода, характеру выполняемых операций, степени специализации, области применения, грузоподъемности, мобильности и по схеме расположения приводов.

Для расчета перемещений центра схвата робота используются плоская прямоугольная, пространственная прямоугольная, плоская полярная, цилиндрическая, сферическая, ангулярная цилиндрическая и ангулярная сферическая системы координат. От выбора этих систем зависит расчет кинематики роботов.

Исполнительный механизм роботов-манипуляторов рассматривают как систему материальных тел (звеньев), предполагая, что эти тела абсолютно твердые. Каждое такое тело может состоять из совокупности многих деталей, признаком принадлежности которых к одному звену является их относительная неподвижность в процессе движения. Звенья манипулятора образуют кинематические пары, т.е. такие соединения двух соприкасающихся звеньев, которые допускают их относительные перемещения [2].

Существует различные методы расчетов геометрических, кинематических и силовых параметров исполнительных механизмов роботов-манипуляторов. Анализом установлено, что наиболее простые методы расчета следует использовать для роботов, работающих в плоских системах координат. Векторный метод расчета следует применять для роботов-манипуляторов, звенья которых расположены в одной плоскости [2].

Рассмотрим матричный метод расчета. При этом движение твердого тела рассматривается как движение подвижного трехмерного пространства в неподвижном. Геометрические и кинематические параметры робота можно представить в виде параллельного переноса и поворота. Матрица поворота в случае, например, сферического движения твердого тела равна произведению трех матриц поворота на углы Эйлера [4]. В случае поступательного движения абсолютно твердого тела

матрица поворота является единичной. Скорость точек находится в результате дифференцирования текущих координат центра схвата. При этом векторы угловой скорости и мгновенной угловой скорости вводятся как действие кососимметричной матрицы. Преимущества предлагаемого способа заключаются в следующем: все виды движений изучаются с единой точки зрения; вектор угловой скорости вводится не формальным способом, а как соответствие пространства кососимметричных матриц подвижному пространству; легко выполняется переход от движения твердого тела к движению системы с конечным числом степеней свободы.

Чтобы установить необходимые кинематические соотношения исполнительных систем пространственного робота-манипулятора, необходимо описать положение каждого звена манипулятора, как в абсолютной системе координат, так и в системе координат, неизменно связанной с этим звеном. Поэтому необходимо ввести систему координат, связанную со стойкой манипулятора, применяемая в качестве абсолютной – $O_0x_0y_0z_0$ и систему координат, неизменно связанную с i -м подвижным звеном – $O_ix_iz_i$. При этом ось z_i ($i=1,2,\dots,n+1$) совпадает с осью кинематической пары с тем же номером (n – число звеньев манипулятора), ось x_i – определяется как общий перпендикуляр к осям z_{i-1} и z_i , а её направление выбирается так, чтобы система $O_ix_iz_i$ была правой. Начало O_i полученной ортогональной системы координат называется центром i -ой кинематической пары. Система координат $O_nx_ny_nz_n$ связывается со схватом манипулятора так, что ось z_n определяет ориентацию схвата [3].

В качестве обобщенных координат, однозначно определяющих положение пространственного исполнительного механизма робота – манипулятора в произвольный момент времени, необходимы координаты: θ_i – углы поворотов i –го звена относительно $(i-1)$ –го. Причем индекс у координаты θ_i соответствует $(i-1)$ –ой кинематической паре, так как соответствующая угловая скорость $\dot{\theta}_i$ имеет направление оси z_{i-1} . По известному начальному положению механизма и значению обобщенных координат θ_i , определится положение механизма. Последовательно, начиная с n -го звена, выполняется поворот относительно осей $\theta_i z_i$ и аналитически устанавливается связь между введенными ранее системами координат. Для этого вводятся матрицы поворота систем координат. Такой метод расчета является наиболее универсальным для большинства исполнительных механизмов роботов-манипуляторов. Аналитические зависимости для расчета кинематических параметров роботов в абсолютной, неподвижной системе координат громоздки и сложны для ручного счета [3, 4, 9].

Рассмотрим расчёт кинематических параметров двухзвенного механизма матричным методом и применим изложенную методику к роботу-манипулятору с тремя степенями подвижности. Аналитические исследования по расчету кинематических параметров точки М матричным методом выполнены для случая, когда она совпадает с началом координат $X_5 Y_5 Z_5$. В общем случае, который здесь не рассматривается, координаты $X_5, Y_5, Z_5 \neq 0$. Установлено, что матричным методом расчета можно получить формулы для скорости и ускорения центра схвата не только в неподвижной системе координат, но и в подвижной системе, связанной с центром схвата, которые значительно проще, чем зависимости в неподвижной системе координат.

В работах [5, 6] скорость \vec{v} и ускорение \vec{a} в сферической системе координат определяются как частный случай их расчёта в ортогональных криволинейных координатах. Для расчёта скорости определяются частные производные от декартовых координат x, y, z точки по соответствующим криволинейным q_1, q_2, q_3 и находятся коэффициенты Ляме H_1, H_2, H_3 . Модуль скорости v точки определяется из выражения $v^2 = \dot{q}_1^2 H_1^2 + \dot{q}_2^2 H_2^2 + \dot{q}_3^2 H_3^2$. Для расчёта ускорения также используются коэффициенты

Ляме, определяются соответственно частные производные от квадрата скорости по обобщённым криволинейным скоростям $\dot{q}_1, \dot{q}_2, \dot{q}_3$ и координатам q_1, q_2, q_3 и полные производные по времени от полученных соответствующих разностей частных производных по \dot{q} и q . Такая методика расчёта кинематических параметров достаточно трудоёмка. Искомые \vec{v} и \vec{a} определяются только в проекциях на подвижные сферические оси координат R, φ, Θ , связанные с движущейся точкой М.

В работах [7, 8] скорость \vec{v} и ускорение \vec{a} получены с использованием векторного анализа. Матричное исчисление использовано в работе [7] для преобразования от прямоугольных и цилиндрических к сферическим системам координат. Матричный метод изложен также в работе [9] при расчёте кинематических параметров механизма в цилиндрических координатах.

В качестве примера рассмотрим схему робота-манипулятора в виде: вертикальная колонна, несущая руку робота-манипулятора, может поворачиваться на угол φ . Рука со схватом состоит из двух звеньев, каждый из которых может поворачиваться на свой угол, первое звено на угол θ_1 , второе – на угол θ_2 . Необходимо найти скорость и ускорение центра схвата при заданных $\varphi(t), \theta_1(t), \theta_2(t)$. Кинематическая и расчётная схема робота-манипулятора с тремя степенями подвижности изображена на рис. 1.

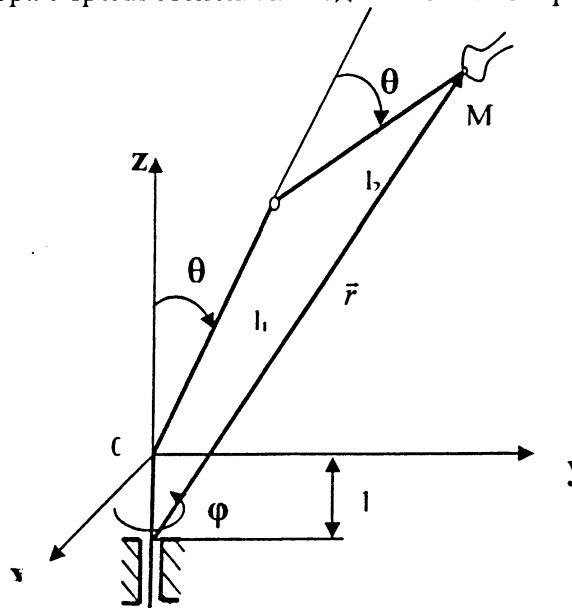


Рис. 1. Кинематическая схема робота-манипулятора с тремя степенями подвижности

Определим кинематические параметры такого механизма по рис. 1 векторным методом.

Проекции вектора \vec{r} механизма на координатные оси определяются из выражений:

$$\begin{aligned} x &= [l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin (\theta_1 + \theta_2)] \cos \varphi, \\ y &= [l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin (\theta_1 + \theta_2)] \sin \varphi, \\ z &= l + l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos (\theta_1 + \theta_2). \end{aligned} \quad (1)$$

Тогда проекции вектора скорости на оси имеют вид

$$\begin{aligned} \dot{x} &= -[l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin(\theta_1 + \theta_2)] \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi + [l_1 \cdot \dot{\theta}_1 \cdot \cos \theta_1 + l_2 \cdot (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) \cdot \cos(\theta_1 + \theta_2)] \cos \varphi, \\ \dot{y} &= [l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin(\theta_1 + \theta_2)] \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi + [l_1 \cdot \dot{\theta}_1 \cdot \cos \theta_1 + l_2 \cdot (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) \cdot \cos(\theta_1 + \theta_2)] \sin \varphi, \\ \dot{z} &= -l_1 \cdot \dot{\theta}_1 \cdot \sin \theta_1 - l_2 \cdot (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) \cdot \sin(\theta_1 + \theta_2). \end{aligned} \quad (2)$$

Величина абсолютной скорости определится по формуле $v = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}$. С учетом (2) получим

$$v = \left[l_1^2 \dot{\theta}_1^2 + l_2^2 (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2)^2 + 2l_1 l_2 \dot{\theta}_1 (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) \cos \theta_2 + (l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin(\theta_1 + \theta_2))^2 \dot{\varphi}^2 \right]^{1/2}$$

Дифференцируя выражения (2), определим проекции ускорения схвата на неподвижные оси XYZ, которые имеют вид:

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= -[l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin(\theta_1 + \theta_2)] (\ddot{\varphi} \cdot \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \cdot \cos \varphi) \\ &\quad - 2[l_1 \cdot \dot{\theta}_1 \cdot \cos \theta_1 + l_2 \cdot (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) \cdot \cos(\theta_1 + \theta_2)] \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi \\ &\quad + [l_1 \cdot \ddot{\theta}_1 \cdot \cos \theta_1 - l_1 \cdot \dot{\theta}_1^2 \cdot \sin \theta_1 + l_2 \cdot (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) \cdot \cos(\theta_1 + \theta_2) - l_2 \cdot (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2)^2 \cdot \sin(\theta_1 + \theta_2)] \cos \varphi \\ \ddot{y} &= [l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin(\theta_1 + \theta_2)] (\ddot{\varphi} \cdot \cos \varphi - \dot{\varphi}^2 \cdot \sin \varphi) \\ &\quad + 2[l_1 \cdot \dot{\theta}_1 \cdot \cos \theta_1 + l_2 \cdot (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) \cdot \cos(\theta_1 + \theta_2)] \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi \\ &\quad + [l_1 \cdot \ddot{\theta}_1 \cdot \cos \theta_1 - l_1 \cdot \dot{\theta}_1^2 \cdot \sin \theta_1 + l_2 \cdot (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) \cdot \cos(\theta_1 + \theta_2) - l_2 \cdot (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2)^2 \cdot \sin(\theta_1 + \theta_2)] \sin \varphi \\ \ddot{z} &= -l_1 \cdot \ddot{\theta}_1 \cdot \sin \theta_1 - l_1 \cdot \dot{\theta}_1^2 \cdot \cos \theta_1 - l_2 \cdot (\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) \cdot \sin(\theta_1 + \theta_2) - l_2 \cdot (\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2)^2 \cdot \cos(\theta_1 + \theta_2) \end{aligned} \quad (3)$$

С учетом (3) абсолютное ускорение определится по формуле $a = \sqrt{\ddot{x}^2 + \ddot{y}^2 + \ddot{z}^2}$, которое здесь не приводится.

Векторный метод расчета кинематических параметров исполнительных механизмов следует использовать для роботов, звенья которых расположены в одной плоскости. Такой метод расчета достаточно сложен и неприменим для пространственных схем размещения звеньев роботов-манипуляторов.

Целесообразно, с использованием компьютерных технологий разработать методику расчета кинематических параметров различных по конструктивному исполнению пространственных исполнительных механизмов роботов-манипуляторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Козырев Ю.Г. Промышленные роботы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1989. – 392 с; 2. Фролов К.В., Воробьев Е.И. Механика промышленных роботов, часть 1: Кинематика и динамика. – М.: Высш. шк., 1988 – 304 с; 3. Попов Е.П., Верещагин А.Ф., Зенкевич С.Л. Манипуляционные роботы. Динамика и алгоритмы. – М.: Наука, 1978. – 400 с; 4. А.В. Локтионов Расчет кинематических параметров в сферических координатах матричным методом. Теоретическая и прикладная механика: Межведомственный сборник научно-методических статей/–Мн. УП «Технопринт», 2004. –115-118 с; 5. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики, том I. – М.:Наука, 1970. – 240 с; 6. Бухгольц Н.Н. Основной курс теоретической механики, ч. I. – М.:Наука, 1972, с. 468; 7. Халфман Р.Л. Динамика. – М.: Наука, 1972. – с. 568; 8. Добронравов В.В., Никитин Н.Н. Курс теоретической механики. – М.:Наука, 1986. – с. 448; 9. Локтионов А.В. К вопросу расчета

кинематических параметров в цилиндрических координатах. Теоретическая и прикладная механика: Сб. науч. Трудов. Под ред. И.П. Филонова. – Мн.:УП «технопринт», 2002. – 252 с; 10. Мещерский И.В. Сборник задач по теоретической механике. – М.:Наука, 1986. – с. 448; 11. Бать М.И., Джанелидзе Г.Ю., Кельзон А.С. Теоретическая механика в примерах и задачах : Учеб. пособие для вузов. Т.1. Статика и кинематика. – М.: Наука, 1990. – с. 672.

УДК 624.075

В.М. Овсянко

УДАР ВЯЗКОУПРУГОГО ТЕЛА О ЖЕСТКОЕ ОСНОВАНИЕ

*журнал "Будаўніцтва. Стrojітjльство. Construction."
г. Минск, Беларусь*

1. В механике деформируемого твёрдого тела имеется ряд объектов, при расчёте которых необходимо учитывать не только упругие свойства материала, но и его вязкость. Существует много реологических моделей, определяющих свойства тех или иных материалов. Наиболее простыми из них являются модели Фойгта и Максвелла. В данной работе рассматривается ударное взаимодействие вязкоупругого тела, характеризуемого одной из указанных моделей, с жёстким основанием с использованием нового направления в моделировании объектов строительной механики и прикладной теории упругости, разработанного автором [1-3].

При анализе несущих строительных конструкций, в том числе и ряда объектов, построенных в Белоруссии и рассчитанных автором на основе его разработок, в своё время использовались специализированные электромоделирующие установки. Их работа осуществляется на основе аналогии между уравнениями, характеризующими объект моделирования, и уравнениями электрического тока, определяющими, в частности, схемы-аналоги конечных элементов, на которые расчленяется исследуемая конструкция [4]. В работе [5] расчёт сложной конструктивно нелинейной системы предлагается производить в два этапа: с помощью электронных моделей находится единственная рабочая расчётная схема сооружения, соответствующая заданной нагрузке, а для более точного определения внутренних усилий и деформаций в системе применяется электронная цифровая вычислительная машина, выполняющая расчёт по найденной на первом этапе рабочей расчётной схеме с использованием программы для расчёта стержневой или континуальной системы.

В настоящее время созданы многочисленные пакеты программ для расчёта электронных цепей, которые позволяют анализировать сложные электронные схемы, в том числе и содержащие различные нелинейные элементы. Широкие возможности этих пакетов привели автора к новому нестандартному направлению в моделировании деформируемых объектов. Его сущность состоит в следующем: для исследуемого объекта моделирования синтезируется электронная схема-аналог, анализируемая далее не на специализированной электромоделирующей установке, а с помощью пакета программ для расчёта электронных цепей. Подобный подход позволил произвести расчёт ряда сложных нелинейных систем [1-3], анализ которых на специализированной установке выполнить трудно ввиду сложности реализации различных нелинейных зависимостей.

2. Разработанное направление в моделировании может использоваться при решении сложных задач статики, динамики и устойчивости стержневых и континуальных систем. Его применение рассмотрим на примере динамической системы, указанной в заголовке статьи.

Сначала исследуем случай, когда упавшее на жёсткое основание тело с массой m определяется моделью Фойгта (рис. 1,а). Здесь упругий элемент (пружина) характеризуется коэффициентом жёсткости c , а вязкий (его моделирует поршень внутри цилиндра с вязкой жидкостью) – коэффициентом вязкости η . Начальная скорость падения массы равна v_0 . Исследуем, как изменяется сила удара $P(t)$ такого вязкоупругого тела во времени t . Перемещение центра тяжести массы обозначим через y . Положительное направление перемещения показано на рис. 1,а. На массу действует сила инерции массы $J_m = -m\ddot{y}$, сила упругости $S = cy$ и сила сопротивления $R = \eta\dot{y}$. Записывая уравнение динамического равновесия, получим:

$$-(-m\ddot{y}) + \eta\dot{y} + cy = 0. \tag{1}$$

Искомая сила удара

$$P(t) = cy + \eta\dot{y} = -m\ddot{y}. \tag{2}$$

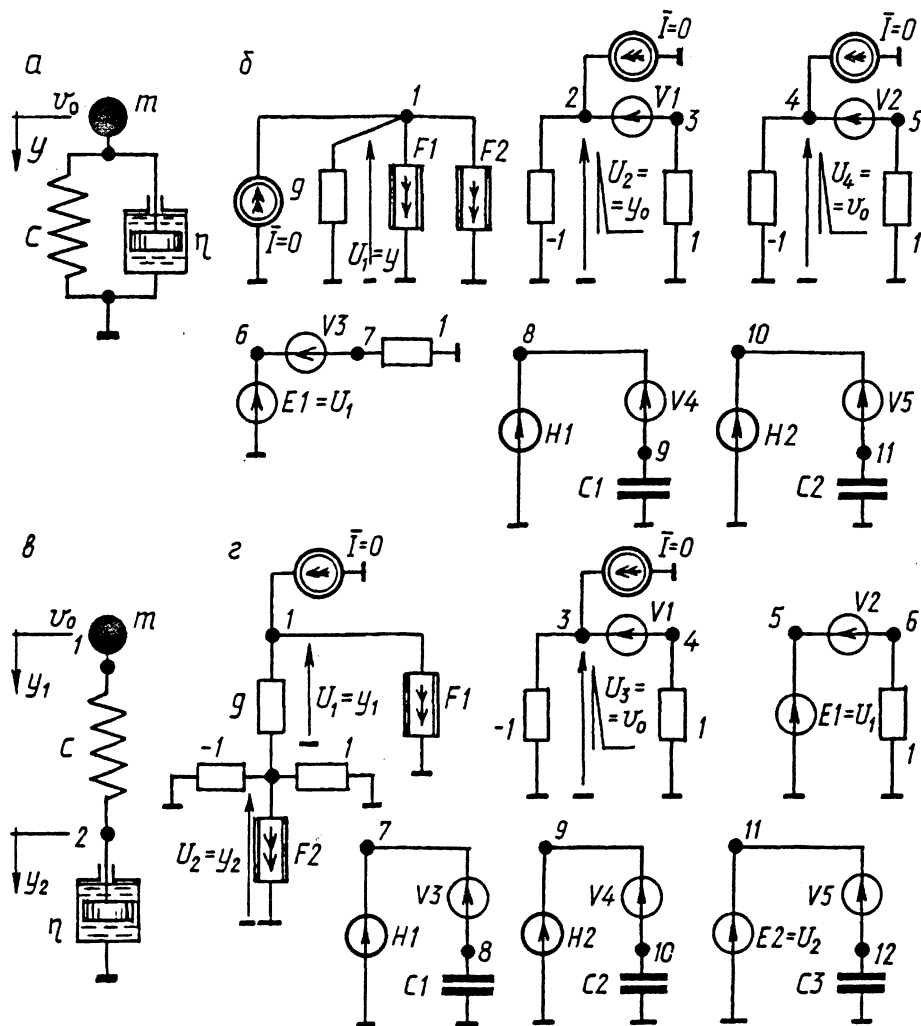


Рис. 1

Для моделирования динамического процесса (1) синтезируем электронную цепь. Рассмотрим следующие исходные данные (взяты из работы [6]): $m=20 \text{ кН}\cdot\text{с}^2/\text{м}$; $v_0 = 2,15 \text{ м/с}$; $c = 4\cdot 10^4 \text{ кН/м}$; $\eta = 0,25\cdot 10^3 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$.

Уравнение (1) описывает колебания любой упругой линейной системы с одной степенью свободы с учётом затухания, поэтому при синтезе электронной модели учтём, что в качестве начальных условий может быть задана не только начальная скорость v_0 , как это необходимо для системы на рис.1,а, но и начальное перемещение y_0 . Для удобства моделирования выражение (1) разделим на c :

$$\frac{m}{c} \ddot{y} + \frac{\eta}{c} \dot{y} + y = 0. \quad (3)$$

При синтезе электрической модели системы на рис. 1,а пружина обычно моделируется резистором с проводимостью g , а вязкий элемент – конденсатором. Непосредственное соединение этих элементов не позволяет получить точную модель уравнения (1). Рассмотрим способ, позволяющий точно обрабатывать функцию конденсатора, т.е. преобразовывать скорость изменения напряжения на его обкладках в ток, пропорциональный второму слагаемому в уравнениях (1) и (3).

Электронная модель, анализ которой далее выполняется на обычной ПЭВМ, показана на рис. 1,б. Она содержит собственно модель уравнения (3) с узлом 1 и ряд подсхем. Резистор с проводимостью g эквивалентен жёсткости c (уравнение (1)) и $R = 1$ (размерность электрических параметров - стандартная) при моделировании уравнения (3). $F1$ и $F2$ – управляемые источники тока, управляемые токами, – эквивалентны первому и второму слагаемым в уравнении (3). Напряжение U_1 , обрабатываемое в узле 1, эквивалентно перемещению центра тяжести массы. В схемах с узлами 2 и 4 задаются начальные условия - начальное перемещение массы y_0 и начальная скорость v_0 в виде кратковременных импульсов с помощью специальной директивы в программе для анализа электронной цепи. Схема с узлом 6 содержит источник напряжения $E1$, управляемый напряжением U_1 ($E1 = U_1$). В схемах с узлами 10 и 8 через измерительные источники напряжения $V5$ и $V4$ протекают токи, равные по величине управляемым источникам тока $F1$ и $F2$. Для их обработки используются управляемые источники напряжения $H1$ и $H2$, управляемые токами:

$$\begin{aligned} H1 &= I(V1)\cdot 1 + I(V3)\cdot 1; C1 = \eta/c = 0,00625; \\ H2 &= I(V2)\cdot 1 + I(V4)\cdot c/\eta; C2 = m/c = 0,0005; \end{aligned} \quad (4)$$

В выражениях (4) ток $I(V1)$, протекающий через измерительный источник напряжения $V1$ моделирует начальное перемещение y_0 , а $I(V3)$ – перемещение y центра тяжести массы. Ток $I(V2)$ аналогичен начальной скорости v_0 , а $I(V4)$ соответствует второму слагаемому в выражении (3). Таким образом, источник напряжения $H1$ в любой момент времени моделирует перемещение y центра тяжести массы с учётом начального перемещения y_0 , а ток $I(V4) = F2$, т.е. равен току, аналогичному второму слагаемому уравнения (3). Источник напряжения $H2$ эквивалентен скорости колебания в любой момент времени с учётом начальной скорости v_0 . Тогда ток $I(V5) = F1$ соответствует первому слагаемому выражения (3).

При исследовании удара вязкоупругого тела схема с узлом 2 не нужна, так как в качестве начального условия при $t = 0$ задаётся только начальная скорость v_0 .

Результат численного эксперимента, выполненного на ПЭВМ путём временного анализа синтезированной электронной модели, для исходных данных, приведенных выше, показан на рис. 2. Все кривые, характеризующие временные процессы, с помощью графического постпроцессора выводятся на печать. Здесь приведены два графика на интервале времени от 0 до 0,2 с. Кривая 1 соответствует выражению (2) (все её ординаты необходимо умножить на $4\cdot 10^2 \text{ кН}$). Она характеризует изменение силы

удара во времени. Приблизительно через 1 с процесс колебаний почти полностью затухает. Кривая 2 моделирует вертикальное перемещение y центра тяжести массы. На рис. 2 её ординаты показаны увеличенными в 100 раз, поэтому $y = U_1/100$ (м). При анализе графиков, приведенных на рис. 2, следует исходить из предпосылки, что после удара вязкоупругое тело “прилипает” к жёсткому основанию, поэтому сила удара характеризуется и положительными и отрицательными ординатами. Вторая предпосылка: при соударении при $t = 0$ центр тяжести массы находится на некотором расстоянии от жёсткого основания (например, на 0,05 м), поэтому масса может совершать затухающие колебания.

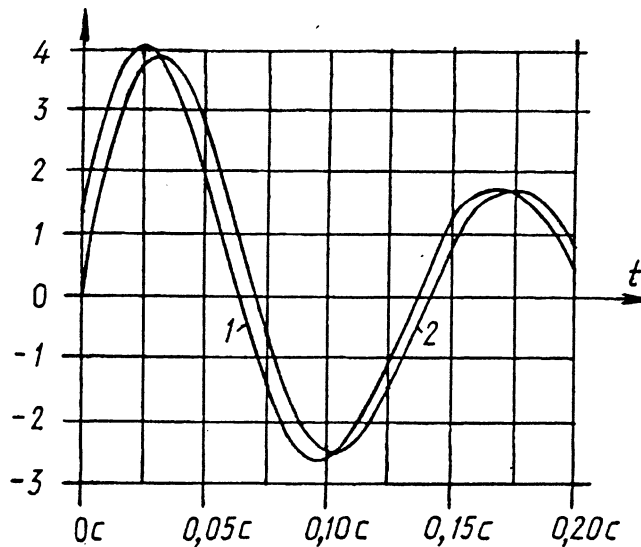


Рис. 2

Очевидно, наибольший интерес представляет участок кривой 1 на интервале времени от 0 до 0,065 с (при котором сила удара стала равной нулю). Модель Фойгта характеризуется тем, что в начальный момент времени при $t = 0$ существует сила взаимодействия вязкоупругого тела и жёсткого основания. Особенно это свойство проявляется при $\eta = 4 \cdot 10^3$ кН·с/м, когда кривая силы удара имеет только нисходящую ветвь в отличие от кривой 1 для $\eta = 0,25 \cdot 10^3$ кН·с/м, имеющей и восходящую и нисходящие ветви. Во втором случае в два раза уменьшается время, за которое сила удара становится равной нулю, что подтверждено численным экспериментом.

3. Вязкоупругое тело, реологической моделью которого является среда Максвелла (рис. 1,в), определяется двумя динамическими уравнениями равновесия, записываемыми для узлов 1 и 2 аналогично уравнению (1):

$$m \ddot{y}_1 + c(y_1 - y_2) = 0; \quad \eta \dot{y}_2 + c(y_2 - y_1) = 0. \quad (5)$$

Исходные данные для m , v_0 , c – те же, что и для модели Фойгта, $\eta = 4 \cdot 10^3$ кН·с/м. При моделировании уравнения (5) целесообразно разделить на c . Интересующая нас сила удара $P(t) = \eta \dot{y}_2$.

Электронная модель уравнений (5) показана на рис. 1,г. Резистор с проводимостью g эквивалентен, как и для схемы на рис. 1,б, коэффициенту жёсткости c с учётом деления выражения (5) на c $R=1$. В схеме с узлом 3 задаётся начальная скорость v_0 . Начальное перемещение y_0 отсутствует. Тогда управляемые источники напряжения $H1$ и $H2$ равны:

$$\begin{aligned} H1 &= I(V2) \cdot 1; \quad C1 = 1; \\ H2 &= I(V1) \cdot 1 + I(V3) \cdot 1; \quad C2 = m/c = 0,00051. \end{aligned} \quad (6)$$

В выражениях (6) управляющие токи имеют тот же смысл, что и при моделировании выражений (4). Напряжение, обрабатываемое источником $H2$, эквивалентно первой производной \dot{y}_1 . Тогда ток $I(V4) = \frac{m}{c} \ddot{y}_1 = F1$. Для отработки первого слагаемого во втором уравнении (6) используется схема с узлом 11. Здесь $C3 = \eta/c = 0,1$. Ток $I(V5) = \frac{\eta}{c} \dot{y}_2 = F2$.

Результат численного эксперимента для модели Максвелла приведен на рис. 3, где кривая 1 показывает изменение во времени силы удара (в кН), кривые 2 и 3 – перемещения (в метрах) узлов 1 и 2 модели (рис. 1,в). Ординаты кривой 1 необходимо умножить на 100, а кривых 2 и 3 разделить на 400. Через одну секунду колебания практически прекращаются.

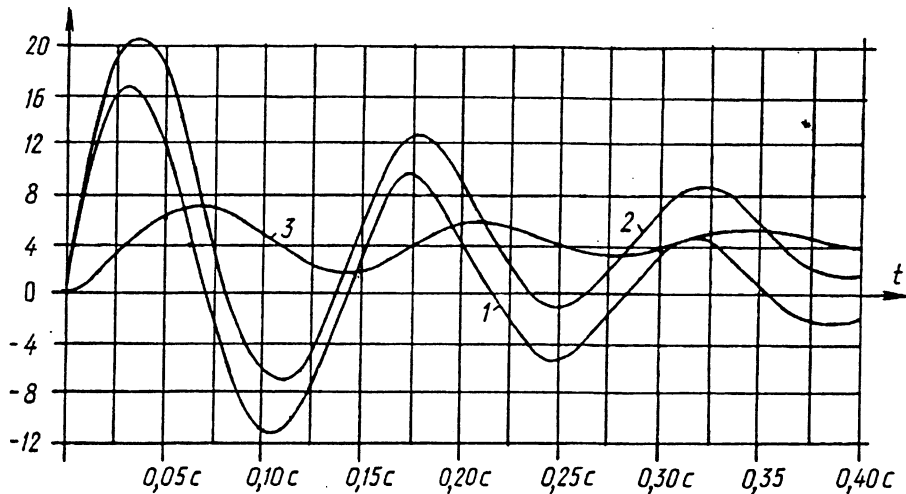


Рис. 3

Для $\eta = 0,25 \cdot 10^3$ кН·с/м кривая $P(t)$ асимптотически стремится к базисной оси, не пересекая её.

4. При выборе той или иной реологической модели вязкоупругого тела для получения достоверных результатов необходимо, конечно, руководствоваться характеристиками c и η и их соотношениями (6), что видно из численных экспериментов, приведенных выше.

На основе рассмотренных схем легко синтезируется электронная схема-аналог и для реологической модели Кельвина, которая получается путём последовательного соединения модели Фойгта (параллельно соединённые пружина и поршень в цилиндре с вязкой жидкостью) и ещё одной пружины. Тогда к электронной модели, показанной на рис. 1,б, добавляется ещё один резистор, являющийся аналогом второй пружины. Если необходимо произвести исследование удара стержня, выполненного из вязкоупругого материала, о жёсткое основание, то, расчленив стержень на несколько элементов и сосредоточив массы в узлах, для каждого полученного элемента можно применять электронные модели, приведенные на рис. 1,б,г. Идея организации динамического процесса, рассмотренная в данной работе, может иметь широкое применение для любых линейных и нелинейных динамических систем. На её основе в работах [1,3] исследована динамическая устойчивость консольного стержня со следящей силой на конце, в работах [3,7] впервые выполнен анализ параметрических колебаний стержня в случае, когда следящая сила изменяется по гармоническому закону.

Разработанная методика моделирования удара вязкоупругого тела о жёсткое основание позволяет решить задачу в более сложной постановке, когда упругая характеристика тела имеет нелинейный характер зависимости усилия (в пружине) от перемещения. В этом случае вместо линейного резистора, моделирующего жёсткостную характеристику тела (пружину), устанавливается полиномиальный управляемый источник тока [3], реализующий любую нелинейную зависимость и управляемый напряжением, эквивалентным перемещению центра тяжести массы. Аналогичным образом синтезируется электронная модель стержня, состоящего из комбинации вязких и нелинейно-упругих элементов, когда такой стержень ударяется о жёсткое основание.

Легко моделируется и случай, когда на вязкоупругое тело (или стержень) после его падения с заданной начальной скоростью, если колебания ещё не прекратились, начинают действовать кратковременно прикладываемые ударные импульсы. Удар, ещё удар... Число ударов может быть любым. Реализация таких импульсов производится так, как это сделано в работе [3, с. 254] при исследовании фермы Мизеса, для которой автором обнаружена при определённых динамических воздействиях возможность превращения её в генератор стохастичности.

Идея моделирования удара на основе компьютерного анализа электронной модели исследуемой системы может быть распространена, кроме рассмотренных, и на другие интересные объекты. Одним из таких объектов является система со следящей силой [7], если эта сила будет иметь характер периодически повторяющихся ударов.

В работе [8] выполнен компьютерный анализ электронных моделей балок на упруго-вязком основании, характеризуемом одной из моделей – Максвелла, Фойгта или Кельвина, когда на балку действует определённое время импульсно приложенная сила. На основе методики, описанной в данной работе, расчёт таких балок (или аналогичных любых стержневых систем) может быть выполнен на действие различного вида ударов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Овсянко В.М. Компьютерный анализ электронных моделей деформируемых объектов на примере одной неконсервативной системы// Известия вузов. Строительство. – Новосибирск, 1995. - № 7-8. – С. 29 – 35; 2. Овсянко В.М. Деформируемые системы с большими перемещениями// Архитектура и строительство Беларуси. – 1994. - № 5-6. – С. 29 – 35; 3. Овсянко В.М. Следящая сила и вокруг нее: Компьютерный анализ электронных моделей деформируемых объектов. – Мн.: Польша, 1999. – 272 с; 4. Овсянко В.М. Синтез электронных моделей деформируемых объектов. – Мн.: Наука и техника, 1982. – 336 с; 5. Овсянко В.М. Выбор рабочей расчетной схемы на АВМ как основной этап расчета конструктивно нелинейной стержневой системы на ЭЦВМ// Весці акадэміі навук Беларускай ССР. Серыя фізіка-тэхнічных навук. – 1976. - № 3; 6. Еленицкий Э.Я., Файзуллин Н.И. Анализ вязкоупругих моделей при их соударении с абсолютно жесткой преградой// Расчет пространственных строительных конструкций. Задачи строительной механики упругих и упругопластических систем. Межвузовский сборник научных трудов. – Куйбышевский государственный университет. – 1983. – С. 47-53; 7. Овсянко В.М. Параметрические колебания системы со следящей силой// Пространственные конструкции в Красноярском крае. Сборник научных трудов. – Красноярск: Красноярский инженерно-строительный институт. – 1994. – С. 156-171; 8. Овсянко В.М. Реология и аналогии: расчет балок на упруго-вязком основании// Перспективы развития новых технологий в строительстве и подготовке инженерных кадров Республики Беларусь. Материалы VI Международного научно-методического семинара. – БГПА.- Мн.: УП «Технопринт», 2000. – С. 499-504.

ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ПРИ ТЕРМООБРАБОТКЕ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

*Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники,
Минск, Беларусь*

Введение

Широкое распространение плазменного оплавления наружных слоев композиционных материалов, состоящих из мелкозернистого бетона, сдерживается, в частности, из-за малой изученности физико-механических процессов, проходящих при высоких температурах до 3000 К, в слоях материала в зависимости от его состава и степени нагрева [1].

Известно, что при нагревании бетона свыше 600 К происходит потеря его прочности [2-4]. Она связана с дегидратацией и разложением продуктов твердения портландцемента (гидросиликатов кальция и алюминия и гидроксида кальция). Остаточная прочность бетона при $t = 1000$ К может достигать 0,8 от первоначальной. Даже при кратковременном воздействии высоких температур в виду низкой теплопроводности бетона 1,3-3,4 Вт/м К происходит отслоение поверхностных слоев бетона. Повысить прочность бетона до $t = 1200-1300$ К можно с применением огнеупорных заполнителей, например, андезитовых шлаков [5].

Процессы, происходящие при плазменной обработке слоя мелкозернистого бетона на основе белого портландцемента и заполнителя - эмалевой фритты, являющейся отходом борной эмали, или гранодиорита, до сих пор не были изучены.

Исходные материалы

Были рассмотрены материалы слоя мелкозернистого бетона, который наносится на наружные поверхности композиционных изделий типа плит, панелей, блоков и др., приформовывается в процессе их изготовления, включая термическую обработку изделий. Для создания декоративного покрытия слой подвергают плазменной обработке [1].

В качестве вяжущего применяли белый портландцемент по ГОСТ 965-78, наполнитель – гранодиорит или эмалевую фритту ПО «Бор», (Дальнегорск, Приморского края).

Слой готовился следующим составом (мас. ч.): белый портландцемент – 25,6; наполнитель (фритта или гранодиорит) – 96,4; вода – 14.

Методы исследования

Использованы современные физико-химические методы исследований, включающие химический, дериватографический, рентгеновский, ИК-спектроскопический и др. методы анализа. Для анализа фазовых превращений в процессе плазменной обработки применяли термодинамический метод исследования.

Трудность химического анализа образцов связана с выбором методик определения компонентов из-за их большого количества и влияния их друг на друга.

Отметим, что оксиды железа и алюминия определяли комплексонометрическим методом [7]. Бор переводили в борную кислоту и определяли объемным методом - титрованием [6,7]. Оксиды щелочных металлов определяли методом пламенной фотометрии [6].

Дериватографический анализ проводили на дериватографе Q-1500 D со скоростью нагрева 100 K/мин.

Составы исходных материалов уточняли с использованием рентгенографии (РФА) и инфракрасной спектроскопии (ИКС).

Рентгенограммы снимали на рентгеновской установке ДРОН-3.

Инфракрасные спектры поглощения снимали на спектрофотометре Specord 751 R в интервале частот 400-4000 см⁻¹.

С целью установления фазовых превращений и определения состава продуктов химических взаимодействий между исходными компонентами шихты при плазменной обработке был проведен термодинамический анализ трёх систем:

1. Фритта – белый портландцемент – вода – азот (система 1);
2. Гранодиорит – белый портландцемент – вода – азот (система 2);
3. Гранодиорит – белый портландцемент – вода – воздух (система 3);

Расчеты проводились с использованием программного комплекса АСТРА-3 [8].

Принималось при расчетах, что система является гетерогенной, т.е. состоящей из нескольких однородных частей (фаз). При этом все газообразные вещества (компоненты) входят в состав одной газовой фазы, а конденсированные – могут образовывать как отдельные фазы, так и конденсированные растворы. В качестве возможных учитывалось образование 35 веществ в конденсированном состоянии и 54 в газообразном. В качестве начальной газовой фазы использовали азот.

Методика эксперимента

Образцы слоя для изучения влияния плазменной обработки на его механическую прочность готовили в виде кубиков с ребром размером 20 мм, которые подвергали пропариванию по режиму: подъем температуры – 4 часа, изотермический нагрев при 353 K – 10 часов, охлаждение – 3 часа. Затем образцы сушили при 363 K. Термообработку (модель нагрева при плазменной обработке) проводили в муфельной электропечи при $t = 473 - 1073$ K с выдержкой 15 мин через каждые 473 K. Скорость подъема температуры составляла 283 K/мин. Через каждые 473 K часть образцов извлекали из печи и охлаждали на воздухе, затем испытывали на прочность при сжатии.

Влияние добавок на механическую прочность образцов слоя изучали на образцах-кубиках, изготовленных из состава масс, в которых сверх 100% вводили до 10% упрочняющих добавок.

Физико-химическое исследование компонентов слоя

Штрих-рентгенограммы и ИК-спектры белого портландцемента, гранодиорита и отходов эмалевой фритты представлены соответственно на рис. 1 и 2.

В рентгенограмме белого портландцемента (рис.1) были идентифицированы γ - Ca_2SiO_4 и фаза состава $54CaO \cdot 16SiO_2 \cdot Al_2O_3 \cdot MgO$. Наличие γ - Ca_2SiO_4 подтверждается ИК-спектроскопическим анализом (рис. 2), с помощью которого подтверждаются полосы 1633, 1474, 1148, 1085, 980, 924, 846, 519 см⁻¹, характерные для γ – формы ортосиликата кальция.

В гранодиорите выявлены следующие основные фазы: α – кварц и смешанные силикаты кальция, алюминия, натрия, магния и железа ($CaAl_2Si_2O_8$, $Na_2Mg_3Fe_2Si_8O_{22}$).

ИК-спектр гранодиорита (рис. 2) подтверждает наличие в образце α – кварца (полосы 1170, 800-780, 696, 516, 464 см⁻¹), а также наблюдаются полосы 1140, 1086, 516, соответствующие SiO_4^{2-} .

Как следует из рис. 1, отходы эмалевой фритты рентгеноаморфны, а полосы ИК-спектра (рис. 2) имеют диффузный характер, что не позволяет установить состав образца.

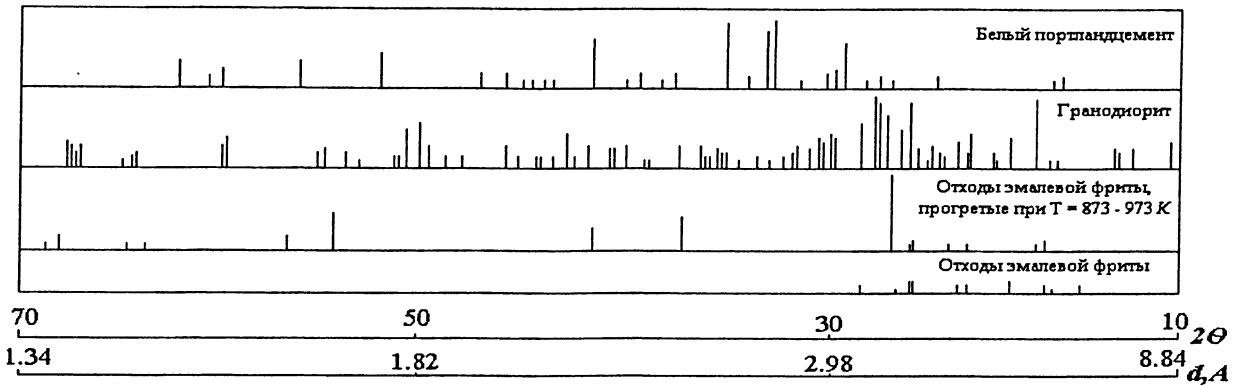


Рис. 1. Штрих-рентгенограммы исходных веществ

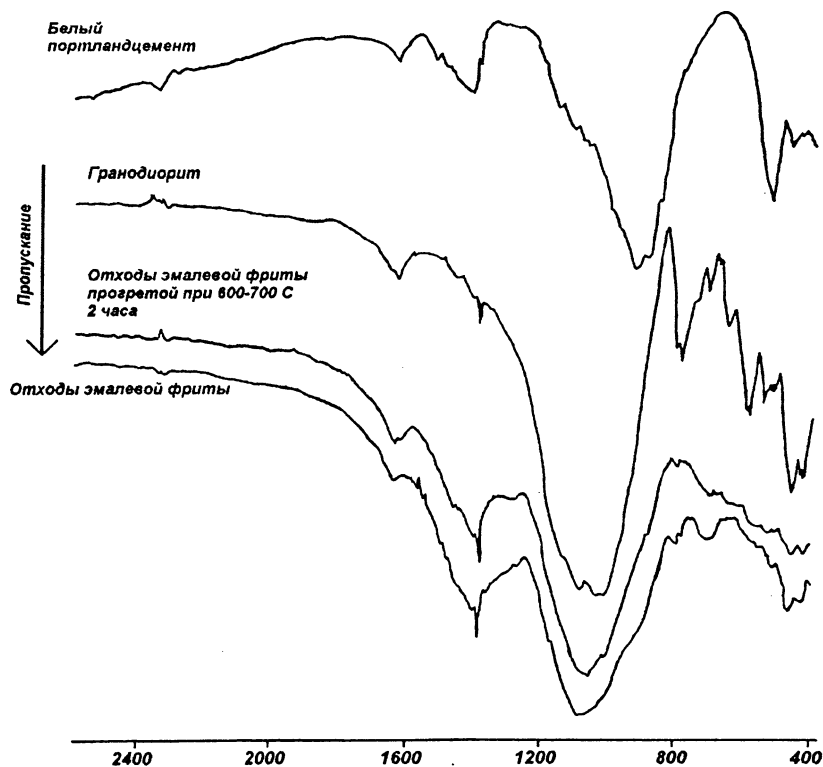


Рис. 2. ИК-спектр белого портландцемента

Термодинамический анализ систем, возникающих при плазменной обработке поверхности композита

Термодинамический анализ системы фритта – белый портландцемент – вода – азот (система 1)

Результаты термодинамического анализа представлены на рис. 3. При температуре 1300 K в системе присутствуют следующие конденсированные фазы $CaTiSiO_5$ (28,6 %), $NaBO_2$ (16,3 %), SiO_2 (20,0 %), Al_2O_3 (4,0 %), MgO (1,7 %), B_2O_3 (3,9 %) и силикаты Ca_2SiO_4 и $Ca_3Si_2O_7$ в незначительных количествах. Газовая фаза состоит из паров воды (9,6 %), азота (9,1 %), газообразного HBO_2 (0,1 %). До температуры 1500 K значительных изменений в системе не наблюдается.

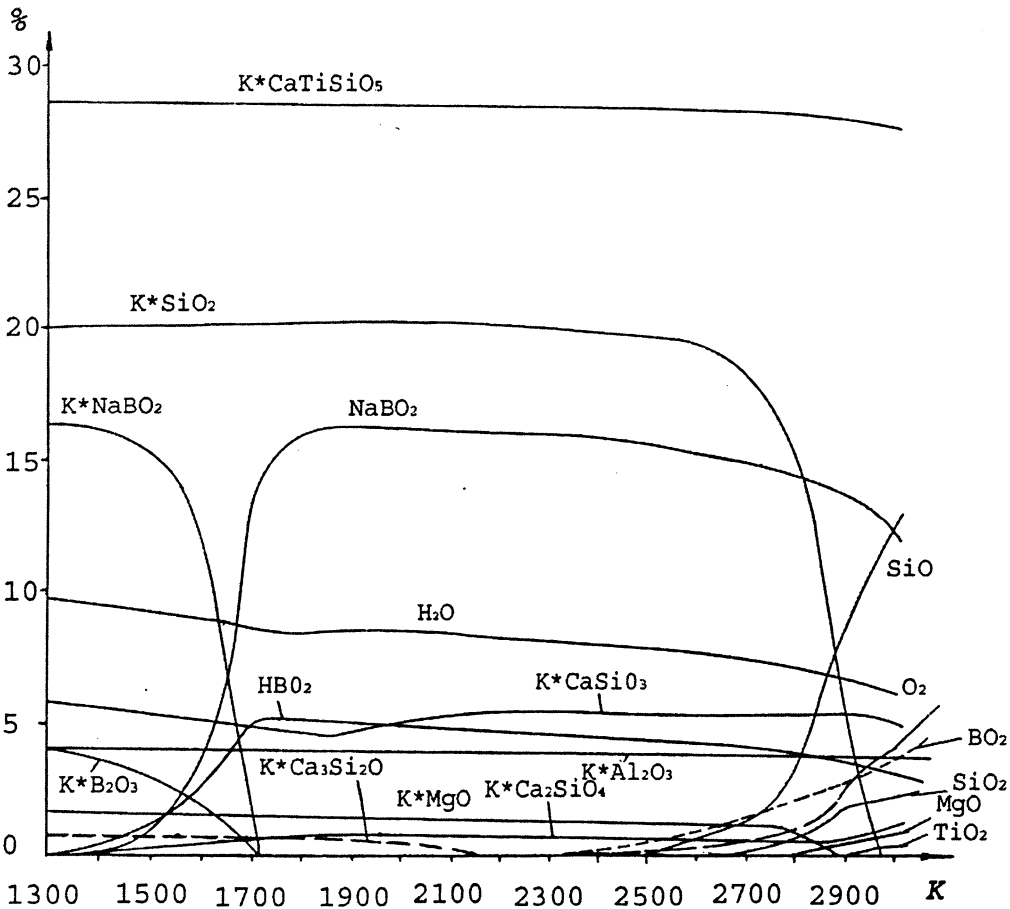


Рис. 3. Зависимость равновесного состава системы фритта-белый портландцемент-вода-азот от температуры

В интервале температур 1500-1750 K конденсированный $NaBO_2$ возгоняется и полностью переходит в газовую среду при температуре 1720 K. При температуре выше 1720 K практически весь бор системы находится в газообразном состоянии в виде $NaBO_2$ и HBO_2 (рис. 4). При температуре 2300 K диссоциирует $NaBO_2$, в газовой фазе появляется Na .

При 2600 K в конденсированной фазе появляются компоненты SiO_2 (19,4 %), Al_2O_3 (4,3%), MgO (1,4 %), $CaTiSiO_5$ (28,6 %), $CaSiO_3$ (5,7 %), Ca_2SiO_4 (0,6 %).

В интервале температур 2600-2950 K идет интенсивная возгонка SiO_2 , с разложением газообразного SiO_2 на SiO и O_2 , а при 3000 K в конденсированной фазе SiO_2 отсутствует (рис. 4,5).

Во всем исследованном интервале температур (1300-3000 K) количество конденсированных фаз Al_2O_3 и $CaTiSiO_5$ не изменяется.

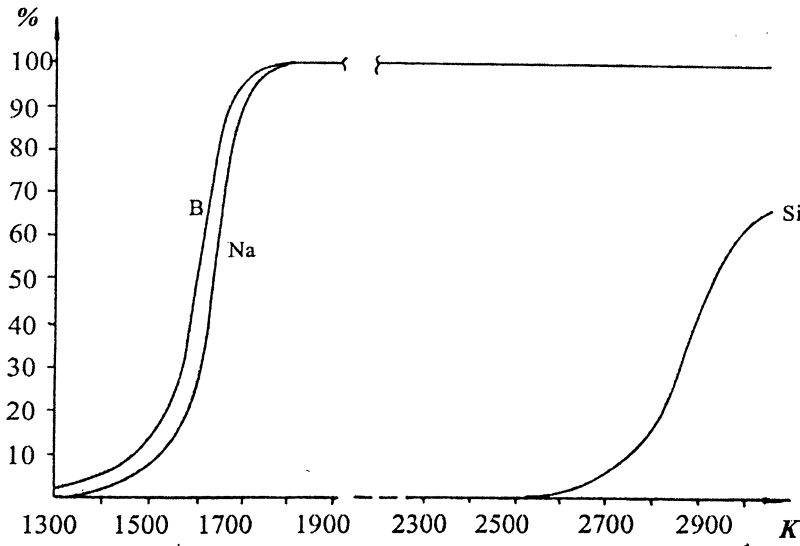


Рис. 4. Зависимость равновесной степени извлечения бора, натрия и кремния в газовую фазу в системе фритта-белый портландцемент-вода-азот от температуры
При 3000 K конденсированная фаза состоит из Ca_2SiO_4 (1,3 %), $CaSiO_3$ (5,1 %), $CaTiSiO_5$ (28,1 %), Al_2O_3 (4,0 %).

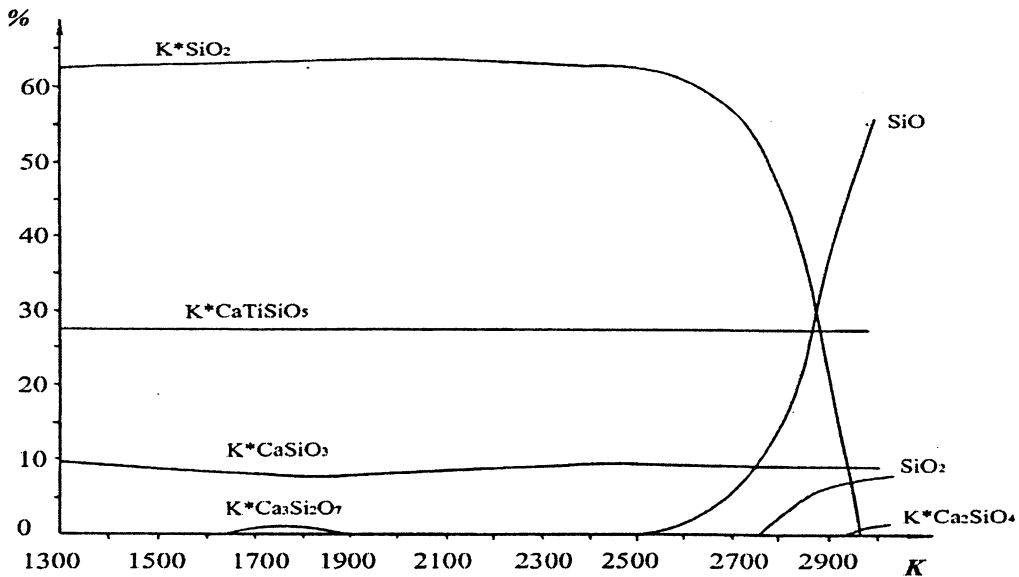


Рис. 5. Распределение кремния по компонентам в системе фритта-белый портландцемент-вода-воздух в зависимости от температуры

При температуре 1750 K и выше весь Na и B переходит в газовую среду (рис. 6). При 3000 K, Na и B находятся в газовой фазе в виде $NaBO_2$, HBO_2 , BO_2 , B_2O_3 , $NaOH$, Na . Выход кремния в газовую фазу при 3000 K составляет 63,4 % из них 7,5 % в виде SiO_2 и 55,9 % в виде SiO .

Система гранодиорит – белый портландцемент – вода – азот (система 2)

Результаты термодинамического анализа аналогичны вышеприведенным. Так, при 500 K основными составляющими конденсированной фазы являются $CaSiO_3$ –

30,5 %, Fe_2O_3 – 3 %, NaOH – 5,4 %, MgO – 1,9 %, Al_2O_3 – 9,8 %, SiO_2 – 30,3 %, в системе 2 присутствуют в газообразном состоянии H_2O – 10,1 %, N_2 – 9,1 %.

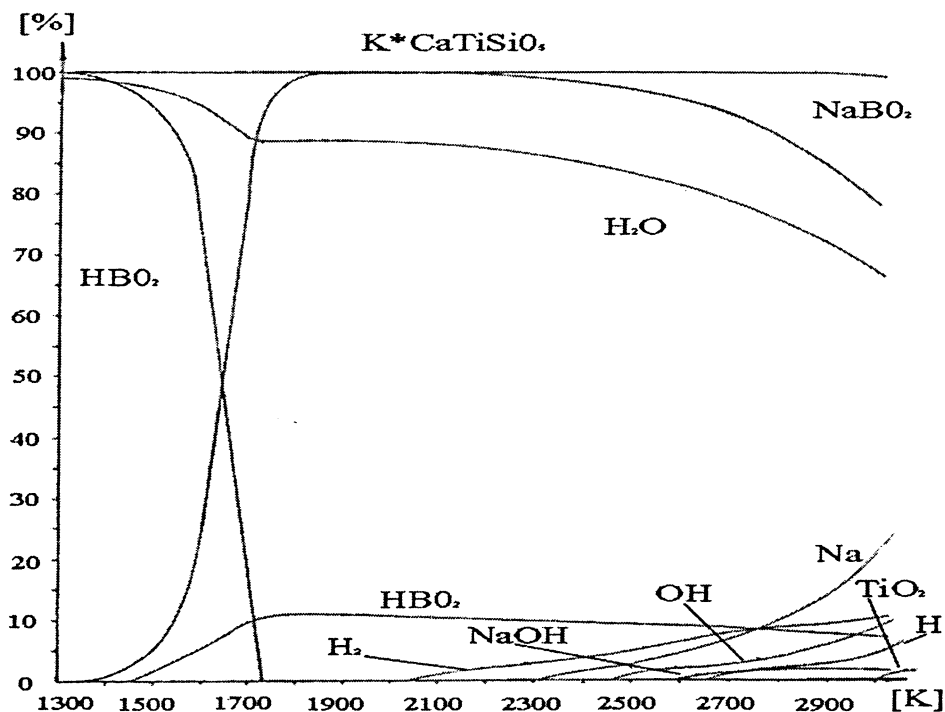


Рис. 6. Распределение титана, водорода и натрия в системе фритта-белый портландцемент-вода-азот в зависимости от температуры

При повышении температуры уменьшается содержание в системе 2 конденсированного CaSiO_3 , увеличивается количество SiO_2 . Синтезируются силикаты $\text{Ca}_3\text{Si}_2\text{O}_7$ (появляются при 600 K) и Ca_2SiO_4 (900 K). Кривая CaSiO_3 имеет минимум при 1800 K (CaSiO_3 составляет 21,9%). При этой же температуре имеется максимальное содержание конденсированной фазы силиката $\text{Ca}_3\text{Si}_2\text{O}_7$ (3,6 %), а при дальнейшем повышении температуры количество его резко уменьшается и при 2600 K $\text{Ca}_3\text{Si}_2\text{O}_7$ в системе отсутствует. При 1800 K содержание Ca_2SiO_4 достигает максимального значения (3,17 %) и в дальнейшем при повышении температуры не меняется.

При 1300 K начинается возгонка NaOH и при 1650 K практически весь натрий находится в газообразном состоянии. Одновременно идет процесс диссоциации газообразного NaOH .

При температуре 2600 K начинается возгонка SiO_2 и одновременно идет процесс диссоциации SiO_2 с образованием в газовой среде SiO и O_2 .

При 3000 K конденсированный SiO_2 в системе отсутствует, система состоит из конденсированных Al_2O_3 – 9,8 %; CaSiO_3 – 25,3 %; Ca_2SiO_4 – 3,8 % и газообразных O_2 – 7,4 %; H_2O – 7,8 %; N_2 – 8,7 %; SiO – 19,8 %; SiO_2 – 4,6 %; Na – 2,7 %; NaOH – 0,5 %; $\text{Fe}(\text{OH})_2$ – 2,0%.

Система гранодиорит – белый портландцемент – вода – воздух (система 3)

Отметим, что наличие кислорода воздуха качественно не оказывает влияния на процессы, т.е. все взаимодействия в системе с присутствием азота и воздуха одинаковы. Однако фазовые и химические превращения соединений железа протекают в данном случае на 100 K выше, чем в атмосфере азота.

Конденсированный Fe_2O_3 начинает переходить в конденсированный Fe_3O_4 при 1500 K. Кривая Fe_3O_4 существует в интервале температур 1500-2200 K, с максимумом

при 1600 К. При дальнейшем увеличении температуры выше 1600 К в системе появляется газообразная фаза $\text{Fe}(\text{OH})_2$ с максимумом при 2200 К. При дальнейшем увеличении температуры различий во взаимодействии в данной системе и системе 3 не наблюдается.

Зависимость потери массы от температуры

В системах 1, 2 при температуре 1400 К и выше в газовую фазу переходит NaBO_2 и HBO_2 и при 1800 К весь натрий и бор переходит в газовую фазу. Потеря массы при этом составляет 25,13 %. С увеличением температуры от 1800 до 2500 К существенного изменения в потере массы конденсированными компонентами не наблюдается. При увеличении температуры от 2600 до 3000 К потеря массы возрастает в виду соединения кремния и при 3000 К составляют по 52,5 % для систем 1, 2.

Для системы 3 потеря массы конденсированной фазы начинается при температуре 1500 К и выше, в виду перехода в газовую фазу NaOH и $\text{Fe}(\text{OH})_2$. С увеличением температуры до 2100-2200 К переход в газовую фазу достигает 10,3 %. При увеличении температуры от 2700 до 3000 К потеря массы возрастает до 51,8 % в виду перехода в газовую фазу SiO_2 и SiO .

Выводы

Результаты термодинамического анализа систем на основе фритты, гранодиорита и белого портландцемента показали:

1. Составы газовых фаз после термообработки систем фритта – белый портландцемент – вода – азот и фритта – белый портландцемент – вода – воздух одинаковые. Газовая фаза состоит из NaBO_2 , HBO_2 , BO_2 , SiO , SiO_2 , O_2 , H_2O , MgO и TiO_2 . При 3000 К по данным термодинамического анализа потеря массы составляет примерно 52,5 %.

2. Для системы гранодиорит – белый портландцемент – вода – воздух при 3000 К потеря массы составляет примерно 51,7 %. При этом в газовую фазу переходят NaOH , Na , $\text{Fe}(\text{OH})_2$, MgO , SiO_2 , SiO , H_2O , O_2 .

3. В результате термодинамического анализа систем не выявлено существенных отличий в поведении систем при термообработке на воздухе и в атмосфере азота.

ЛИТЕРАТУРА

1. Подлозный Э.Д., Митюшев В.В. Моделирование плазменного нагрева плоских композитов// Аналитические методы анализа и дифференциальных уравнений. Тез. докл. междунар. конф., 2001, Мн., БГУ. – С. 125-126; 2. Невилль А.М. Свойства бетона. – М.: Стройиздат, 1972; 3. Шестоперов С.В. Технология бетона. М.: Высшая школа. 1977; 4. Справочник по химии цементов// Под ред. Волконского Б.В., Судакаса Л.Г. – Л.: Стройиздат, 1980. – 221 с; 5. Производство сборных железобетонных изделий: Справочник// Под ред. Михайлова К.В., Королева К.М. – М.: Стройиздат, 1989. – 447 с; 6. Химический анализ силикатных материалов: Методическое пособие/ Под ред. А.К. Баева. – Мн.: Полымя, 1983. – 32 с; 7. Шарло Г. Методы аналитической химии. Количественный анализ неорганических соединений. М. – Л.: Химия, 1966. – 976 с; 8. Синярев Г.Б., Трусов Б.Г., Слынько Л.Е. Универсальная программа для определения состава многокомпонентных рабочих тел и расчета некоторых тепловых процессов// Тр. МВТУ им. Н.Э. Баумана. – 1973. - № 159. – 60 с.

УДК 624.074.4

А.О. Громыко, О.В. Громыко, М.А. Журавков, Д.Г. Медведев
**КРУГЛАЯ ЗЕРКАЛЬНО-ПЛЕНОЧНАЯ МЕМБРАНА
 С ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫМ НАТЯЖЕНИЕМ**

*Белорусский государственный университет
 Минск, Беларусь*

Под оптическими характеристиками концентратора понимается величина и форма пятна на плоскости, перпендикулярной оси концентратора, и распределение плотности потока солнечной энергии по пятну. Идеальным концентратором является зеркальная поверхность параболоидной формы, собирающая параллельные лучи в одну точку-фокус, если эти лучи параллельны главной оптической оси параболоида. Поскольку расстояние от Земли до Солнца не бесконечно, то солнечные лучи непараллельны и Солнце представляется нам круглым диском с угловым диаметром $32'$, поэтому на каждую точку отражателя падают лучи не в виде отдельных лучей, а в виде конусов с углом при вершине $32'$. Из рис.1 следует, что только центральная часть отражателя вблизи оптической оси образует на фокальной плоскости круглое изображение, диаметр d которого зависит лишь от величины фокусного расстояния F и определяется по формуле

$$d = 2F \operatorname{tg} 16' = F / 107,3. \quad (1)$$

Конусы лучей, отраженные от других частей концентратора, будут образовывать эллипсы, полуоси которых можно определить из геометрических соображений (рис.1)

$$b_1 = \frac{l}{2} \sin 16' \left[\frac{1}{\cos(2\theta + 16')} + \frac{1}{\cos(2\theta - 16')} \right], \quad b_2 = l \operatorname{tg} 16'. \quad (2)$$

Известно, что для образующей параболоида - параболы, радиус l , фокусное расстояние f и угол θ связаны между собой соотношением

$$l = \frac{2F}{1 + \cos 2\theta}. \quad (3)$$

Тогда выражения (2) приводятся к виду

$$b_1 = \frac{d}{(1 + \cos 2\theta) \cos 2\theta} \frac{\cos^2 2\theta \cos^2 16'}{\cos^2 2\theta - \sin^2 16'}, \quad b_2 = d / (1 + \cos 2\theta), \quad (4)$$

причем с достаточной точностью можно принять множитель $\frac{\cos^2 2\theta \cos^2 16'}{\cos^2 2\theta - \sin^2 16'} \cong 1$.

На рис.2 представлена зависимость относительных размеров осей эллипса ($2b_1/d$ и $2b_2/d$) от относительного фокусного расстояния $F/2a$, причем

$$\frac{F}{2a} = \frac{1 + \cos 2\theta}{4 \sin 2\theta}. \quad (5)$$

Из рис.2 следует, что при $F/2a > 1.5$ оси эллипса мало отличаются от величины d (1). Следовательно, даже для идеальной параболической поверхности размер фокального пятна оказывается несколько большим d (например, для $F = 1$ м и $d \approx 1$ см.).

Наиболее существенное влияние на размер фокального пятна оказывают отклонения поверхности отражателя от параболической формы. Определим величину этих отклонений для поверхности, форму которой принимает мембрана, нагруженная равномерной нагрузкой.

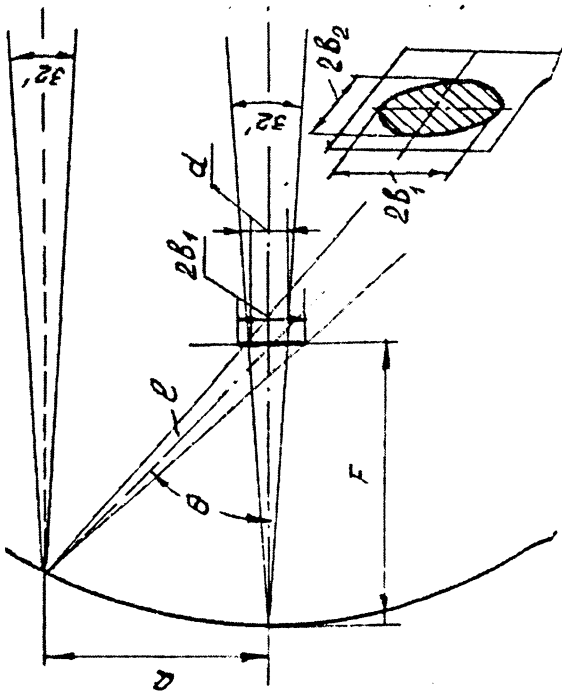


Рис. 1

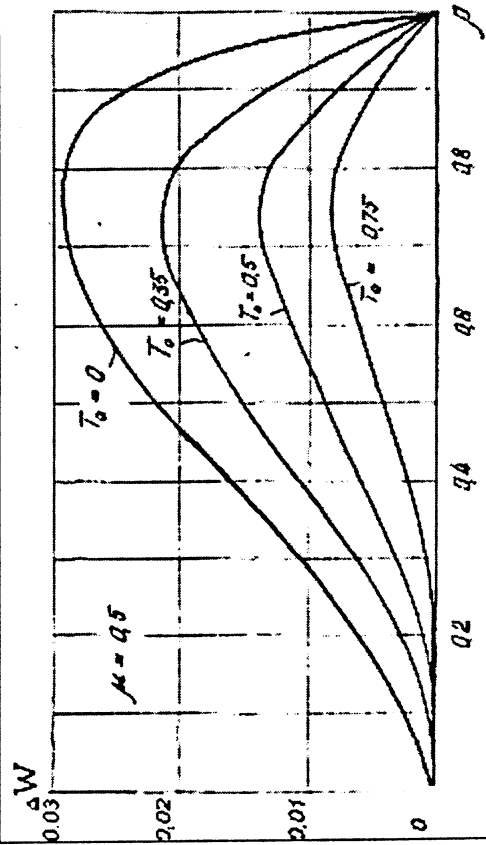


Рис. 3

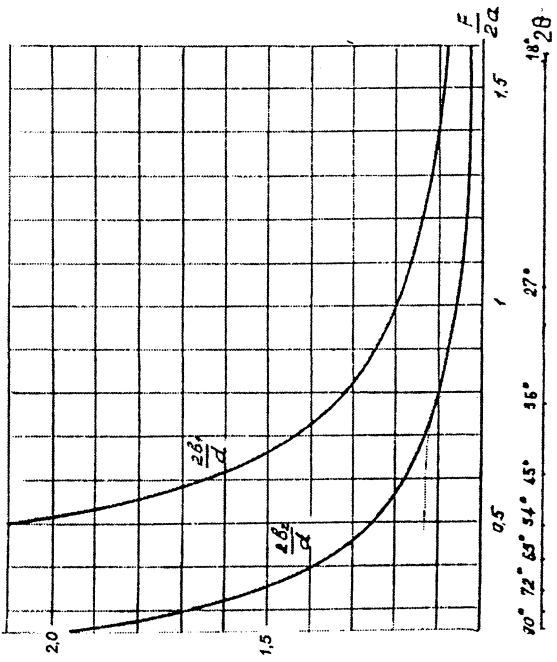


Рис. 2

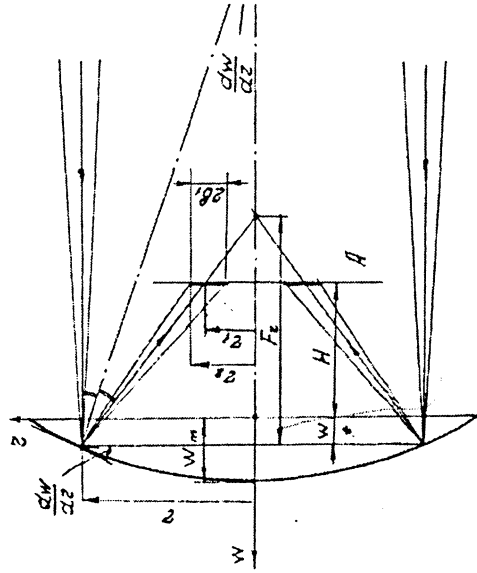


Рис. 4

На рис. 3 приведены величины отклонений поверхности такой мембраны от параболической поверхности с фокусным расстоянием $F=1/4$, $\rho_{max}=1$ в функции радиуса ρ для различных значений величины предварительного натяжения T_0 ($\mu=0,5$). По оси ординат отложена разница между относительными значениями стрелы прогиба мембраны w/w_{max} и параболы $w_n = 1-\rho^2$

$$\Delta w = \bar{w}/\bar{w}_{max} - (1-\rho^2). \quad (6)$$

Наибольшие отклонения от параболической формы имеют периферийные зоны мембраны, причем с увеличением натяжения T_0 величина отклонения уменьшается. Следовательно, для каждой группы точек поверхности мембраны с радиусом ρ будет свое фокусное расстояние F . Причем для центральных точек это расстояние будет большим, чем для периферийных. Если предположить, что лучи падают на поверхность мембраны параллельно главной оптической оси (оси симметрии), то луч, отраженный от точки на поверхности мембраны с координатой r , попадет на плоскость A , отстоящую на расстоянии H от поверхности мембраны, в точку с координатой r_1 , (рис.4).

$$r_1 = r - (H + w) 2 \frac{dw}{dr}. \quad (7)$$

Группа точек на поверхности мембраны с радиусом r образует на плоскости A круг с радиусом r_1 . Если учесть непараллельность солнечных лучей, то вместо круговой линии на плоскости A получится кольцо шириной $2b_1$, причем величина b_1 может быть определена при помощи рис.2. Максимальный радиус кольца будет

$$r_2 = r - (H + w) 2 \frac{dw}{dr} + b_1. \quad (8)$$

При $r_2 = b_1$ можно найти фокусное расстояние F_r для точек с радиусом r

$$F_r = \frac{r}{2dw/dr}. \quad (9)$$

Зная производную от прогиба dw/dr , можно определить F_r для каждой точки поверхности мембраны и величину "солнечного изображения" $2b_1$. Если построить ход отраженных лучей в таком концентраторе (рис.5), то огибающая лучей даст изменение размера пятна на плоскости A в зависимости от расстояния этой плоскости до поверхности мембраны (пунктирная кривая на рис.5). На рис.6-8 построены зависимости размера пятна от расстояния H для мембраны с предварительным натяжением. В общем случае не удастся учесть влияние на размер изображения местного прогиба w и величины "солнечного изображения" $2b_1$. Поэтому ход лучей

$$\text{строился по формуле (8) при } w=b_1=0 \quad \rho_2 = \rho - 2\bar{H} \frac{d\bar{w}}{d\rho}, \quad (10)$$

$$\text{где } \bar{H} = \frac{H}{a} \left(\frac{\rho a}{Eh} \right)^{1/3}, \quad (11)$$

а фокусное расстояние F_r определялось по формуле

$$\bar{F}_r = \rho/2 \frac{d\bar{w}}{d\rho}, \quad \text{где } \bar{F}_r = \frac{F}{a} \left(\frac{\rho a}{Eh} \right)^{1/3}. \quad (12)$$

Это выражение с учетом ранее выполненных исследований запишем в виде

$$\bar{F}_r = -T_r. \quad (13)$$

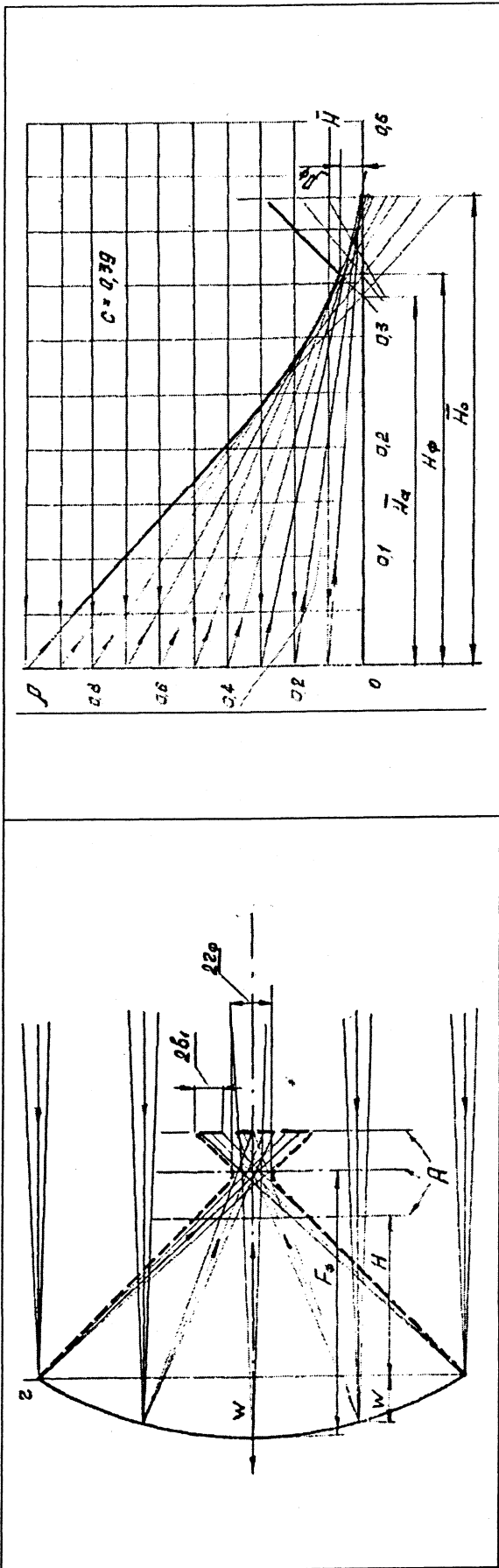


Рис. 5

Рис. 7

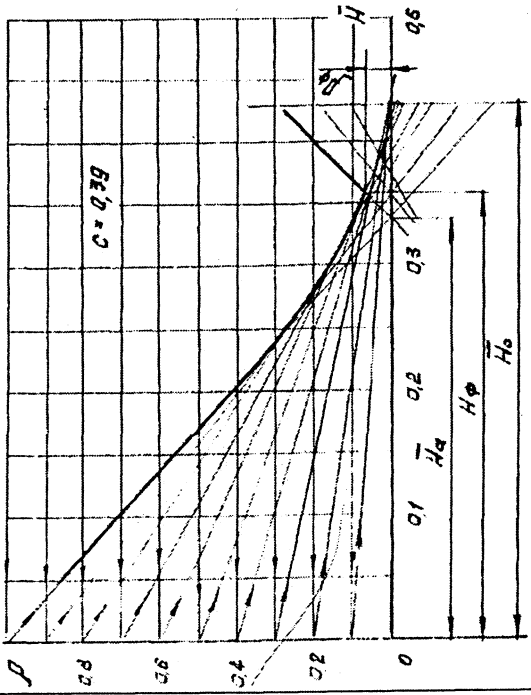


Рис. 6

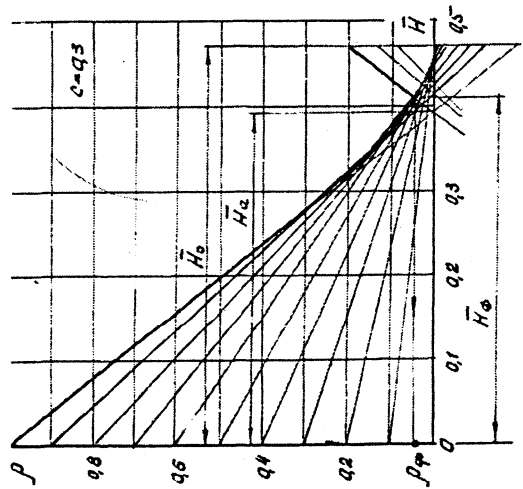
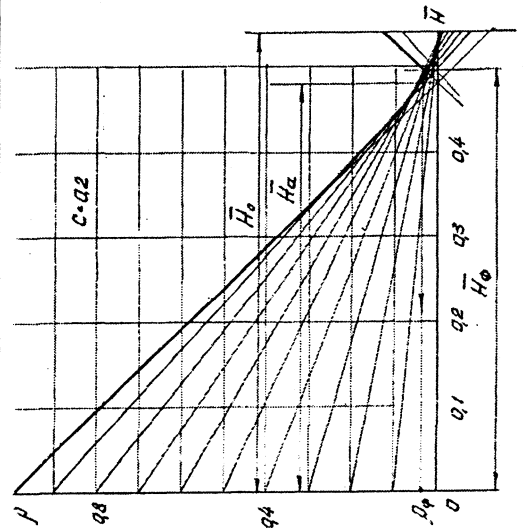


Рис. 8



Следовательно, при данных безразмерных параметрах фокусное расстояние точек мембраны радиусом r численно равно натяжению в этих точках.

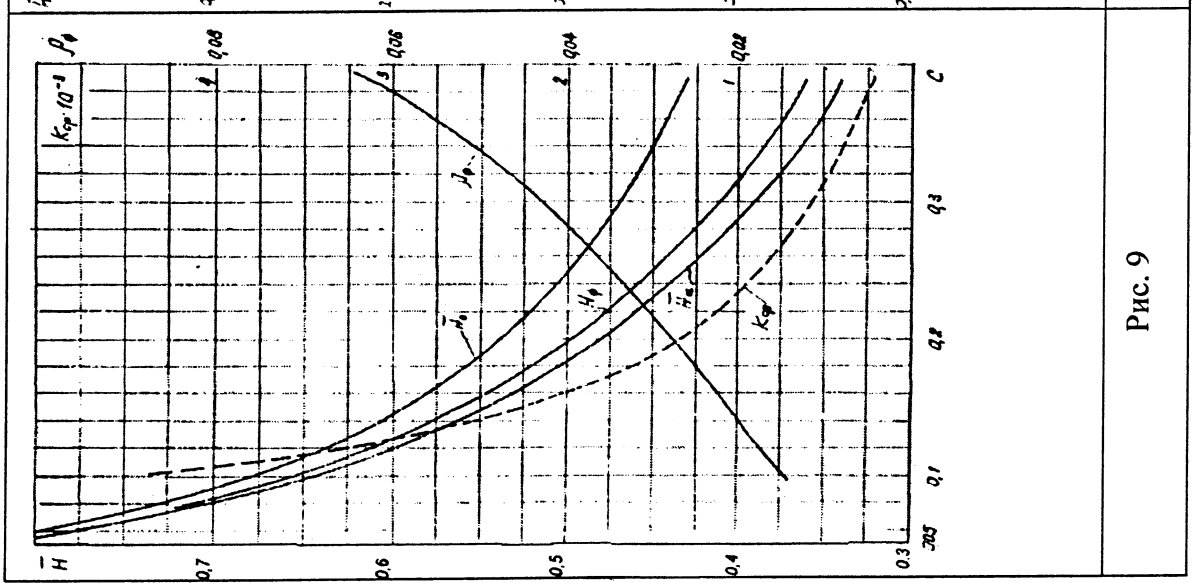


Рис. 9

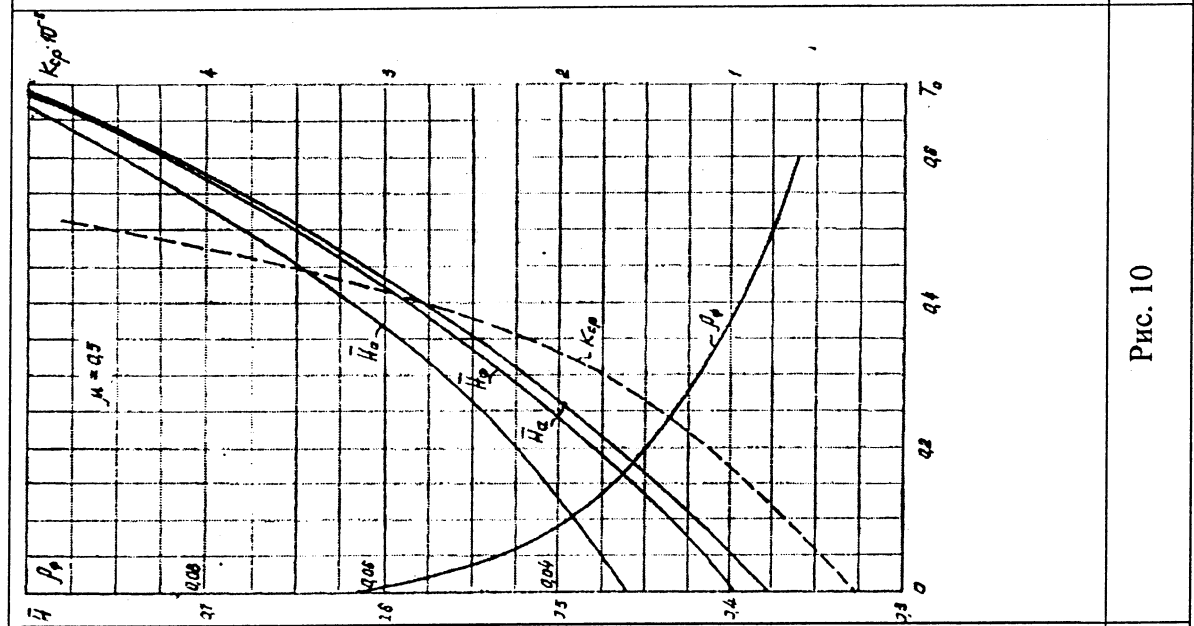


Рис. 10

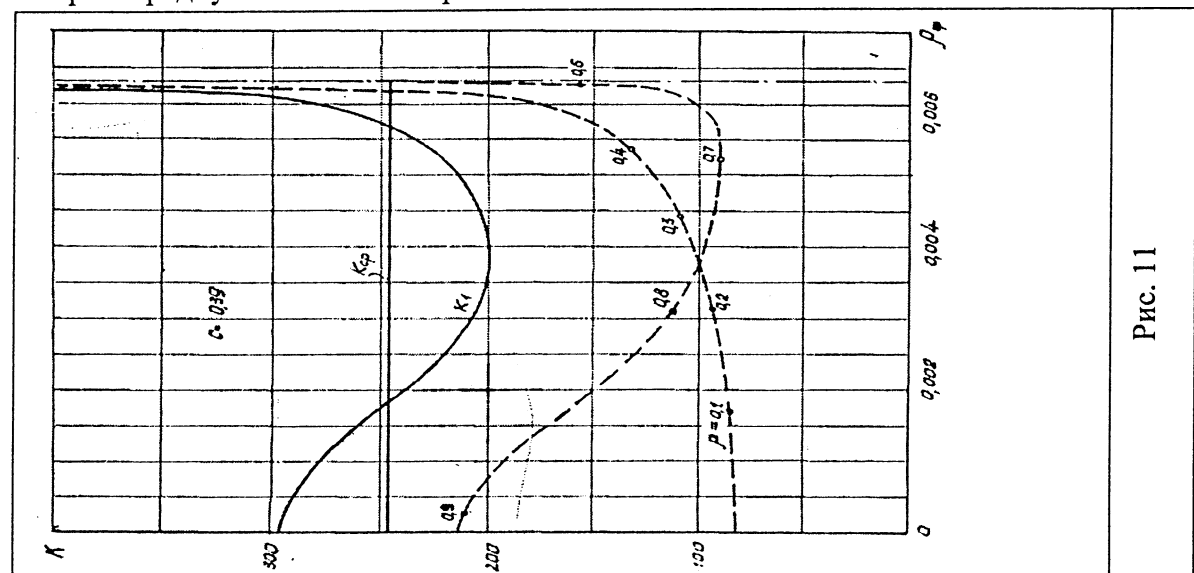


Рис. 11

На рис.9 построены изменение минимального размера изображения ρ_ϕ и его фокусного расстояния H_ϕ , а также фокусное расстояние для центральных и краевых точек мембраны H_o и H_a , в зависимости от постоянной c , а на рис.10 - в зависимости от величины предварительного натяжения T_o для значения коэффициента Пуассона $\mu=0,5$. Так как для мембранных концентраторов солнечной энергии $H \gg w_{max}$ и $r_2 > b_1$, то принятое допущение ($w=b_1=0$) не должно существенным образом повлиять на размеры фокального пятна ρ_ϕ . Учет w в формуле (8) приведет к уменьшению фокусного расстояния центральных точек H_o , причем это уменьшение будет тем больше, чем меньше H_o/w_{max} , а это вызовет некоторое уменьшение минимального размера фокального изображения. Учет величины b_1 приведет к увеличению минимального размера фокального изображения, которое будет заметнее для больших значений H_ϕ . Для конкретной мембраны при более точных расчетах следует воспользоваться схемой решения, описанной ранее. На рис.10 пунктирной линией показано изменение средней концентрации в пятне радиуса ρ_ϕ в зависимости от величины предварительного натяжения T_o . Концентрация K вычислялась как отношение удельного теплового потока, падающего на фокальную плоскость H_ϕ , к величине прямой солнечной радиации, определяемой после отражения от поверхности концентратора

$$K_{cp.} = 1/\rho_\phi^2. \quad (14)$$

Величина средней концентрации определяется только геометрией отражателя. Из рис.6-8 видно, что действительное распределение концентрации по пятну на плоскости с координатой H_ϕ неравномерно. Определить действительное распределение концентрации можно следующим образом. Разобьем поверхность отражателя на n круговых полос шириной $\Delta\rho$. Определим концентрацию на фокальной плоскости для каждого отраженного изображения полосы и результаты сложим. На рис.11 приведены результаты расчета по среднему значению концентрации $K_{cp.}$ и действительному распределению концентрации K_1 в пятне радиуса ρ_ϕ при значении константы $c=0,39$. Пунктирная линия соответствует доле концентрации, получаемой от отдельных частей мембраны радиуса ρ . Рассмотренный случай ($c=0,39$) является предельным. При увеличении начального натяжения T_o неравномерность распределения концентрации K_1 по фокальному пятну уменьшается, а величина концентрации увеличивается.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тимошенко С.П., Войновский – Кригер С. Пластинки и оболочки. М.: Наука, 1966. 635 с;
2. Новожилов В.В., Черных К.Ф., Михайловский Е.И. Линейная теория тонких оболочек. Л.: Политехника, 1991. 655 с;
3. Журавков М.А. Математическое моделирование деформационных процессов в твердых деформируемых средах. Минск: БГУ, 2002. 456 с;
4. Громько О.В. Расчет регулярных ферменных конструкций по континуальной схеме. Минск: БГУ, 2004. 192 с.

ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ МОДУЛЕЙ УПРУГОСТИ ВТОРОГО РОДА ДЛЯ АНИЗОТРОПНЫХ ТЕЛ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

На основе специального представления компонент тензора напряжений и деформаций через хорошо изученный класс квазигармонических функций в работе [1] дано новое представление общих формул теории упругости для анизотропного тела, которое дало возможность определить модули сдвига ортотропного тела по известным значениям модулей Юнга и коэффициентов Пуассона

$$a_{55} = 2(\sqrt{a_{11}a_{33}} - a_{13}), \quad a_{44} = 2(\sqrt{a_{22}a_{33}} - a_{23}), \quad a_{66} = 2(\sqrt{a_{11}a_{22}} - a_{23}). \quad (1)$$

Коэффициенты упругости могут быть представлены через технические константы

$$a_{55} = \frac{1}{G_{13}}, \quad a_{66} = \frac{1}{G_{12}}, \quad a_{44} = \frac{1}{G_{23}}, \quad a_{11} = \frac{1}{E_1}, \quad a_{22} = \frac{1}{E_2}, \quad a_{33} = \frac{1}{E_3},$$

$$a_{13} = -\frac{\nu_{31}}{E_3}, \quad a_{12} = -\frac{\nu_{21}}{E_1}, \quad a_{23} = -\frac{\nu_{32}}{E_3}.$$

где E_1, E_2, E_3 – модули Юнга для растяжения (сжатия) вдоль главных направлений x, y, z ;

ν_{12} – коэффициенты Пуассона, характеризующие сокращение в направлении x при растяжении в направлении y (аналогично ν_{23} и ν_{31} для соответствующих координатных осей);

G_{23}, G_{13}, G_{12} – модули сдвига, характеризующие изменения прямых углов между направлениями, параллельными главным направлениям упругости y и z , x и z , x и y соответственно.

В работах [3,4] Ашкенази Е.К. исследованы деформационные характеристики и постоянные упругости многих анизотропных материалов, в том числе и различных видов древесины. Для определения девяти постоянных упругости древесины достаточно испытать на одноосное растяжение или сжатие шесть различных видов образцов в виде параллелепипедов [3]. Усилие прикладывается ко всем образцам вдоль оси, параллельной его большей стороне. В зависимости от расположения датчиков сопротивления для измерения деформаций по отношению к осям симметрии древесины, можно определить модули сдвига и коэффициенты Пуассона. По результатам испытания образца определяются модули сдвига

$$G_w = \frac{E_w^{(45)}}{2(1 + \nu^{(15)})},$$

где

$E_w^{(45)}$ – модуль упругости при сжатии под углом 45° к плоскости радиального и тангенциального разрезов, и направлению волокон при влажности w в момент испытаний;

$\nu^{(45)}$ – коэффициент поперечной деформации в плоскостях тангенциального, радиального и поперечного разрезов при сжатии под углом 45° к направлению волокон и этим направлениям.

Такая методика определения постоянных упругости древесины может быть принята для любого ортотропного материала. Комплекс постоянных упругости

необходим для оценки влияния анизотропии упругих свойств конструкционных материалов на картину распределения напряжений в деталях. Влияние анизотропии может быть существенно заметным и ощутимо влиять на прочность и другие механические свойства готовых деталей.

Известные формулы теории упругости

$$a_{55} = 2 \left(\frac{a_{11} + a_{33}}{2} - a_{13} \right), \quad a_{66} = a_{11} + a_{22} - 2a_{12}, \quad a_{44} = a_{22} + a_{33} - 2a_{23} \quad (2)$$

позволяют определить приближенные значения модулей сдвига ортотропного тела по известным значениям модулей Юнга и коэффициентов Пуассона.

Модули упругости второго рода можно определить экспериментально, например методом, изложенным в ГОСТ 16483.30-73 “Древесина. Метод определения модулей сдвига”.

Экспериментальное определение модулей упругости второго рода согласно требованиям ГОСТ 16483.0-78 производится с помощью прямоугольных параллелепипедов, вырезанных из кряжа дерева или клееных образцов. Это технологически достаточно сложно и дает большие погрешности при измерениях.

Величины коэффициента Пуассона ν , определяемые по ГОСТ 16483.29-73, для древесины малы и поэтому велики ошибки при их определении.

При статических нагружениях значения величин модулей Юнга, определяемых экспериментально по ГОСТ 16483.30-73 и ГОСТ 16483.25-73, могут быть значительно занижены в связи с регистрацией неупругих деформаций и накоплением повреждений в материалах образца. Накопление повреждений прогрессирует при статических нагружениях для направлений перпендикулярным волокнам, для которых при малых значениях напряжений возникают большие неупругие деформации. Влияние реономных свойств и накопление повреждений существенно занижают значения модулей Юнга в диагональных направлениях и тем самым косвенным образом сказываются на точности определения модулей сдвига. При проведении эксперимента необходимо также осуществлять проверку равенства значений модулей Юнга при растяжении и сжатии образцов, поскольку пренебрежение разномодульностью материала приводит к ошибочным конечным результатам.

В таблице 1 приведены значения модуля сдвига, полученные по формулам (1) и (2) для некоторых реальных ортотропных материалов.

Таблица 1

Наименование материала и его постоянные упругости	модули сдвига (МПа)					
	по формулам (1)			по формулам (2)		
	G_1	G_2	G_1	G_1	G_2	G_1
	2	3	3	2	3	3
дерево дуб						
$E_1 = 2,18E+4$						
Мпа						
$E_2 = 9,8E+3$						
МПа						
$E_3 = 5,82E+4$	5,1	9,9	1,4	4,1	7,8	1,3
МПа	3E+3	2E+3	1E+4	6E+3	5E+3	5E+4
$\nu_{12} = 0,64$						
$\nu_{23} = 0,085$						

$\nu_{12} = 0,32$						
дерево клен $E_1=1,55E+5$ МПа						
$E_2=8,9E+4$ МПа $E_3=1,02E+6$	3,6	1,3	1,7	3,5	7,6	1,2
МПа	2E+3	4E+4	2E+4	4E+3	5E+3	2E+4
$\nu_{12} = 0,82$						
$\nu_{23} = 0,038$						
$\nu_{12} = 0,340$						

При предельном переходе к трансверсально-изотропному телу, через каждую точку которого проходит плоскость, в которой все направления эквивалентны в отношении упругих свойств, из закона Гука имеем

$$a_{11} = a_{22}, \quad a_{44} = a_{55}, \quad a_{66} = 2(a_{11} - a_{12}), \quad a_{13} = a_{23}.$$

В работе [2] приведена приближенная формула расчета модуля сдвига трансверсально-изотропного тела

$$G' = \frac{EE'}{E(1+2\nu') + E'}, \quad (3)$$

где E, E' и ν, ν' – модули Юнга и коэффициенты Пуассона в плоскостях изотропии и нормальной к ней; G, G' – модули сдвига в плоскости изотропии и любой перпендикулярной к ней.

Используя для трансверсально-изотропных тел формулы (1) получим точную формулу для вычисления модуля сдвига

$$G' = \frac{0,5E'}{\sqrt{E/E' + \nu'}} \quad (4)$$

В таблице 2 приведены значения модуля сдвига, полученные по формулам (3) и (4) для некоторых трансверсально-изотропных материалов.

Таблица 2

Наименование материала и его постоянные упругости	$G' \cdot 10^{-10} \text{Н/м}^2$	
	по (2)	по (4)
Песчаный сланец $E=1,074E+10 \text{Н/м}^2$ $E'=0,523E+10 \text{Н/м}^2$ $\nu'=0,198$	0,292	0,278
Хлористый сланец $E=13,00E+10 \text{Н/м}^2$ $E'=8,30E+10 \text{Н/м}^2$ $\nu'=0,28$	3,85	3,78

Полученные формулы могут быть использованы при разработке новых анизотропных материалов с заранее заданными характеристиками для определения их деформационных и прочностных характеристик.

ЛИТЕРАТУРА

1. Василевич Ю.В. Решение первой основной задачи для ортотропного полупространства. – Изв. АН БССР. – 1990, Сер. Физ.- мат. н., № 1; 2. Лехницкий С.Г. Теория упругости анизотропного тела. – М.: Наука, 1977 – 367 с; 3. Ашкенази Е.К. Анизотропия конструкционных материалов. – Ленинград: Машиностроение, 1980 – 246 с; 4. Ашкенази Е.К. Анизотропия машиностроительных материалов. – Ленинград: Машиностроение, 1969 – 112 с.

УДК 620.10

М.Л. Протасеня, В.Л. Ларченков, Л.В. Ларченков

О СКРУЧИВАНИИ ДВУТАВРОВЫХ БАЛОК ПРИ ИЗГИБЕ В ПРОДОЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

В производственных условиях балки наиболее часто встречаются как элементы конструкций, которые воспринимают основную нагрузку от воздействия внешних сил и реакций опор. Однако встречаются конструкции, состоящие из одной, несущей нагрузку, балки. Внешние приложенные силы можно вычислить, если известно, какие части конструкции передают нагрузку на балку. Обычно эта нагрузка сводится к сосредоточенным силам F , парам сил M , и равномерно или неравномерно распределенным по длине балки нагрузкам Q . Под воздействием этих сил балка деформируется, ось балки искривляется, балка получает пространственный изгиб, делает всю конструкцию непригодной для дальнейшей эксплуатации. Данное явление может произойти не из-за достижения предела прочности и даже - текучести материала балки, а из-за потери устойчивости.

При решении задач с возможным изгибом балок в продольной плоскости прибегают к различного рода допущениям:

— при чистом изгибе поперечные сечения, бывшие плоскими до деформации, остаются плоскими и во время деформации;

— продольные волокна не давят друг на друга и, следовательно, под действием нормальных напряжений испытывают простое линейное растяжение или сжатие;

— напряжения растяжения в одной части балки остаются равными сжимающим напряжениям в другой;

— деформация волокон не зависит от их положения по ширине сечения, следовательно, нормальные напряжения, изменяясь по высоте сечения, не изменяются по его ширине;

— модуль упругости при растяжении или сжатии остается одинаковым [1, 2, 3, 5] .

Из опыта известно, что длиннопролетные плоские балки с малой шириной и значительной высотой сечения теряют устойчивость плоской формы при продольном

изгибе и скручиваются. Причиной скручивания балок является то, что в одной половине балки сжимающие напряжения достигают критической величины. При отношении высоты сечения балки к ее длине (пролету) значительно меньшем $1/5$ необходимо проверять расчет на устойчивость [4, 6, 7, 8]. Если заменить балку с плоской формой сечения на двутавровую, устойчивость такой балки увеличится.

Рассмотрим теоретически процесс возможного скручивания двутавровой балки при ее изгибе в продольной плоскости симметрии. Имеется двутавровая балка (рис. 1), свободно лежащая на двух опорах, работающая по схеме "чистый изгиб" под действием силы F , приложенной в средней части. Согласно рис. 1а сила F приложена в центре среднего сечения, а конечные поперечные сечения могут свободно вращаться относительно своих осей симметрии. Допустим, что балка отклонилась от осевой линии oz на величину δ (рис. 1б), где специально показаны только центральные линии: осевые нижней AcB и верхней AdB полок балки. Угол отклонения β центральной осевой линии сечения от ou показан на рисунке 1с. В центре произвольного сечения 1-1 двутавра построим относительную систему координат ξ ; η ; ψ так, что ξ и η направлены по главным

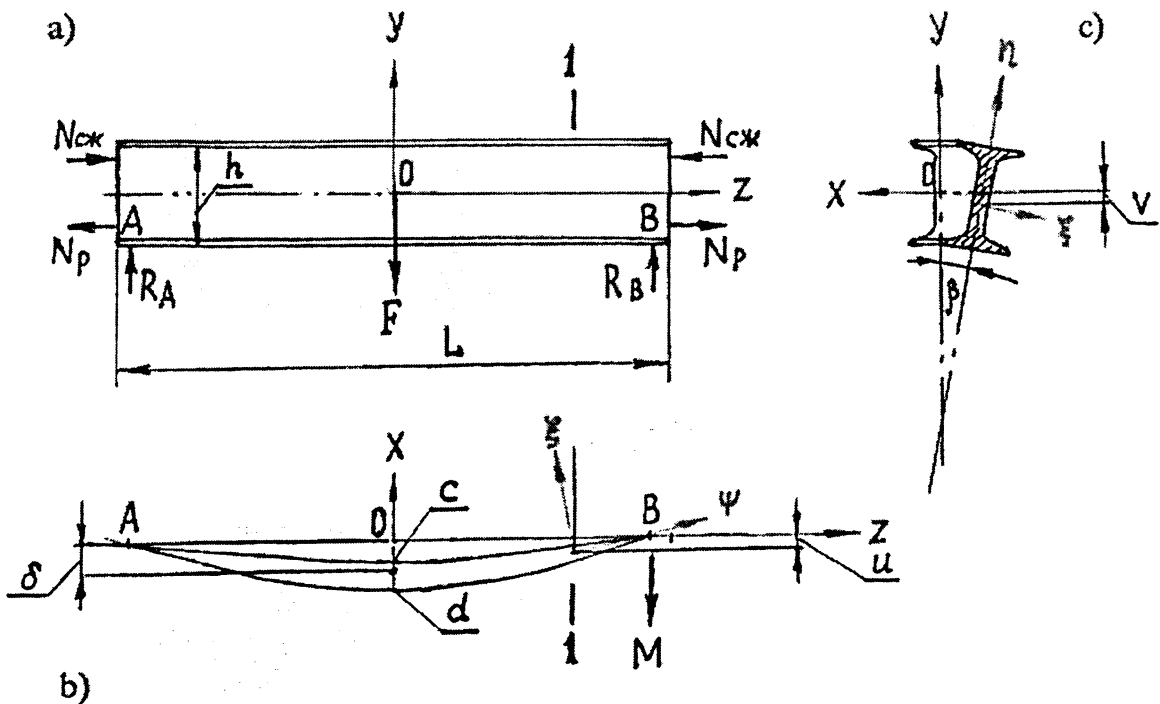


Рис. 1

осям поперечного сечения, а ψ – по касательной к центральной оси двутавра после скручивания. Деформация двутавра определяется величинами u и v смещения центра поперечного сечения в направлениях x , y и углом β , на который оно поворачивается. Положительные направления осей координат и положительные направления вращения принимаются теми же, какие существуют между поступательным движением и вращением винта с правой навивкой. Угол β берем с плюсом, когда вращение направлено от оси x к оси y , как на рисунке 1с. При переходе от осей координат ξ ; η ; ψ

к осям x ; y ; z необходимо найти косинусы углов между этими координатными осями. Так как величины u ; v ; β очень малы, а величины высшего порядка еще меньше, то ими можно пренебречь. Косинус угла между осью x и осями ξ ; η ; ψ будут соответственно 1 ; $-\beta$; du/dz , между осью y и относительными, соответственно, β ; 1 ; dv/dz , между осью z — соответственно, $-du/dz$; $-dv/dz$; 1 . Значение кривизны центральной оси двутавра в плоскости xoz будет d^2u/dz^2 , в плоскости yoz будет d^2v/dz^2 . Для очень малого угла β можно допустить, что кривизна в плоскостях $\xi\psi$ и $\eta\psi$ имеет эти же значения. Угол, на который отклоняется ось ou симметрии сечения двутавра на единицу длины по оси oz , будет $d\beta/dz$. Имея эти данные можно составить дифференциальные уравнения равновесия:

$$a) B_1 d^2u/dz^2 = M_\eta; \quad b) B_2 d^2v/dz^2 = -M_\xi; \quad c) C d\beta/dz = M_\psi, \quad (1)$$

где $B_1 = EJ_1$ и $B_2 = EJ_2$ — главные жесткости двутавра при изгибе, соответственно, в плоскостях xoz и yoz ; C — жесткость при кручении.

Для определения моментов M_ξ ; M_η ; M_ψ представим момент M , действующий на правом конце балки, вектором, как представлено на рисунке 1б. Проектируя этот вектор на оси ξ , η , ψ и подставляя значения косинусов углов, получим: $M_\xi = -M$; $M_\eta = \beta M$; $M_\psi = -M du/dz$. Подставив эти значения моментов в уравнение (1), получим систему дифференциальных уравнений для определения прогибов u , v и угла β :

$$a) B_1 d^2u/dz^2 = \beta M; \quad b) B_2 d^2v/dz^2 = M; \quad c) C d\beta/dz = -M du/dz. \quad (2)$$

Дифференцируя выражение **c)** из уравнения (2) по z и исключая d^2u/dz^2 при помощи выражения **a)**, получим для угла β следующее дифференциальное уравнение:

$$d^2\beta/dz^2 + M^2\beta/B_1C = 0. \quad (3)$$

Обозначим $M^2/B_1C = k^2$ и получаем общее решение уравнения (3):

$$\beta = A \sin(kz) + B \cos(kz),$$

где A и B постоянные интегрирования. Условия будут удовлетворены, если принять $B = 0$. Тогда, используя условие на концах двутавра ($z = 0$ и $z = L$; $\beta = 0$), $\sin(kL)$ тоже равен нулю.

Подставив в выражение k^2 наименьший корень из $\sin(kL)$, получим:

$$M_{кр} = \pi (B_1C)^{0,5}/L. \quad (4)$$

Заменив момент M , действующими силами, уравнения (2) можно переписать:

$$a) B_1 d^2u/dz^2 = 1/2F (1/2L - z)\beta;$$

$$b) B_2 d^2v/dz^2 = 1/2F (1/2L - z);$$

$$c) C d\beta/dz = -1/2F (1/2L - z)du/dz + 1/2F (\delta - u), \quad (5)$$

где δ — боковой прогиб в середине балки; u — прогиб в поперечном сечении 1 — 1; L — длина пролета балки; F — изгибающая сила.

Интегрируя выражение **c)** из уравнения (5) по z и исключая d^2u/dz^2 при помощи выражения **a)**, получим уравнение четвертого порядка:

$$d^4\beta/dz^4 - (2C/Dh^2) d^2\beta/dz^2 - (2F^2/B_1Dh^2)(L - z)^2\beta = 0, \quad (6)$$

где D — жесткость стенки двутавра, определяется $[D = (Eh^2/12)(1 - \mu^2)]$, μ — коэффициент Пуассона.

Интегрируя уравнение (6) при помощи бесконечного ряда [9] и используя условия на концевых сечениях двутавра, который свободно лежит на опорах, получаем критическое значение нагрузки:

$$F = F_{кр} = m(B_1C)^{0,5}/L^2, \quad (7)$$

где m — числовой коэффициент, величина которого определяется отношением L^2/a^2 . В этом отношении величина $a^2 = 1/2 Dh^2/C$, где отношение D к C , есть

отношение жесткости стенки двутавра к жесткости на кручение. Имея значение $F_{кр}$, найдем значение напряжения из уравнения (7):

$$\sigma_{кр} = 1/8 F_{кр} L h E / B_2 = m / 16 (L E h^2 B_1) / a L^2 B_2, \quad (8)$$

где E – модуль упругости при растяжении.

Жесткость на скручивание равна сумме жесткостей на скручивание прямоугольных стержней (стенки и полки) частей двутавра, испытывающих растяжение и сжатие, и в результате получим [3, 7, 10]:

$$C = G(2b\delta_l^3/3 + ht^3/3), \quad (9)$$

где G – модуль сдвига; δ_l – толщина полки; b – ширина полки; t – толщина стенки. В общем случае C можно вычислить по эмпирической формуле Сен-Венана: $C = A^4 G / 40 J_p$, где A – площадь; J_p – полярный момент [7,8].

Расчитаем значения напряжений при некоторых параметрах двутавровой балки и модуля упругости при растяжении, приведенных в табл.1 [3].

Таблица 1

Значение коэффициента m в уравнениях (7 и 8) для двутавровых балок, нагруженных по середине, и критических напряжений в $\text{кг}/\text{см}^2$ при $B_1 h^2 / B_2 L^2 = 10^{-4}$ и $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг}/\text{см}^2$

L^2/a^2	0,4	4,0	8,0	16	32	64	160	320	400
m	86,4	31,9	25,6	21,8	19,6	18,3	17,5	17,2	17,2
$\sigma_{кр}$	714	840	953	1150	1458	1920	2909	4040	4520
$\sigma''_{кр}$	427	531	630	812	1107	1570	2540	3680	4140
$\sigma'_{кр}$	1212	1317	1422	1598	1890	2350	3320	4460	4920

В таблице $\sigma_{кр}''$ – напряжения в балке, когда сила приложена к верхней полке и $\sigma_{кр}'$ – когда сила приложена к нижней полке.

Проанализировав результаты таблицы, можно видеть, что критическое значение силы $F_{кр}$ будет уменьшаться при повышении точки ее приложения и, наоборот, увеличиваться при понижении точки приложения силы. В нашем случае нагрузка является сосредоточенной, если же нагрузка будет рассредоточенной по ширине полки двутавра (в поперечном направлении к плоскости yoz), то опасность скручивания балки еще больше возрастает.

Рассмотрим механизм, вызывающий скручивание балки. При изгибе двутавровой балки в продольной плоскости в одной из ее частей относительно нейтральной осевой линии oz возникают растягивающие, а в другой сжимающие нормальные напряжения. Опасными являются сжимающие напряжения, которые при достижении критической величины, приводят к потере продольной устойчивости той части двутавровой балки, в которой они проявляются. Это критическое значение сжимающих напряжений может оказаться в 1,5...2,0 раза меньше допустимых на сжатие. При превышении сжимающих напряжений величины $\sigma_{кр}$ вся конструкция разрушается из-за потери устойчивости этой балки [4, 6, 7, 10].

На основании принципа А.Сен-Венана усилие, действующее на небольшую часть упругого тела, можно заменить другой статически эквивалентной системой сил, что и заданное усилие, но имеющие ту же равнодействующую и тот же момент, то изменение произойдет в напряженном состоянии лишь вблизи от усилия [3, 6].

Согласно рисунку 1а действие силы F условно можно заменить действием нормальных сил N , которые соответствуют нормальным сжимающим и растягивающим напряжениям: $N_{сж} = \sigma_{сж} A_{сж}$; $N_p = \sigma_p A_p$, где $A_{сж}$ и A_p – площадь

половин сечения двутавра. Так как $A_{сж} > A_p$, то $\sigma_{сж} \neq \sigma_p$, что не соответствует принятым выше допущениям $\sigma_{сж} = \sigma_p$, так-как характер действия нормальных сил $N_{сж}$ и N_p существенно различается. Если в той части стержня, где действуют растягивающие напряжения, разрушение определяется пределом прочности, т.е. $\sigma_e = N_p^e / A_p$, то в части, где действуют сжимающие напряжения, разрушения не происходит. Когда изгибающая сила F равна нулю, строение молекул и межмолекулярные взаимодействия твердого тела находятся в равновесном состоянии. После приложения изгибающей силы возникают сжимающие и растягивающие напряжения, которые можно заменить силами $N_{сж} = \sigma_{сж} A_{сж}$ и $N_p = \sigma_p A_p$, равновесное состояние нарушется и требуется некоторое время – время релаксации напряжений. При быстром изменении изгибающего усилия сжимающим напряжениям противодействуют межмолекулярные связи, не успевающие перейти в равновесное состояние. Когда $N_{сж}$ достигает критической величины, эта часть балки теряет устойчивость и в любой последующий момент может изогнуться в плоскости xoz , перпендикулярной yoz , сохраняя при этом свою длину. В этом случае нормальная критическая сила определяется как: $N_{сж}^{kp} = \pi^2 EJ / L^2$ [7], подставив в эту формулу $N_{сж}^{kp} = \sigma_{сж}^{kp} A_{сж}$ и $J = A_{сж} i^2$, где i – радиус инерции сечения, получим величину напряжения при потере устойчивости:

$$\sigma_y = \pi^2 E (i/L)^2. \quad (10)$$

Таким образом, вычислив критическое напряжение $\sigma_{сж}^{kp}$ от действия силы $F_{кр}$, определяем допускаемое сжимающее напряжение $[\sigma_y]$, исходя из того, что, так как при достижении сжимающими напряжениями значений, равных критическим $\sigma_{сж}^{kp}$, конструкции угрожает опасность разрушения в такой степени, как при достижении растягивающими напряжениями величины, равной временному сопротивлению σ_b , то допускаемые напряжения устойчивости должны быть в несколько (n) раз меньше критических сжимающих, во сколько раз допускаемые напряжения растяжения $[\sigma_p]$ меньше временного сопротивления разрыву σ_p , то-есть

$$[\sigma_y] = \sigma_{сж}^{kp} / n = [\sigma_p] \sigma_{сж}^{kp} / \sigma_p. \quad (11)$$

При проектировании длинноопорных конструкций, работающих на изгиб в продольной плоскости, необходимо учитывать не только возникающие разрушающие напряжения, но и рассчитывать допускаемые напряжения, исходя из устойчивости балки при сжатии. Двутавровые балки с большим расстоянием между опорами при воздействии на них сосредоточенной или рапределенной нагрузки, если их величина достигает критической, могут искривиться в плоскости поперечной к продольной.

ЛИТЕРАТУРА

1. Н.М.Беляев. Сопротивление материалов. Издан. 5. М., изд-во “Наука”, 1976. - 607 с;
2. В.И.Феодосьев. Сопротивление материалов. Издан. 9. М., изд-во “Наука”, 1986, -512 с;
3. С.П.Тимошенко, Дж.Гере. Механика материалов: учебник для ВУЗов, 2-ое издан.Изд-во “Лань”, 2002. -672 с;
4. А.Н.Динник. Избранные труды. Том 1. Киев, изд-во АН УССР,1952, с. 115-141;
- 5.М.Н.Рудицин, П.Я.Артемов, М.И.Любовшиц. Справочное пособие по сопротивлению материалов. Мн., изд-во “Вышэйшая школа”, 1970, -628 с;
6. Д.И.Журавский. О мостах раскосой системы Гау. Ч.1, С.-Пб.,1855;
7. Ф.С.Ясинский. Избранные работы по устойчивости сжатых стержней. М.-Л. Госиздат технико-теоретической литературы, 1952, -427 с;
8. Prandtl. Gesammelte Abhandlungen zur angewandte Mechanik, Hydro- und Acrodynamik Erster Teil. Springer-Verlag. Berelin-Gottingen-Heidelberg, 1961, S.10-74;
- 9.Математическая энциклопедия. Т.1,2.М., изд-во “Советская энциклопедия”, 1977;
10. Е.Л.Николаи. “О работах Эйлера по теории

продольного изгиба». В кн. Ученые записки Санкт-Петербургского государственного университета, вып. № 44, вып. 8, 1939, с. 3 – 15.

УДК 621.793.092

Н.И. Стрикель, Ю.Л. Бобаркин, М.И. Лискович, Д.А. Пархоменко
О ВОЗМОЖНОСТИ НАНЕСЕНИЯ МЕТАЛЛОПОРОШКОВОГО
ПОКРЫТИЯ НА ВНУТРЕНнюю ПОВЕРХНОСТЬ ПОЛОЙ
ЗАГОТОВКИ МЕТОДОМ СОВМЕСТНОЙ ВЫТЯЖКИ

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

Одним из направлений научно-технического прогресса является создание машин новых типов с высокими технико-экономическими характеристиками, при этом необходимо решать проблему повышения износостойкости деталей машин и их надежности и долговечности.

Технология нанесения покрытий стала важной областью промышленного производства, без которой немыслимо решение многих задач новой техники, совершенствование существующих и создание новых способов нанесения покрытий является важной задачей машиностроения и других отраслей народного хозяйства.

Исследуемый процесс относится к такой области промышленного производства, как материалопокрывание, т.е. создание композитов путем нанесения покрытия на основание, и может включать в себя комплекс различных операций по подготовке исходных материалов, введению энергии для формирования слоя и связи его с основанием.

Создание на поверхности основания слоя из материала покрытия и образования сцепления между ними является главной задачей процесса.

Недостаток многих способов наплавки, термического напыления с использованием высокотемпературного нагрева – слабая защита исходного материала от окружающей среды, что приводит к насыщению наплавленного металла газами (O_2 , N_2 и т.д.), последнее снижает пластические и некоторые прочностные свойства наносимого материала.

«Горячие» методы нанесения покрытий (наплавка, напыление и т.д.) характеризуются быстрым нагревом, расплавлением исходного материала и резким охлаждением. Последнее объясняется большой разницей температур в момент нанесения исходного материала покрытия и основания (а также окружающей среды). Расплавление исходного материала не всегда желательно, так как при этом невозможно нанесение покрытий на основе композитных материалов. Резкое охлаждение при нанесении покрытий создает в слое напряжения, которые не только снижают механические свойства покрытия, но иногда даже разрушают его [1, 2]. Кроме этого, значительное термическое влияние на материал основания при наплавке приводит к образованию в зоне сплавления крупнозернистости, пережогов и других нежелательных структур [3, 4].

Таким образом, нанесение покрытий должно происходить без расплавления исходных материалов, при низких градиентах температур и невысоких скоростях нагрева и охлаждения.

Исходя из выше изложенного, технология нового способа нанесения покрытий,

должна представлять собой сочетание операций нанесения «сырого» порошкового слоя или оболочки и последующей термической или термомеханической обработки.

Способы совместной пластической деформации материала основы и покрытия по сравнению с другими способами имеют то несомненное преимущество, что они позволяют наносить покрытия высокопроизводительными процессами обработки материалов давлением одновременно с изготовлением изделий.

Новый способ относится к обработке материалов давлением, а именно к изготовлению полых композиционных изделий, в частности, для изготовления антифрикционных втулок подшипников скольжения. Новый способ может быть применен также в порошковой металлургии для изготовления высоких тонкостенных полых изделий [5].

На рис. 1 представлена схема процесса изготовления полого композиционного изделия (слева - установка металлической заготовки после её предварительной вытяжки с образованием боковых стенок и размещённым в полости дисперсным материалом; справа - полое композиционное изделие после вытяжки).

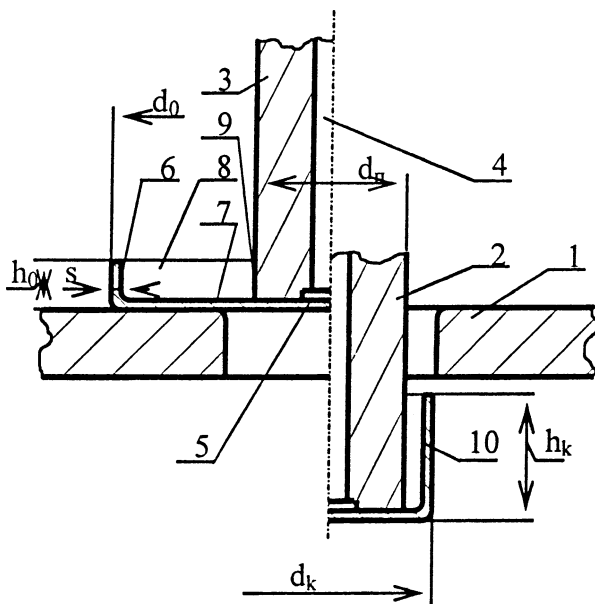


Рис. 1.

Устройство для реализации нового способа содержит матрицу 1 с рабочим отверстием 2, пуансон 3 и съёмник 4. Способ реализуется следующим образом. Металлическую заготовку 5 после её предварительной вытяжки с образованием боковых стенок 6 и размещённым в полости 7 дисперсным материалом 8 между боковыми стенками 6 и боковой поверхностью 9 пуансона 3 перед началом вытяжки композиционного изделия 10 размещают на матрице 1. Перемещением пуансона 3 проводят окончательную вытяжку металлической заготовки 5 до образования готового полого композиционного изделия 10, которое отделяет от пуансона 3 его перемещением с помощью съёмника 4.

По сравнению с традиционными технологиями, теории которых посвящено много разработок, принципиально отличающиеся от них новые технологические процессы и схемы нуждаются в соответствующем развитии теоретических представлений.

Нормальные и касательные напряжения на границе между материалом покрытия и основой, а также между пуансоном и материалом покрытия вместе с величиной степени деформации порошка, определяют конечную относительную пористость покрытия, прочность соединения покрытия с основой и основные физико-механические характеристики и эксплуатационные свойства покрытия.

Величины напряжений в материале основы определяют предельную степень деформации основы и требуемое количество переходов.

Величина усилия совместной деформации определяет подбор оборудования, энергетические затраты и силовой расчёт инструмента.

Принимая во внимание то обстоятельство, что изменение геометрических размеров и степени деформации металлической основы при совместной вытяжке полностью определяются конструкцией инструмента и величиной взаимного перемещения пуансона и матрицы, а деформация порошка в свою очередь определяется

воздействием жёсткого пуансона и деформируемой металлической основы, процесс совместной вытяжки можно условно расчленить на два синхронных и взаимосвязанных процесса, рассматривая каждый из них отдельно с учётом степени взаимного влияния: деформацию порошка и деформацию основы.

Теория процесса осесимметричной вытяжки листового металла разработана в достаточной степени. Наиболее обстоятельно напряжённое состояние при листовой вытяжке в различных участках очага деформации изучено Е.А.Поповым [6, 7]. Это позволяет использовать методику и расчётные зависимости, полученные Е.А.Поповым для описания процесса вытяжки металлической листовой основы, дополняя и видоизменяя их, таким образом, чтобы сделать возможным учёт влияния процесса деформации порошкового материала на процесс деформации основы.

Полученные зависимости [8] позволяют определить напряжения в зоне соединяемых поверхностей основы и покрытия при вытяжке, выяснить характер изменения этих напряжений в очаге деформации, минимальные и максимальные значения.

В эти зависимости входят следующие факторы, существенно влияющие на силовые параметры совместной вытяжки покрытия и основы.

Степень деформации порошка, характеризуемая отношением $\frac{h_n}{h_0}$, предел текучести σ_T металлической составляющей порошкового тела, степень упрочнения металлической составляющей порошкового тела, характеризуемая коэффициентами a_m и n , относительная плотность пористого покрытия - θ_n , угол наклона рабочей поверхности матрицы к вертикали - α , коэффициенты трения порошка по основе и по пуансону - f_0 и f_n соответственно и величины показателя степени m , характеризующий изменение предела текучести пористого тела в зависимости от его пористости.

Отсутствие сведений о процессе совместной вытяжки металлической основы и металлопорошкового покрытия, данных о режимах и параметрах процесса требует от экспериментального устройства возможности варьирования степеней деформации основы и покрытия, применения сменного инструмента.

Разработанное экспериментальное устройство представляет собой штамп со сменными пуансонами и матрицами для совместной вытяжки. Штамп устанавливается на универсальную испытательную машину, что позволяет регистрировать усилие совместной вытяжки и диаграмму «усилие-ход пуансона».

Штамп (рис. 2) состоит из блока, содержащего верхнюю 1 и нижнюю 2 плиты, направляющих колонок 3 и втулок 4. В верхнюю часть блока ввинчивается хвостовик 5. Сменный пуансон 6 крепится к верхней плите с помощью пуансонодержателя 7. Сменная матрица 8 устанавливается в отверстие матрицедержателя 9, который, в свою очередь закреплен на нижней плите блока.

Экспериментальное устройство для совместной деформации вытяжкой, позволяет использовать различные материалы металлической основы, различные металлопорошковые составы, реализовывать совместную вытяжку с утонением и без утонения стенок основы, варьировать величину обжатия покрытия по толщине и применять различный угол наклона конической части матрицы.

Процесс трения и износа тел чрезвычайно сложен и зависит от большого числа условий и факторов. И при создании новых композиционных антифрикционных подшипников необходимы исследования трибологических характеристик в реальных условиях их работы. Для этих целей проводят изучение процессов трения и изнашивания деталей машин в лабораторных условиях на испытательных машинах. К важнейшим параметрам, которые определяются при этих

исследованиях, относятся сила и момент трения.

В разработанном экспериментальном устройстве (рис. 3) исключается проворот образца и отсутствует необходимость учета связанных с этим посторонних потерь. Кроме того, одновременно, одним и тем же методом определяется и усилие нагружения подшипника, и момент трения [9].

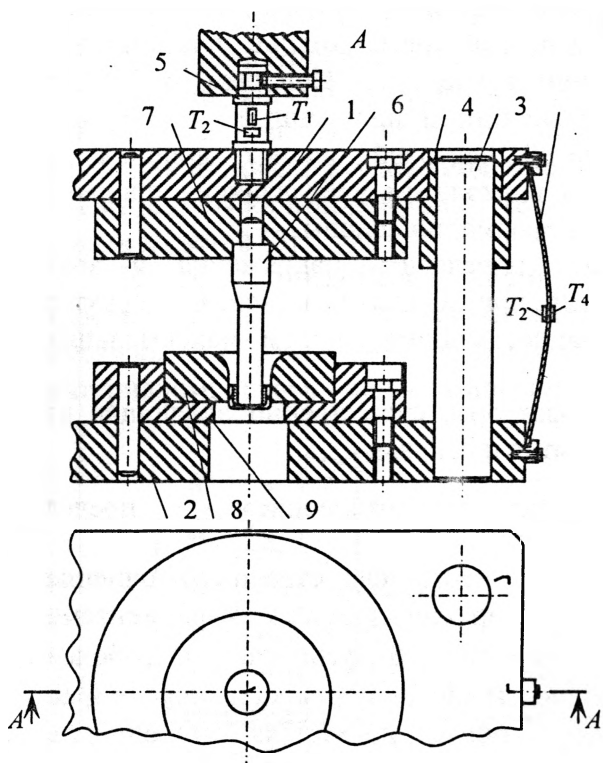


Рис. 2. Схема экспериментального штампа

Плотность и пористость спечённых образцов определялась по ГОСТ 18898-89 методом взвешивания их на воздухе и в воде.

В таблице 1 приведены относительная плотность, пористость покрытия, а также значения величины усилия деформации порошка и общее усилие совместной вытяжки при различных величинах толщин покрытия.

Сопоставление расчётных и экспериментальных данных с помощью непараметрического U-критерия Уилкоксона, Манна и Уитни [11] показало, что нуль-гипотеза о принадлежности двух рядов к одной и той же генеральной совокупности не отвергается при уровнях значимости не превышающих 0,10. Что свидетельствует о возможности использования полученной аналитической зависимости в практических расчётах.

После изучения структуры основы и покрытия можно сделать вывод, что между медной составляющей и основой не обнаруживается интерметаллических хрупких соединений, омеднение порошка графита препятствует растворению атомов углерода в материале основы, в образце отсутствуют микро- и макротрещины и отслоения. Все это свидетельствует о хорошем соединении покрытия с материалом основы.

Исследование микротвёрдости покрытия изделия свидетельствует о сравнительно небольшом разбросе значений величин микротвёрдости каждой из составляющих компонентов покрытия, подтверждая, в свою очередь, что новый способ формирования металлпорошкового покрытия совместно с глубокой вытяжкой металлической основы позволяет добиться равномерной деформации компонентов и однородных свойств, благоприятно сказывающихся на значениях эксплуатационных характеристик изделий [10].

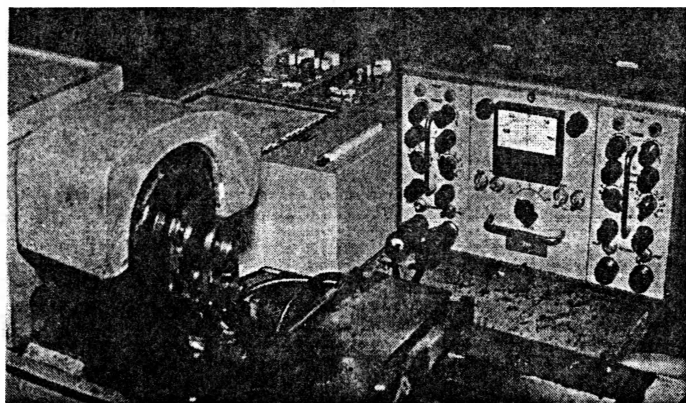


Рис. 3. Стенд для испытания антифрикционных покрытий

Результаты теоретического анализа и опытные данные

Относительная плотность, %	Пористость покрытия, %	Максимальное усилие деформации порошка, кН	Общее усилие деформации, кН
65,5	34,5	12,349	33,654
69,3	30,7	14,603	35,658
71,7	31,2	17,039	38,094
73,5	23,7	23,330	39,010
85,4	14,6	29,766	46,310
89,4	10,6	35,317	51,861

Зависимости относительной плотности покрытия в конечном изделии от усилия деформации порошка, рассчитанного теоретически и полученного как разность измеренных усилий совместной вытяжки и вытяжки одной основы без порошка. Общий характер кривых подобен типичным графикам зависимости относительной плотности прессовок от усилия и давления прессования порошков [12], что свидетельствует об одинаковом механизме уплотнения и деформации порошка. Таким образом, меняя параметры процесса и величину усилия вытяжки можно добиваться требуемой плотности и пористости покрытия. Это в свою очередь позволяет изменять связанные с пористостью и плотностью эксплуатационные характеристики изделий.

Полученные результаты свид

етельствуют о том, что процесс совместной вытяжки металлической оболочки и металлопорошкового покрытия является перспективным способом нанесения покрытий во время штамповки и может быть применен на производстве при изготовлении цельноштампованных полых изделий с покрытием, а также многослойных полых изделий с повышенными эксплуатационными характеристиками: заданной величиной коэффициента трения, пористостью, электрическим сопротивлением, тепловыми, магнитными и другими свойствами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фрейдин А.С., Турусов Р.А. Свойства и расчёт адгезионных соединений. – М.: Химия, 1990. – 256 с; 2. Дорожкин Н.Н. Упрочнение и восстановление деталей машин металлическими порошками. – Мн.: Наука и техника, 1975. – 152 с; 3. Авдеев Н.В. Металлирование. – М.: Машиностроение, 1978. – 184 с; 4. Основы порошковой металлургии/ М.Ю.Бальшин, С.С.Кипарисов – М., Металлургия, 1978.- 184 с; 5. Пат. №3933, Беларусь, МПК В21D 22/20, В22F 3/02.; Заявл. 25.05.1998; Опубл. 30.06.2001
6. Стрикель Н.И., Бобарикин Ю.Л., Лискович М.И. Способ изготовления полого композиционного изделия; 6. Сторожев М.В., Попов Е.А. Теория обработки металлов давлением. М.: “Машиностроение”, 1971 г. – 424 с; 7. Попов Е.А. Основы теории листовой штамповки. М.: “Машиностроение”, 1977 г. – 278 с; 8. Анализ напряжённого состояния при совместной вытяжке покрытия и основы Н.И.Стрикель, Ю.Л.Бобарикин, М.И.Лискович// Научно-практический журнал «Вестник Гомельского государственного технического университета имени П.О.Сухого», №2, 2000 г., с. 5 – 14; 9. Экспериментальное устройство для испытания антифрикционных покрытий Лискович М.И.// Трэцяя рэспубліканская навуковая канферэнцыя студэнтаў Рэспублікі Беларусь (14-16 мая 1997 г., Мінск): Тэзісы дакладаў. У пяці частках. Ч.5а. г.Мінск, Белдзяржуніверсітэт, 1997, с.147-148; 10. Формирование металлопорошкового

покрытия при глубокой вытяжке основы Н.И.Стрикель, Ю.Л.Бобарикин, М.И.Лискович// Научно-технический журнал «Материалы, технологии, инструменты», №4, 1999 г., с. 18 – 22; 11. Мюллер П. и др. Таблицы по математической статистике/ П.Мюллер, П.Нойман, Р.Шторм; Пер. с нем. – М.: Финансы и статистика, 1982. – 278 с; 12. Пористые проницаемые материалы: Справочное издание/ Под ред. Белова С.В. – М.: Металлургия, 1987. – 335 с.

УДК 624.074.4

А.О.Громыко, О.В.Громыко, М.А.Журавков, Д.Г.Медведев
ДЕФОРМАЦИИ КРУГЛОЙ МЕМБРАНЫ, ПОДКРЕПЛЕННОЙ
ДИАМЕТРАЛЬНЫМИ НИТЯМИ

Белорусский государственный университет
Минск, Беларусь

Рассматривается линейная задача определения деформированной формы круглой мембраны, подкреплённой диаметрными нитями (которые широко применяются в гелиотехнике при разработке и проектировании концентраторов солнечной энергии). Мембрана нагружена равномерным давлением и имеет предварительное натяжение T . Нить растянута силами N . Считается, что натяжение T и силы N являются заданными и не зависят от прогибов мембраны и нити (рис.1). Известно, что при небольшом числе нитей и относительно малых прогибах мембраны w деформированная форма ее описывается уравнением Пуассона

$$\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} = -\frac{p}{T} \quad (1)$$

Граничные условия на контуре мембраны и в центре можно записать в виде:
При $r=a$ $w=0$, $r=0$ w -ограничено. (2)

Граничное условие при $\varphi=0$ и $\varphi=\varphi_0$ получается из рассмотрения равновесия части мембраны, расположенной вблизи нити (рис.2)

$$2T \left(\frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \varphi} \right)_{\varphi=0} = -N \left(\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} \right)_{\varphi=0} \quad (3)$$

Дифференциальное уравнение (1) и граничное условие (3) можно получить вариационным методом. Для этого составляется выражение для полной энергии деформации элемента, представленного на рис.3.

$$\Pi = \frac{T}{2} \iint \left[\left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] dx dy + \frac{N}{2} \int \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)_{x=0}^2 dy - \iint p w dx dy \quad (4)$$

Вычисляется вариация полной энергии и, в соответствии с принципом Лагранжа, приравняется к нулю

$$\delta \Pi = 0 \quad (5)$$

$$T \iint \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial(\delta w)}{\partial x} dx dy + T \iint \frac{\partial w}{\partial y} \frac{\partial(\delta w)}{\partial y} dx dy + N \int \left[\frac{\partial w}{\partial y} \frac{\partial(\delta w)}{\partial y} \right]_{x=0} dy - \iint p(\delta w) dx dy = 0 \quad (6)$$

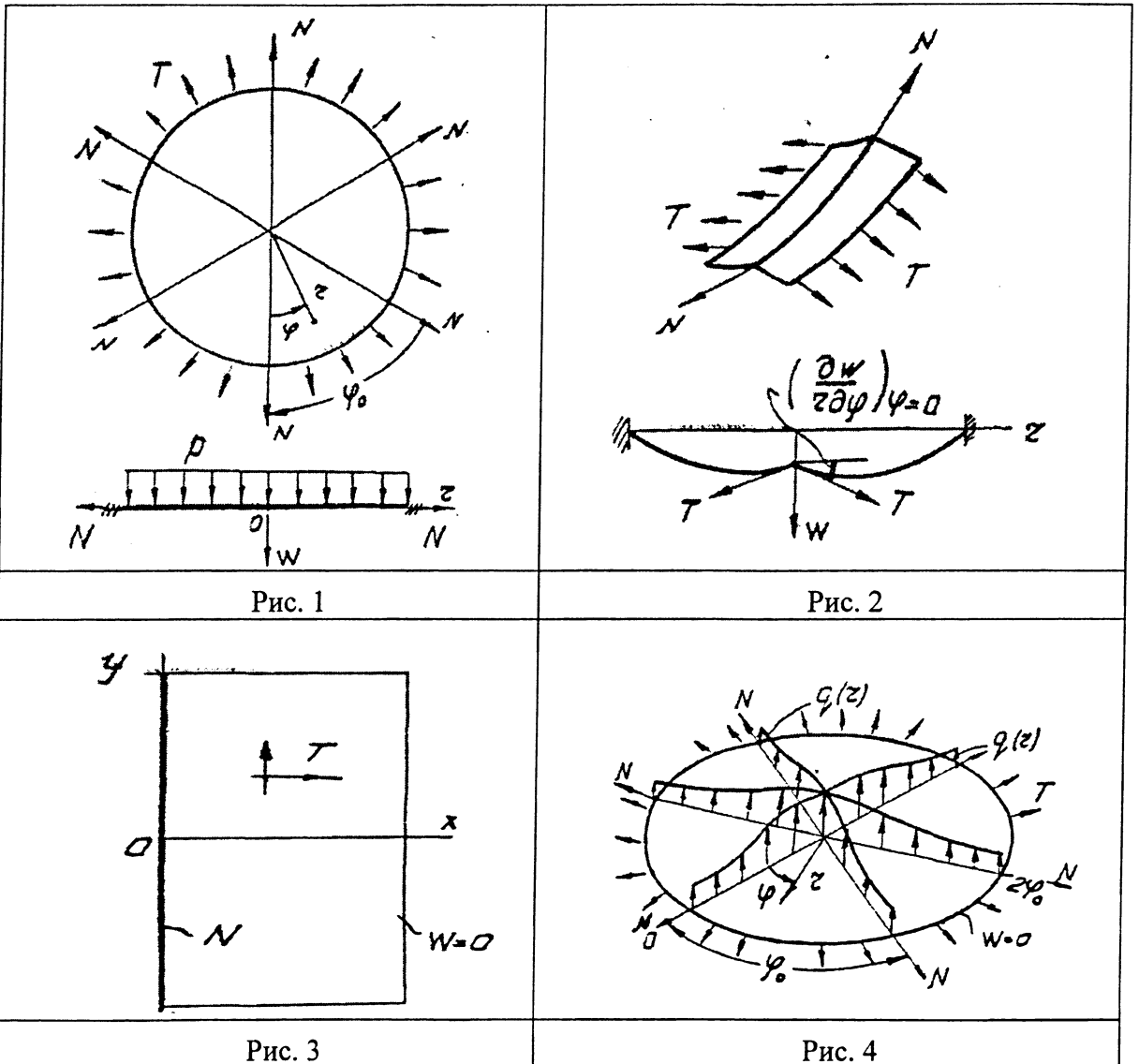
После интегрирования по частям получается

$$\begin{aligned}
 & -T \iint \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{p}{T} \right) (\partial w) dx dy + \int \left[T \frac{\partial w}{\partial x} + N \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)_{x=0} \right] (\partial w) dy + \\
 & + T \int \frac{\partial w}{\partial y} (\partial w) dy - N \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)_{x=0} (\partial w) = 0
 \end{aligned} \tag{7}$$

Первое слагаемое дает $\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = -\frac{p}{T}$ (8)

Из второго слагаемого получается $T \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)_{x=0} = -N \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)_{x=0}$ (9)

Уравнение (8) является уравнением Пуассона (1), записанным в декартовой системе координат, а условия (3) и (9) аналогичны.



Так как в данном случае задача рассматривается как линейная, целесообразно разбить ее на ряд более простых задач. Для этого действие нитей на мембрану заменяется распределенными погонными нагрузками $q(r)$. Определяются прогибы мембраны w_p под действием равномерной поперечной нагрузки p и прогибы w_q под

действием произвольной погонной нагрузки $q(r)$. Прогиб мембраны при совместном действии давления и нагрузки $q(r)$ определится как сумма прогибов

$$w = w_p + w_q \quad (10)$$

причем прогиб w будет зависеть от неизвестной нагрузки $q(r)$. Для определения $q(r)$ следует приравнять прогиб мембраны $(w)_{\varphi=0}$ с прогибами нити w_N , вычисленным для случая нагружения нити нагрузкой $q(r)$; или, что то же самое, воспользоваться граничным условием (3), так как левую часть (3) можно рассматривать как нагрузку на нить, прогибы которой описываются уравнением, аналогичным правой части (3):

$$\frac{d^2 w_N}{dx^2} = -\frac{q(x)}{N}. \quad (11)$$

1. Определяются прогибы круглой мембраны радиуса a , нагруженной погонной нагрузкой $q(r)$ вдоль диаметральных линий (рис.4). При решении задачи предполагается, что погонная нагрузка $q(r)$ равномерно распределена по площади секторов с центральными углами 2δ , где δ произвольно малая величина. В этом случае задача отыскания прогиба $w_q(r, \varphi)$ в произвольной точке мембраны сводится к решению дифференциального уравнения Пуассона

$$\frac{\partial^2 w_q}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w_q}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w_q}{\partial \varphi^2} = \begin{cases} \frac{q(r)}{2\delta r T}, & \text{если } |\varphi| < \delta \text{ и } \varphi_0 - \delta < \varphi < \varphi_0 + \delta \\ 0, & \text{если } |\varphi| > \delta \text{ и } \varphi_0 + \delta < \varphi < \varphi_0 - \delta \end{cases} \quad (12)$$

при однородных граничных условиях

$$\left(\frac{\partial w_q}{r \partial \varphi} \right)_{\varphi=0} = \left(\frac{\partial w_q}{r \partial \varphi} \right)_{\varphi=\varphi_0/2} = 0, \quad (13)$$

$$(w)_{r=a} = 0, \quad (14)$$

$$(w)_{r=0} - \text{ограничено}. \quad (15)$$

Решение уравнения (12) находится методом собственных функций, соответствующих однородной краевой задаче по переменной φ . Полагается

$$w_q = f(r)\Phi(\varphi). \quad (16)$$

Последнее выражение (16) подставляется в однородное уравнение (12) и граничные условия (13), разделяются переменные и получается дифференциальное уравнение для определения собственных функций

$$\frac{d^2 \Phi}{d\varphi^2} + \lambda^2 \Phi = 0, \quad (17)$$

и соответствующие граничные условия

$$\left(\frac{d\Phi}{d\varphi} \right)_{\varphi=0} = \left(\frac{d\Phi}{d\varphi} \right)_{\varphi=\varphi_0/2} = 0 \quad (18)$$

Решается уравнение (17) с граничными условиями (18), находятся собственные числа

$$\lambda_n = \frac{2\pi n}{\varphi_0}, \quad n = 0, 1, 2, \dots \quad (19)$$

и собственные функции

$$\Phi(\varphi) = \cos \lambda_n \varphi. \quad (20)$$

Тогда общее решение неоднородного уравнения (12) ищется в форме

$$w_q = \frac{1}{\Phi_0} f_0 + \frac{2}{\Phi_0} \sum_{n=1}^{\infty} f_n \cos \lambda_n \varphi, \quad (21)$$

$$\text{где } f_n = \int_0^{\varphi_0} w_q \cos(\lambda_n \varphi) d\varphi. \quad (22)$$

Умножая в соответствии с методом собственных функций, неоднородное уравнение (12) на $\cos \lambda_n \varphi d\varphi$, интегрируя полученное уравнение по φ в пределах от 0 до φ_0 с учетом (22), получаем после двукратного интегрирования по частям уравнения для функций $f_0(r)$ и $f_n(r)$

$$f_0'' + \frac{1}{r} f_0' = \frac{q(r)}{rT} \frac{\sin \lambda_n \delta}{\lambda_n \delta}, \quad f_n'' + \frac{1}{r} f_n' - \frac{\lambda_n^2}{r^2} f_n = \frac{q(r)}{rT} \frac{\sin \lambda_n \delta}{\lambda_n \delta}$$

или, после предельного перехода $\delta \rightarrow 0$

$$f_0'' + \frac{1}{r} f_0' = \frac{q(r)}{rT}, \quad (23)$$

$$f_n'' + \frac{1}{r} f_n' - \frac{\lambda_n^2}{r^2} f_n = \frac{q(r)}{T}. \quad (24)$$

Решение уравнений (23) и (24) можно найти методом вариации постоянных Лагранжа, или воспользоваться готовым решением

$$f_0 = \frac{1}{T} \int_0^r \left[\frac{1}{r} \int_0^r q(r) dr \right] dr + C, \quad (25)$$

$$f_n = Ar^{\lambda_n} + \frac{r^{\lambda_n}}{2T\lambda_n} \int_0^r r^{-\lambda_n} q(r) dr - \frac{r^{-\lambda_n}}{2T\lambda_n} \int_0^r r^{\lambda_n} q(r) dr. \quad (26)$$

Для получения уравнения (26) в данном виде следует воспользоваться граничным условием (15). После подстановки выражений (25) и (26) в (21) получается

$$w_q = \frac{C}{\Phi_0} + \frac{1}{T\Phi_0} \int_0^r \left[\frac{1}{r} \int_0^r q(r) dr \right] dr + \frac{2}{\Phi_0} \sum_{n=1}^{\infty} A_n r^{\lambda_n} \cos \lambda_n \varphi + \frac{1}{\Phi_0} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos \lambda_n \varphi}{T\lambda_n} \left[r^{\lambda_n} \int_0^r r^{-\lambda_n} q(r) dr - r^{-\lambda_n} \int_0^r r^{\lambda_n} q(r) dr \right] \quad (27)$$

Постоянные интегрирования C и A определяются из граничного условия (14) на контуре мембраны

$$C = -\frac{1}{T} \int_0^a \left[\frac{1}{r} \int_0^r q(r) dr \right] dr, \quad (28)$$

$$A_n = -\frac{a^{-\lambda_n}}{2T\lambda_n} \left[a^{\lambda_n} \int_0^a r^{-\lambda_n} q(r) dr - a^{-\lambda_n} \int_0^a r^{\lambda_n} q(r) dr \right]. \quad (29)$$

Уравнения (27), (28) и (29) позволяют определить прогиб мембраны w_q , если нагрузка $q(r)$ известна. Например, если нагрузка постоянна и равномерно распределена по диаметральной линии, то после вычисления интегралов в уравнениях (27), (28) и (29) функция прогиба мембраны принимает вид ($\varphi_0 = \pi$, $\lambda_n = 2n$)

$$w_q = \frac{qa}{2\pi T} \left[1 - \left(\frac{r}{a} \right)^2 - 2 \left(\frac{r}{a} \right)^2 \ln \frac{r}{a} \cos 2\varphi - 2 \sum_{n=2}^{\infty} \frac{(r/a)^2 - (r/a)^{2n} \cos 2n\varphi}{1 - n^2} \right], \quad (30)$$

что совпадает с известными результатами решения из математической физики.

2. Решение для круглой мембраны с постоянным натяжением, нагруженной равномерной нагрузкой, было получено в работе, представленной на данной конференции. Аналогичное решение получается и при решении уравнения (1), которое

$$\text{в случае осесимметричной нагрузки принимает вид } \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial w_p}{\partial r} \right) = -\frac{p}{T}. \quad (31)$$

Решение уравнения (31) с учетом граничных условий (2) следующее

$$w_p = \frac{P}{4T} (a^2 - r^2). \quad (32)$$

Тогда общее решение уравнения (1) при совместном действии давления p и погонной нагрузки $q(r)$ выражается по (10), где w_q и w_p , определяются с помощью соотношений (27) и (32) соответственно.

3. Определяется погонная нагрузка $q(r)$, входящая в уравнение (27). Для этого $q(r)$ представляется в виде ряда по степеням r

$$q(r) = \sum_{k=0}^{\infty} b_k r^k \quad (33)$$

и определяются интегральные выражения

$$\int_0^r \left[\frac{1}{r} \int_0^r q(r) dr \right] dr = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{b_k r^{k+1}}{(k+1)^2} \quad (34)$$

$$r^{-\lambda_n} \int_0^r r^{\lambda_n} q(r) dr = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{b_k r^{k+1}}{k+1+\lambda_n} \quad (35)$$

$$r^{\lambda_n} \int_0^r r^{-\lambda_n} q(r) dr = \begin{cases} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{b_k r^{k+1}}{k+1-\lambda_n}, & (k+1 \neq \lambda_n), \\ \sum_{k=0}^{\infty} b_k r^{\lambda_n} \ln r, & (k+1 = \lambda_n) \end{cases} \quad (36)$$

Как следует из выражения (36) искомая функция w_q из (27) имеет различный вид для случаев $k+1 \neq \lambda_n$ и $k+1 = \lambda_n$. Разложение функции $\rho^{\lambda_n} \ln \rho$ ($\rho = r/a$) в ряд Тейлора по степеням $(\rho-1)$ в окрестности точки $\rho = 1$ дает следующий результат

$$\rho^{\lambda_n} \ln \rho = \rho - 1 + \frac{2\lambda_n - 1}{2!} (\rho - 1)^2 + \frac{3\lambda_n^2 - 6\lambda_n + 2}{3!} (\rho - 1)^3 + \frac{4\lambda_n^4 - 18\lambda_n^2 + 22\lambda_n - 6}{4!} (\rho - 1)^4 + \dots \quad (37)$$

$$\text{или короче } \rho^{\lambda_n} \ln \rho = \sum_{m=0}^{\infty} d_m \rho^m \quad (38)$$

Коэффициенты ряда d_m могут быть определены из разложения (37). Тогда для прогиба w с учетом выражений (28-38) получается уравнение

$$\begin{aligned} \bar{w} = 1 - \rho^2 + \sum_{k=0}^{\infty} \frac{q_k (\rho^{k+1} - 1)}{(k+1)^2} + \left[2 \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{q_k \cos \lambda_n \varphi (\rho^{k+1} - \rho^{\lambda_n})}{(k+1)^2 - \lambda_n^2} \right]_{k+1 \neq \lambda_n} + \\ + \left[\sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos \lambda_n \varphi}{\lambda_n} q_k \sum_{m=0}^{\infty} C_m \rho^m \right]_{k+1 = \lambda_n}, \end{aligned} \quad (39)$$

$$\text{где } \bar{w} = \frac{w}{pa^2}, \quad q_k = \frac{4b_k a^{k-1}}{p\varphi_0}, \quad \rho = \frac{r}{a}. \quad (40)$$

Искомые коэффициенты q_k определяются из условия равновесия (3), которое в силу (11) и с учетом (33) и (40) принимает вид

$$\left(\frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial \rho^2} \right)_{\varphi=0} = -v \sum_{k=0}^{\infty} q_k \rho^k, \quad (41)$$

где $v = \frac{T a \varphi_0}{N}$. (42)

После подстановки (39) в (41) получаем

$$\begin{aligned} & \sum_{k=0}^{\infty} q_k k \rho^{k-1} \left[\frac{1}{k+1} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{k+1}{(k+1)^2 - \lambda_n^2} \right] + \sum_{k=0}^{\infty} q_k \left[v \rho^k - 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\lambda_n (\lambda_n - 1) \rho^{\lambda_n - 2}}{(k+1)^2 - \lambda_n^2} \right] + \\ & + \left[\sum_{k=0}^{\infty} q_k \sum_{m=0}^{\infty} C_m m(m-1) \rho^{m-2} \right]_{k+1=\lambda_n} = 2. \end{aligned} \quad (43)$$

Для определения коэффициентов q_k следует приравнять коэффициенты при одинаковых степенях ρ . В результате получится бесконечная система уравнений. Рассмотрим более подробно систему уравнений для нахождения коэффициентов q_k в случае подкрепления мембраны одной, двумя и тремя нитями.

Пусть число нитей равно 1, то есть $\varphi_0 = \pi$, $\lambda_n = 2n$; выражение (43) принимает вид

$$\begin{aligned} & \sum_{k=0}^{\infty} q_k k \rho^{k-1} \left[\frac{1}{k+1} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{k+1}{(k+1)^2 - 4n^2} \right] + \sum_{k=0}^{\infty} q_k \left[v \rho^k - 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2n(2n-1) \rho^{2n-2}}{(k+1)^2 - 4n^2} \right] + \\ & + \left[\sum_{k=0}^{\infty} q_k \sum_{m=0}^{\infty} C_m m(m-1) \rho^{m-2} \right]_{k+1=\lambda_n} = 2 \end{aligned}, \quad (44)$$

откуда получается система уравнений

$$\begin{aligned} & 2C_2 q_1 + q_0 v - 2 \sum_{k=0}^{\infty} \frac{2 \cdot 1 \cdot q_k}{(k+1)^2 - 4} = 2, \quad 2q_2 \left(\frac{1}{3} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{3}{9 - 4n^2} \right) + q_1 v = 0, \\ & 3 \cdot 2C_4 q_3 + q_2 v - 2 \sum_{k=0}^{\infty} \frac{4 \cdot 3 q_k}{(k+1)^2 - 16} = 0, \quad 4q_4 \left(\frac{1}{5} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{5}{25 - 4n^2} \right) + q_3 v = 0, \end{aligned} \quad (45)$$

Первые слагаемые во втором и четвертом уравнениях системы (45) равны нулю, так как

$$\frac{1}{3} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{3}{9 - 4n^2} = \frac{1}{5} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{5}{25 - 4n^2} = \dots = \frac{1}{2m+1} + 2 \sum_{m=1}^{\infty} \frac{2m+1}{(2m+1)^2 - 4n^2} = 0, \quad (46)$$

следовательно, равны нулю и вторые слагаемые. При $v \neq 0$

$$q_1 = q_3 = \dots = q_{2k+1} = 0. \quad (47)$$

Условие (47) равносильно исключению из решения (39) случая $k+1 = \lambda_n = 2n$. Искомая система уравнений для определения коэффициентов q_{2k} принимает вид

$$\begin{aligned} & q_0 v - 2 \sum_{k=0}^{\infty} \frac{2q_{2k}}{(2k+1)^2 - 4} = 2, \quad q_2 v - 2 \sum_{k=0}^{\infty} \frac{4 \cdot 3 q_{2k}}{(2k+1)^2 - 16} = 0, \\ & q_4 v - 2 \sum_{k=0}^{\infty} \frac{6 \cdot 5 q_{2k}}{(2k+1)^2 - 36} = 0, \quad q_{2l-2} v - 2 \sum_{k=0}^{\infty} \frac{2l(2l-1) q_{2k}}{(2k+1)^2 - 4l^2} = 0. \end{aligned} \quad (48)$$

Пусть число нитей равно двум, ($\varphi_0 = \pi/2$, $\lambda_n = 4n$). Выражение (43) принимает вид

$$\sum_{k=0}^{\infty} q_k k \rho^{k-1} \left[\frac{1}{k+1} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{k+1}{(k+1)^2 - 16n^2} \right] + \sum_{k=0}^{\infty} q_k \left[\nu \rho^k - 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4n(4n-1) \rho^{4n-2}}{(k+1)^2 - 16n^2} \right] + \left[\sum_{k=0}^{\infty} q_k \sum_{m=0}^{\infty} C_m m(m-1) \rho^{m-2} \right]_{k+1=4n} = 2. \quad (49)$$

Из (49) получается система уравнений

$$\begin{aligned} q_1 \left(\frac{1}{2} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2}{4-16n^2} \right) + \nu q_0 &= 2, & 2q_2 \left(\frac{1}{3} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{3}{9-16n^2} \right) + \nu q_1 &= 0, \\ 3 \cdot 4C_4 q_3 + \nu q_2 - 2 \sum_{k=0}^{\infty} \frac{4 \cdot 3q_k}{(k+1)^2 - 16} &= 0, & 4q_4 \left(\frac{1}{5} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{5}{25-16n^2} \right) + \nu q_3 &= 0, \\ 5q_5 \left(\frac{1}{6} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{6}{36-16n^2} \right) + \nu q_4 &= 0, & 6q_6 \left(\frac{1}{7} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{7}{49-16n^2} \right) + \nu q_5 &= 0, \end{aligned} \quad (50)$$

После определения пределов сумм, входящих в уравнения системы (50), получается, что выражения в круглых скобках в 1, 5, 9, 13 ... уравнениях системы равны нулю, во 2, 6, 10, 14 ... уравнениях равны $-\pi/4$, в 4, 8, 12, 16 ... уравнениях равны $\pi/4$. Тогда из первого уравнения системы получается

$$q_0 = 2/\nu, \quad (51)$$

из второго $q_1 = 2q_2/\nu \cdot \pi/4$.

из пятого и четвертого $q_4 = q_5 = 0$, из шестого $q_5 = \frac{6q_6}{\nu} \frac{\pi}{4}$ и вообще

$$q_0 = 2/\nu, \quad q_{4k} = q_{4k+3} = 0, \quad q_{4k} = \frac{2k+1}{2\nu} \pi q_{4k+2} \dots \quad (52)$$

Оставшиеся неизвестными коэффициенты q_{4k+2} определяются из остальных уравнений, которые с учетом (52) принимают вид

$$\begin{aligned} q_2 \nu - 2 \sum_{k=0}^{\infty} \frac{4 \cdot 3q_{4k+2}}{(4k+3)^2 - 16} - \frac{\pi}{\nu} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{3(2k+1)q_{4k+2}}{(2k+1)^2 - 4} &= -\frac{4 \cdot 3 \cdot 4}{15\nu} \\ q_6 \nu - 2 \sum_{k=0}^{\infty} \frac{7 \cdot 8q_{4k+2}}{(4k+3)^2 - 64} - \frac{2\pi}{\nu} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{7(2k+1)q_{4k+2}}{(2k+1)^2 - 16} &= -\frac{4 \cdot 7 \cdot 8}{63\nu} \\ q_{10} \nu - 2 \sum_{k=0}^{\infty} \frac{11 \cdot 12q_{4k+2}}{(4k+3)^2 - 144} - \frac{3\pi}{\nu} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{11(2k+1)q_{4k+2}}{(2k+1)^2 - 36} &= -\frac{4 \cdot 11 \cdot 12}{143\nu} \end{aligned} \quad (53)$$

$$q_{4l-2} \nu - \sum_{k=0}^{\infty} \frac{8l(4l-1)q_{2k+2}}{(4k+3)^2 - (4l)^2} - \frac{l\pi}{\nu} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(4l-1)(2k+1)q_{4k+2}}{(2k+1)^2 - 4l^2} = -\frac{16l(4l-1)}{\nu(16l^2-1)}$$

В систему уравнений (53) опять не вошли коэффициенты C_m ($q_{4k+3}=0$), следовательно, и в случае определения прогибов мембраны, подкрепленной двумя нитями, в уравнении (39) следует оставить решение, справедливое лишь при $k+1=\lambda_n$.

Если аналогичным образом рассмотреть систему уравнений для случая подкрепления мембраны тремя нитями, то получится

$$q_0 = 2/\nu, \quad q_1 = q_5 = q_6 = q_7 = \dots = q_{6k} = q_{6k-1} = q_{6k+1} = 0, \quad (54)$$

а коэффициенты q_2 и q_3 , q_8 и q_9 , q_{6k+2} и q_{6k+3} определяются через коэффициенты q_4 , q_{10}, \dots, q_{6k+4} соответственно.

В итоге получается система уравнений для определения коэффициентов q_k в виде

$$q_4 v - 2 \sum_{k=0}^{\infty} \frac{6 \cdot 5 \cdot q_k}{(k+1)^2 - 36} = 0, \quad q_{10} v - 2 \sum_{k=0}^{\infty} \frac{11 \cdot 12 \cdot q_k}{(k+1)^2 - 144} = 0, \quad (55)$$

.....
 где k принимает значения $k=0,2,3,4,8,9,10,14,15,16, \dots$, причем, неизвестными можно считать лишь коэффициенты с номером $k=4,10,16,22, \dots$, так как остальные, как указывалось ранее, выражаются через них. В уравнение (39) по-прежнему не войдет решение, справедливое при $k+1=\lambda_n$ ($q_{6k-1}=0$). Можно показать, что и при любом числе нитей в решении (39) останется часть, справедливая только при $k+1 \neq \lambda_n$. Действительно, система уравнений для определения коэффициентов q_k состоит из двухчленных и трехчленных уравнений (49). Трехчленное уравнение получается тогда, когда $k+1=\lambda_n$.

Между трехчленными уравнениями будет $\lambda_{n+1} - \lambda_n - 1 = \frac{2\pi}{\varphi_0} - 1$ двухчленных уравнений.

Представим систему уравнений (49) в таком виде:

$$\begin{aligned} & \dots\dots\dots \\ & q_{\lambda_n-1} D_n + v q_{\lambda_n-2} - 2 \sum_{k=0}^{\infty} \frac{\lambda_n (\lambda_n - 1) q_k}{(k+1)^2 - \lambda_n^2} = 0 \\ & q_{\lambda_n} B_1 + v q_{\lambda_n-1} = 0 \\ & q_{\lambda_{n+1}} B_2 + v q_{\lambda_n} = 0 \end{aligned} \quad (56)$$

$$\begin{aligned} & \dots\dots\dots \\ & q_{\lambda_{n+1}-2} B_c + v q_{\lambda_{n+1}-3} = 0 \\ & q_{\lambda_{n+1}-1} D_{n+1} + v q_{\lambda_{n+1}-2} + 2 \sum_{k=0}^{\infty} \frac{\lambda_{n+1} (\lambda_{n+1} - 1) q_k}{(k+1)^2 - \lambda_n^2} = 0 \end{aligned}$$

где $\lambda_n = 2n\pi / \varphi_0, \quad \lambda_{n+1} = (2n+1)\pi / \varphi_0, \quad (57)$

$$B_c = \frac{1}{k+1} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{k+1}{(k+1)^2 - \lambda_n^2}. \quad (58)$$

Для того, чтобы доказать, что $q_{\lambda_n-1}=0$ (то есть исключается случай $k=\lambda_n-1$), достаточно доказать, что один из коэффициентов B_c , например, B_{l-1} равен нулю. В этом случае из двухчленных уравнений получается, что все коэффициенты $q_{\lambda_{n+1}}$ с номером, меньшим чем λ_n+l , то есть от номера λ_n+l-1 до номера λ_n-1 включительно, равны нулю. Покажем, что выражение (58) обращается в нуль при одном из значений k , лежащем между λ_n-1 и $\lambda_{n+1}-2$. Для этого разложим $\sin(2m+1)\pi\varphi/\varphi_0$ в ряд Фурье по $\cos(2n\pi\varphi/\varphi_0)$

$$\sin \frac{2m+1}{\varphi_0} \pi\varphi = \frac{2}{\pi} \left[\frac{1}{2m+1} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(2m+1) \cos\left(\frac{2n\pi\varphi}{\varphi_0}\right)}{(2m+1)^2 - 4n^2} \right]. \quad (59)$$

При $\varphi=0$ из (59) получаем

$$\frac{1}{2m+1} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2m+1}{(2m+1)^2 - 4n^2} = 0. \quad (60)$$

Следовательно, если найдется такое k , лежащее между λ_n-1 и $\lambda_{n+1}-2$, что

$$k+1 = \frac{2m+1}{\varphi_0} \pi, \quad (61)$$

то (58) при этом значении k обратится в нуль и $q_{\lambda_n-1}=0$. Запишем это условие с учетом (57) и (61)

$$\frac{2n\pi}{\varphi_0} - 1 \leq \frac{2m\pi}{\varphi_0} + \frac{\pi}{\varphi_0} - 1 \leq \frac{2n\pi}{\varphi_0} + \frac{2\pi}{\varphi_0} - 2 \text{ или, полагая } m=n, \text{ получаем}$$

$$0 \leq \frac{\pi}{\varphi_0} \leq \frac{2\pi}{\varphi_0} - 1, \quad (62)$$

что справедливо. Следовательно, при любом числе нитей, большем единицы, прогиб мембраны описывается уравнением

$$\bar{w} = 1 - \rho^2 + \sum_{k=0}^{\infty} \frac{q_k (\rho^{k+1} - 1)}{(k+1)^2} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{q_k \cos \lambda_n \varphi (\rho^{k+1} - \rho^{\lambda_n})}{(k+1)^2 - \lambda_n^2}, \quad (63)$$

в котором коэффициенты q_k , начиная с номера $k=\lambda_n-1$ и кончая номером $k=\lambda_n-1+\pi/\varphi_0$, равны нулю, а коэффициент $q_0=2/\nu$. Остальные коэффициенты определяются из бесконечной системы уравнений, получающейся при сравнении коэффициентов при одинаковых степенях ρ в уравнении

$$\sum_{k=0}^{\infty} q_k k \rho^{k-1} \left[\frac{1}{k+1} + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{k+1}{(k+1)^2 - \lambda_n^2} \right] + \sum_{k=0}^{\infty} q_k \left[\nu \rho^k - 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\lambda_n (\lambda_n - 1) \rho^{\lambda_n - 2}}{(k+1)^2 - \lambda_n^2} \right] = 2. \quad (64)$$

УДК 621.927

Е.М. Дубовская

АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА ДЕФОРМАЦИИ И РАЗРУШЕНИЯ ЧАСТИЦ СВЯЗНО-СЫПУЧЕЙ СРЕДЫ ПРИ ЕЕ ОБРАБОТКЕ ДАВЛЕНИЕМ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Для обоснования технологических параметров и режимов процесса измельчения материалов в валковых и роliko-кольцевых мельницах необходимо выполнить анализ напряженно-деформированного состояния обрабатываемой давлением связно-сыпучей среды, механизма деформации и разрушения составляющих ее частиц.

Разрушение частицы в результате действия на нее внешних сил определяется особенностями поведения твердых тел исходя из их деформационных свойств: упругости, хрупкости, вязкости и пластичности. С позиций теории обработки металлов давлением процесс разрушения рассматривается в единстве с упругими и пластическими деформациями тела, вызванными силовым воздействием инструмента (измельчающих тел) и связывается с генерированием, накоплением, взаимодействием и движением дислокаций. В микрообъемах тела с соответствующим напряженным состоянием возникают субмикронарушения и нарушения тонкой структуры (тонкоструктурные нарушения), которые исчезают или устойчиво сохраняются, преобразуясь при определенных условиях в микро-, а затем и макронарушения, развитие которых приводит к разрушению тела. Нарушение и восстановление связей с образованием и исчезновением микро- и макронарушений происходит как при

пластической, так и упругой деформации. Многократность нагружения тела активизирует процесс зарождения и развития нарушений. Нарушения, вызванные растягивающими напряжениями, имеют меньшую склонность к восстановлению, чем касательными. Анализ показывает, что в условиях всестороннего сжатия, образование и развитие трещин с последующим хрупким разрушением происходят, прежде всего, по пересекающимся поверхностям скольжения – поверхностям разрыва скоростей и напряжений, вырождающимся в физические разрывы.

Модель деформации и разрушения частицы обрабатываемой давлением дискретной среды, на которую условно действуют две силы или нагрузки, вызывающие пластическую деформацию приконтактной поверхности, может быть определена исходя из полей линий скольжения. При действии двух сосредоточенных сил P , согласно принципу Сен-Венана, под контактной поверхностью образуются сжатые упругопластические ядра (рис.1, а), расклинивающие частицу и вызывающие в ней растягивающие напряжения. Многократность повторения таких по разному направленных нагрузок приводит к усталостному накоплению микро- и макронарушений, развивающихся в трещины, сколы и в разрушение на более мелкие частицы.

При действии двух нагрузок, вызывающих деформацию приконтактной поверхности (рис.1,б), под контактной поверхностью образуется в виде конуса область затрудненной деформации (в плоском сечении область abc), граничащая с переходной областью acd . Под свободной поверхностью, в кольцеобразных областях (радиальное сечение кольца ограничено поверхностью ade) действуют растягивающие напряжения, вследствие чего диаметр кольца увеличивается, а радиус кривизны свободной поверхности уменьшается. С развитием процесса деформации переходные области охватывают жесткие конусы и смыкаются по поверхности OO_1 . При этом поверхность

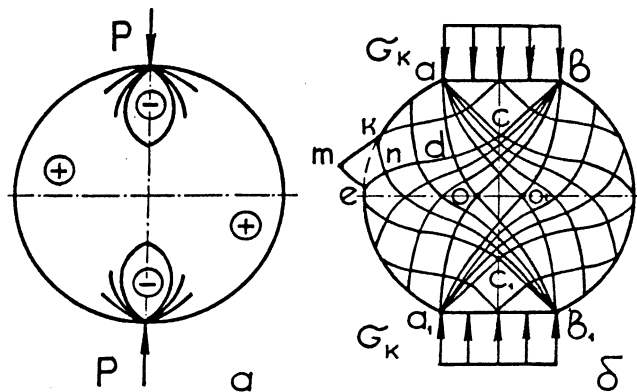


Рис. 1. Поля линий скольжения при сжатии частицы двумя сосредоточенными силами P (а) и нагрузками σ_k , вызывающими пластическую деформацию (б)

разрыва aoa_1 представляет образующую осесимметричной переходной области со сжимающими напряжениями. Под свободной от нагружения поверхностью $akea_1$ образуется граничащая с осесимметричной областью кольцеобразная область растягивающих напряжений.

Так как под действием контактных напряжений частица осаживается с растяжением кольцеобразной области и уменьшением радиуса кривизны свободной поверхности, в плоскости рассматриваемого сечения на этой поверхности главные

напряжения σ_1 и σ_2 растягивающие, а $\sigma_3 = 0$. Следовательно, в условиях плоской задачи среднее напряжение σ_E на свободной поверхности

$$\sigma_E = 0,5 \cdot (\sigma_1 + \sigma_3) = 0,5 \cdot \sigma_S,$$

где σ_S - физический предел текучести беспористого материала.

Тогда средние контактные напряжения согласно закону изменения напряжений в функции углов ψ_{ed} и ψ_{dc} поворота линий скольжения ed и dc определяются как:

$$\sigma_K = 2 \cdot (\sigma_E + (\psi_{ed} + \psi_{dc}) \cdot \sigma_S). \quad (1)$$

Установлена предрасположенность частицы к разрушению по поверхностям разрыва aoa_1 с последующим разрушением растягиваемой кольцевой области.

В реальной частице с развитой поверхностью выступы типа emk представляют жесткие концы, под которыми образуется область затрудненной деформации kne . В этом случае выступ отделяется от обрабатываемой частицы по поверхностям разрыва kne . Этим объясняется наличие в продуктах измельчения частиц повышенной дисперсности. Образовавшиеся кратеры с поверхностью kne создают вторичную шероховатость с выступами, предрасположенными к отделению от еще пока полностью не разрушенной по поверхностям разрыва частицы. Следовательно, при разрушении частица раскалывается на различные по виду и размерам части, что предопределяет широкое поле рассеяния размеров продуктов измельчения.

Таким образом, в результате проведенного анализа распределения напряжений в объеме частицы обрабатываемой давлением дискретной среды установлены характерные зоны и поверхности разрушения, определены напряжения на свободной поверхности частицы и, методом характеристик, контактные напряжения.

Порошок представляет собой связно-сыпучую среду, состоящую из большого числа взаимосвязанных частиц. Исходя из известных теоретических положений механики сыпучих сред и прокатки порошков [1], внешнее силовое воздействие на обрабатываемый порошок создается в силу его способности воспринимать и передавать нагрузку, деформироваться и уплотняться. При этом уплотнение находится в функциональной зависимости от большего главного напряжения. Эта зависимость обычно определяется для каждого порошка экспериментально и описывается с большей или меньшей точностью большим числом предложенных эмпирических формул [1, 2, 3, 4].

Уплотнение порошка происходит вследствие более плотной упаковки частиц за счет их взаимного перемещения, пластической деформации и разрушения (образуются более мелкие частицы, заполняющие свободное пространство – поры). При этом увеличивается площадь взаимного контакта, взаимной связи отдельных частиц, уменьшается свобода деформации частиц порошкового тела, возрастает в целом его жесткость (модуль упругости порошкового тела) [2]. Взаимное перемещение частиц среды в условиях всестороннего сжатия предопределяет переориентацию действующих на них контактных напряжений и самих поверхностей контактов. Это имитирует многократность по-разному направленного силового воздействия на частицы порошка, приводящего к по-разному направленным их деформациям, что интенсифицирует их дробление при одном цикле нагружения.

Деформация порошка за счет взаимного перемещения и, естественно, переориентации частиц – структурная (сдвиговая) деформация – происходит согласно

критерию прочности Мора-Кулона [5] при достижении касательных напряжений по поверхностям скольжения порошка

$$\tau_n = \sigma_n \cdot \operatorname{tg} \varphi + c, \quad (2)$$

где σ_n - нормальное к поверхности сдвига напряжение,

c - сцепление частиц (сопротивление сдвигу при нормальном к поверхности сдвига напряжении равном 0),

φ - угол межчастичного трения.

Условие пластичности связно-сыпучей среды в этом случае описывается системой уравнений:

$$\begin{cases} \sigma_x, \sigma_y = \sigma_{cp} \cdot (1 \pm \sin \varphi \cdot \cos 2\delta) - \sigma_c, \\ \tau = \sigma_{cp} \cdot \sin \varphi \cdot \sin 2\delta \end{cases} \quad (3)$$

где $\sigma_{cp} = 0,5 \cdot (\sigma_x + \sigma_y) + \sigma_c$ - среднее напряжение,

δ - угол, определяющий главное направление,

$\sigma_c = c \cdot \operatorname{ctg} \varphi$ - связность порошковой среды.

Особенность условий пластичности связно-сыпучей среды или, согласно терминологии Губкина С.И., «межкристаллитной деформации» [6] заключается в том, что оно определяется не только разностью главных напряжений (плоская задача), но и величиной большего главного напряжения. Это видно из вытекающего из (3) критерия прочности Мора-Кулона:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = (\sigma_1 + \sigma_3) \cdot \sin \varphi + 2 \cdot c \cdot \cos \varphi, \quad (4)$$

которое при $\varphi \rightarrow 0$, что соответствует уплотнению порошка до компактного состояния, преобразуется в известное условие пластичности Сен-Венана-Трески:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = 2 \cdot c = \sigma_s. \quad (5)$$

Выражения (2) - (5) характеризуют условия предельного состояния связно-сыпучей среды, деформация которой под действием внешних сил обеспечивает многократное, по-разному направленное силовое воздействие на составляющие ее частицы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ложечников Е.Б. Прокатка в порошковой металлургии. - М.:Металлургия, 1987. - 185 с;
2. Жданович Г.М. Некоторые вопросы теории процесса прессования металлических порошков и их смесей. - Минск: БПИ, 1960 - 98 с;
3. Порошковая металлургия и напыленные покрытия: Учебник для вузов/ Анциферов В.Н., Бобров Г.В., Дружинин Л.К. и др.; Под ред. Митина Б.С. - М.:Металлургия, 1987. - 792 с;
4. Степаненко А.В., Исаевич Л.А., Харлан В.Е. Обработка давлением порошковых сред. - Минск: Наука и техника, 1993. - 167 с;
5. Соколовский В.В. Статика сыпучей среды. - М.: Физматгиз, 1960. - 243 с;
6. Губкин С.И. Пластическая деформация металлов: В 2 т. - М.: Металлургиздат, 1960. - Т. 2: Физико-химическая теория пластичности. - 416 с.

Секция 1. КАЧЕСТВО ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 551.13.15.21.19

Соломахо В.Л., Соколовский С.С., Спесивцева Ю.Б. **Повышение качества изделий машиностроения на основе оптимизации нормирования функциональных параметров.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 5-9.

Рассмотрены вопросы рационализации норм точности функциональных параметров изделий, в основу которой положена оптимизация конструкторских размерных цепей. – Библиогр.3.

УДК 621.002.5:658.562.4

Цитович Б.В., Соломахо В.Л., Кусяк А.В., Соколовский С.С. **Роль аттестации испытательного оборудования в обеспечении качества продукции.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 9-13.

Предложенные принципы, цели и задачи позволяют разрабатывать методики аттестации испытательного оборудования, обеспечивающие их успешную работу и получение достоверных результатов испытаний. – Библиогр.4.

УДК 629.4.027.27(043)

Сенько В.И., Пастухов И.Ф., Пастухов М.И. **Об усилении контроля за литыми деталями тележек грузовых вагонов при изготовлении и плановых видах ремонта.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 13-16.

Рассмотрено напряженное состояние рамы тележки грузовых вагонов и степень опасности литейных дефектов в зависимости от зоны и места их расположения. Предложено расширить зоны диагностирования литых деталей, заложенные в инструктивную документацию. - Ил. – 2, Библиогр. 5

УДК 621.833.004.12

Передкова Г.И., Федоренко Е.И., Щербаков Р.Ю. **Разработка системного подхода и методологии управления качеством при производстве зубчатых передач трансмиссий.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 16-24.

Изложены подходы к разработке методологии управления качеством, включающие основополагающие принципы систем ИСО-9000-2000 и TQM, системный подход при формировании баз данных по всему циклу изготовления продукции, нормативные показатели качества цементируемых зубчатых колес, разработанные

УДК 621.43.065.004.12

Груданов В.Я. **Новые ряды предпочтительных чисел в тракторо - и автомобилестроении.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 24-29.

Уточнены значения рядов предпочтительных чисел на основе золотой пропорции и рядом Фибоначчи. Разработана принципиально новая инженерная методика расчета геометрических параметров унифицированных глушителей шума. - Ил. 1, Табл.2, Библиогр.4

УДК 629.114.112

Дзюнь В.А., Минюкович С.М., Тишкевич Е.Г., Шмелев А.В. **Информационно-измерительная система для сертификационных испытаний двигателя методом буксировки.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 29-33.

Рассмотрены вопросы создания информационно-измерительной системы, обеспечивающей возможность получения мощностных и экологических параметров автомобильного двигателя при сертификационных испытаниях. – Библиогр. 4.

УДК 620.178.53

Басинюк В.Л. **Оценка виброакустических параметров и качества изготовления и сборки зубчатых передач.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 33-38.

Показано, что наиболее достоверные данные о качестве изготовления и сборки крупных узлов и трансмиссии в целом может быть получен при реализации стендового комплекса, конструкция которого обеспечивает многопараметрический контроль их параметров функционирования. В целом, определение наиболее технически и экономически рациональной схемы диагностирования определяется характером и конструктивными особенностями объекта и целью контроля, которые могут быть различны для каждого этапа изготовления и сборки узлов и трансмиссии в целом. – Ил. 2, Библиогр. 5.

УДК 621.713

Нифагин В.А.; Соломахо Д.В. **Методика аналитического моделирования реальных профилей при их координатном контроле.**// Современные методы

проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 38-41.

Рассмотрены особенности моделирования реальных поверхностей по результатам их координатного контроля с использованием нелинейных кубических сплайнинтерполяций. – Ил. 1, Библиогр. 2.

УДК 628.517

Басинюк В.Л. Применение малых заглушенных камер при контроле виброакустических характеристик коробок скоростей в цеховых условиях.// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 42-47.

Полные и достоверные данные о качестве изготовления и сборки крупных узлов и трансмиссий в целом может быть получены при реализации разработанного стендового комплекса, конструкция которого обеспечивает многопараметрический контроль их параметров функционирования. В целом, определение наиболее технически и экономически рациональной схемы диагностирования определяется характером и конструктивными особенностями объекта и целью контроля, которые могут быть различны для каждого этапа изготовления и сборки узлов и трансмиссии в целом. - Ил. 4, Табл. 5, Библиогр. 8.

УДК 628

Куновский Э.Б., Минюкович С.М. Использование спектрального анализа для идентификации источников.// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 47-51.

Приведенный в публикации метод идентификации источников шума автомобиля применим и для исследований источников внутреннего шума. Этот метод не требует дорогостоящих беговых барабанов и интенсивметрических исследований, но дает результаты по точности превосходящие метод интенсивметрии, так как идентификация источников шума осуществляется на тех же режимах движения автомобиля, которые предписываются Правилами ЕЭК ООН №51. - Ил.2, Табл.1, Библиогр. 6.

УДК 621.824.32.778

Янкевич Н.С., Климух А.С., Кравчук Л.С. Снижение содержания вредных примесей в отработавших газах ДВС.// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 52-55.

Разработана конструкция глушителя-нейтрализатора отработавших газов двигателей внутреннего сгорания, активный блок которого имеет наборную структуру, что позволяет достичь оптимального соотношения между требованиями по степени очистки и цене. Используемый при этом высокоэффективный палладийсодержащий

катализатор разработан с использованием отходов оптико-механических производств. - Ил.1, Табл.1, Библиогр. 2.

УДК 605.7+331.101

Шинкевич А.Н. **Изделие, конструкция, красота, удобство.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 56-58.

Рассмотрены связи между инженерным конструированием, художественным конструированием и эргономикой. Установлена необходимость ознакомления студентов инженерных специальностей с основами дизайна и эргономики.

УДК 519.1

Медведев С.В., Сухан В.В., Смирнов В.Г., Минченко О.И. **Методы анализа компоновок приспособлений с помощью графов.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 58-62.

Рассмотрены методы анализа компоновок приспособлений с применением алгоритмов нахождения кратчайших путей в графах. Разработан обобщенный алгоритм поиска решений к проектированию на основе анализа ряда предъявляемых требований. Разработаны два принципа анализа компоновок на оптимальность: принцип соседства и принцип исключения, которые могут применяться в случаях проектирования однородных и разнородных компоновок соответственно. – Ил.3, Библиогр.1.

УДК 621.9

Смирнов В.Г., Соколовский С.С., Венгер К.Д. **Расчет геометрических параметров номинально криволинейных поверхностей по контрольным точкам.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 62-65.

Рассматриваются вопросы расчета геометрических параметров номинально криволинейных поверхностей. Обозначаются проблемы связанные с контролем поверхностей высших порядков. Предлагается новая уникальная методика контроля геометрических параметров номинально криволинейных поверхностей по варьируемому количеству контрольных точек. Предложенная методика отличается универсальностью, низкими вычислительными затратами и высокой точностью. Описывается программное обеспечение, разработанное на основе предложенной методики и используемое для проведения вычислительного эксперимента. – Ил. 1.

Раздел 2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАТЕРИАЛОВ И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 681.1

Romanowicz M., Czech M. **Analytical and numerical solution for stress fields in plane shear problem of anisotropic elasticity.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 66-71.

The mathematical model of stress fields in the central part of the flat plate was observed. The numerical and analytical methods were discussed. – Ил.6., Табл.1, Библиогр.2.

УДК 539.3: 621.7

Василевич Ю.В., Неумержицкий В.В. **Об эффективности применения некоторых методов механики деформируемого твердого тела к решению задач технической диагностики.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 71-73.

Дан анализ применения некоторых аналитических и численных методов механики деформируемого твердого тела к решению задач технической диагностики. – Библиогр.

4

УДК 621.793

Спиридонов Н.В., Соков И.О., Пилецкая Л.И. **Исследование триботехнических характеристик композиционных газотермических покрытий на основе железа.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 73-77.

Рассмотрены различные факторы влияющие на адгезию, износостойкость, пористость покрытий. – Ил. 3, Табл. 2, Библиогр. 1.

УДК 669.35–157.539.26

Гурченко П.С., Толстой А.В., Шипко А.А. **Структура и свойства сложнопрофильных шестерен, упрочненных методом объемно-поверхностной.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 78-82.

Исследована структура, триботехнические характеристики и свойства шестерен, упрочненных методом объемно-поверхностной закалки (ОПЗ). Установлено, что износостойкость стали 60ПП, упрочненной методом ОПЗ не уступает износостойкости стали 20ХН3А после цементации. Показано, что использование в качестве материала для изготовления тяжело нагруженных шестерен сталей пониженной прокаливаемости и метода объемно-поверхностной закалки позволяет обеспечить прочность и надежность шестерен, не уступающие цементированным из стали 20ХН3А. При этом

существенно уменьшаются затраты на изготовление изделий за счет применения более дешевых материалов и сокращения длительности цикла упрочнения. Стоимость применяемой стали втрое ниже, затраты электроэнергии уменьшаются в 7 – 15 раз, длительность цикла упрочнения сокращается с 25 – 30 часов до 3 – 5 минут, термические деформации уменьшаются в 2 – 3 раза. Отпадает необходимость в использовании закалочного масла, природного газа, жаропрочных и жароупорных материалов, необходимых при цементации, устраняются вредные выбросы в окружающую среду. – Ил. 2, Табл.1, Библиогр. 4.

УДК 621.74

Демин М.И., Гурченко П.С., Михлюк А.И. **Сталь 40Л – материал для производства высокоэффективной литой дроби.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 83-88.

Сталь 35-40Л, широко применяемая на машиностроительных предприятиях РБ, является высококачественным сырьем для получения литой дроби, не уступающей по своим показателям мировым производителям дроби. Эти показатели достигаются за счет применения индукционной термообработки на разработанной оборудовании. Дробь производимая на МАЗе из широко применяемых марок стали 35 – 40 Л не требует специальной подготовки химического состава и внедрения дополнительного внепечного оборудования. Изготовление стальной литой дроби производится на действующем литейном оборудовании в условиях массового производства деталей машиностроения позволило получить годовой экономический эффект 1961,64 млн. руб. РБ в ценах сентября 2003 года. - Ил. 6, Табл. 2.

УДК 541.16, 536.7

Баркалин В.В. **Квантовые уровни иерархии моделей наноматериалов.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 88-93.

Предложен иерархический подход к построению вычислительных моделей свойств наноструктурированных материалов. Рассмотрены особенности реализации квантовомеханического и квантостатистического уровней моделирования. – Табл. 1, Библиогр. 4.

УДК 62 – 752. 534

Журавков М.А., Савчук А.В. **Расчет прогиба гибкой направляющей при движении сложной нагрузки.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 94-97.

Рассматривается задача о движении сосредоточенной нагрузки по гибкой горизонтально натянутой направляющей. Находится динамический прогиб направляющей при движении нагрузки с постоянной скоростью. – Библиогр. 1

УДК 621.88.024

Кузьмин А.В. **Моделирование и некоторые характеристики поперечных механических волн.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 97-102.

Приведены методы моделирования и некоторые характеристики поперечных механических волн. - Ил. 3, Библиогр. 1.

УДК 539.3

Миклашевич И.А. **Развитие неустойчивости зоны влияния трещины как механизм расслоения композитов.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 102-107.

Расслоение слоистых композитов вдоль слоя рассматривается как развитие колебаний в результате потери устойчивости напряженного слоя, предваряющего распространение трещины. Напряженный слой представляется как балка на упругом основании к которой приложены осевая нагрузка, превосходящая критическую нагрузку Эйлера, и нормальная периодическая нагрузка. В данном случае система может рассматриваться как система с параметрическим возбуждением. Показано, что неустойчивость напряженного может развиваться по разным механизмам в зависимости от параметров нагружения и характеристик слоев композита. - Библиогр. 14.

УДК 629.113

Захарик Ан.М, Захарик Ал.М., Капуста П.П., Вихренко Д.В., Захарик Ю.М. **Исследование прочностных свойств картера ведущего моста большегрузного автомобиля.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 107-109.

На примере картера ведущего моста рассмотрен алгоритм исследования прочностных свойств несущих картерных деталей. Показаны способы определения максимальных значений напряжений в элементах картера. - Ил.2, Табл.2.

УДК 629.113

Захарик Ан.М, Захарик Ал.М., Вихренко Д.В., Захарик Ю.М., Капуста П.П. **Оптимизация элементов конструкции картера ведущего моста большегрузного автомобиля.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 109-113.

На примере картера ведущего моста большегрузного автомобиля показаны конструктивные способы снижения напряжений. Показана возможность создания

оптимальной конструкции корпусной детали ведущего моста с точки зрения прочности и долговечности. - Ил. 7, Табл. 1.

УДК 51:539.3

Босяков С.М., Журавков М.А., Медведев Д.Г. **Применение пакета расширения Structural Mechanics системы Mathematica в расчетах геометрических характеристик плоских сечений.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 113-117.

Описаны функциональные возможности пакета расширения Structural Mechanics системы компьютерной математики Mathematica, позволяющие в символьном и численном виде выполнять расчеты площади сечения, координат центра тяжести, осевых, центробежных моментов инерции, а также визуализировать результаты расчетов. Представлены фрагменты документов, содержащих вычисления геометрических характеристик составного сечения и многоугольника. - Ил. 3, Библиогр. 7.

УДК 539.3:531.2.001:621.81

Мартыненко Т.М. **Безизгибные формы тонкостенных упругих оболочек с монжевой срединной поверхностью.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 118-120.

Рассматривается задача выбора такой геометрической формы тонкостенных упругих оболочек, в которых заданная внешняя нагрузка вызывает только безмоментное напряженно-деформированное состояние (т.е. не изменяет кривизны срединной поверхности, а вызывает только растягивающие усилия). Эта задача решается в рамках теории Кирхгофа – Лява. - Библиогр. 4.

УДК 621.922.546

Лысов А.А., Аршиков А.С. **Исследование контактного взаимодействия и характера разрушения инструментальных алмазно-металлических композиций.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 120-125.

Изучены особенности строения инструментальных алмазно-металлических материалов. Исследовано влияния адгезионно-активных добавок на прочность закрепления режущих алмазных зерен в металлических матрицах. Рассмотрен механизм разрушения инструментальных алмазно-металлических композиций. - Ил 3, Библиогр. 5.

УДК 625.855.3

Гришанов В.В. **О проблеме усталостного растрескивания асфальтобетонных покрытий в связи с увеличением осевых нагрузок транспортных средств.**//

Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 125-128.

Рассмотрен вопрос необходимости проектирования транспортных средств, особенно сверх тяжелых транспортных средств, неразрывно с вопросом проектирования составов асфальтобетонных покрытий. Необходимо непосредственное взаимодействие специалистов двух отраслей для положительного решения возникшей проблемы.

УДК 621.839.1

Акимов В.А. **Совместное вращение двух полусфер вокруг пересекающихся осей.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 128-132.

Выведена формула передаваемого момента при совместном вращении двух полусфер вокруг пересекающихся осей. - Библиогр. 3.

УДК 517:531.112

Локтионов А.В., Гусаков А.В. **Оценка методов расчета кинематических параметров пространственного исполнительного механизма.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 132-136.

Векторный метод расчета кинематических параметров исполнительных механизмов следует использовать для роботов, звенья которых расположены в одной плоскости. Такой метод расчета достаточно сложен и неприменим для пространственных схем размещения звеньев роботов-манипуляторов. Целесообразно, с использованием компьютерных технологий разработать методику расчета кинематических параметров различных по конструктивному исполнению пространственных исполнительных механизмов роботов-манипуляторов. - Ил. 1, Библиогр. 11.

УДК 624.075

Овсянко В.М. **Удар вязкоупругого тела о жёсткое основание.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 136-141.

На основе методики, описанной в данной работе, расчёт таких балок (или аналогичных любых стержневых систем) может быть выполнен на действие различного вида ударов. - Ил. 3, Библиогр. 8.

УДК 621.382: 533.9

Подлозный Э.Д. **Физико-химические процессы при термообработке композиционных материалов.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2.

В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 142-148.

Исследованы физико-химические процессы, протекающие при термообработке покрытия (слоя) на основе мелкозернистого бетона, состоящего из белого портландцемента и наполнителя – эмалевой фритты или гранодиорита. Проведен термодинамический анализ систем и выполнены расчеты на ЭВМ. Определены составы фаз (газовой и конденсированной) до $t = 3000 \text{ K}$. – Ил. 6, Библиогр. 8.

УДК 624.074.4

Громыко А.О., Громыко О.В., Журавков М.А., Медведев Д.Г. **Круглая зеркально-пленочная мембрана с предварительным натяжением.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 149-154.

Исследуются оптические характеристики концентратора солнечной энергии в форме круглой зеркально-пленочной мембраны с предварительным натяжением, позволяющим управлять формой ее поверхности. Поскольку идеальным концентратором является зеркальная поверхность параболоидной формы, собирающая параллельные лучи в одну точку-фокус, если эти лучи параллельны главной оптической оси параболоида, то рассмотрены вопросы управления деформированной формой мембраны. Приведены результаты аналитических и численных решений. - Ил. 11, Библиогр. 4.

УДК 621.88.084

Алейникова О.И. **Об определении модулей упругости второго рода для анизотропных тел.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 155-158.

На основе нового представления компонент тензора напряжений и деформаций через класс квазигармонических функций в работе изложен метод определения модулей сдвига ортотропного тела по известным значениям модулей Юнга и коэффициентов Пуассона. – Табл. 2

УДК 620.10

Протасеня М.Л., Ларченков В.Л., Ларченков Л.В. **“О скручивании двутавровых балок при изгибе в продольной плоскости.”**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 158-163.

В работе представлена методика и теоретический расчет двутавровой балки, свободно лежащей на опорах с большим расстоянием между ними, на скручивание при изгибе в продольной плоскости от воздействия на нее сосредоточенной силы, которая приложена в центре поперечного сечения посередине пролета. - Ил.1. Табл.1. Библиогр.10.

УДК 621.793.092

Стрикель Н.И., Бобарикин Ю.Л., Лискович М.И., Пархоменко Д.А. **О возможности нанесения металлопорошкового покрытия на внутреннюю поверхность полый заготовки методом совместной вытяжки.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 163-168.

Полученные формулы могут быть использованы при разработке новых анизотропных материалов с заранее заданными характеристиками для определения их деформационных и прочностных характеристик. - Ил. ,3. Табл. 1., Библиогр. 12.

УДК 624.074.4

Громыко А.О., Громыко О.В., Журавков М.А., Медведев Д.Г. **Деформации круглой мембраны, подкрепленной диаметрными нитями.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 168-176.

Рассмотрена линейная задача определения деформированной формы круглой мембраны, подкрепленной диаметрными нитями (которые широко применяются в гелиотехнике при разработке и проектировании концентраторов солнечной энергии). Мембрана нагружена равномерным давлением и имеет предварительное натяжение в плоскости. Подкрепляющие нити также предварительно растянуты силами. Считается, что натяжение мембраны и силы натяжения нитей являются заданными и не зависят от прогибов мембраны и нити. - Ил. 4.

УДК 621.927

Дубовская Е.М. **Анализ механизма деформации и разрушения частиц связно-сыпучей среды при ее обработке давлением.**// Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. - Т. 2. Качество изделий машиностроения. Проектирование материалов и конструкций. - Мн., 2004. - С. 176-179.

Для обоснования технологических параметров и режимов процесса измельчения материалов в валковых и роliko-кольцевых мельницах выполнен анализ механизма деформации и разрушения частиц связно-сыпучей среды с построением в них полей линий скольжения и выделением поверхностей физического разрушения частиц. Определены напряжения на свободной поверхности частицы и, методом характеристик, контактные напряжения. Показаны условия предельного состояния связно-сыпучей среды, деформация которой под действием внешних сил обеспечивает многократное, по-разному направленное силовое воздействие на составляющие ее частицы. - Ил. 2, Библиогр. 6.

Научное издание

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН
РЕСПУБЛИКАНСКИЙ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЙ СБОРНИК
НАУЧНЫХ ТРУДОВ

Выпуск 2

В 7 томах

Том 2
КАЧЕСТВО ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ.
ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАТЕРИАЛОВ И КОНСТРУКЦИЙ

Научные редакторы тома: профессор, доктор технических наук В.Л. Соломахо; доцент, кандидат технических наук Н.А. Кусакин; доцент, кандидат технических наук П.С. Серенков; профессор, доктор технических наук Ю.В. Василевич; профессор, доктор физико-математических наук А.В. Чигарев; профессор, доктор технических наук П.С. Гурченко

Под общей редакцией академика НАН Беларуси П.А. Витязя

Ответственный за выпуск П.П. Капуста

Технические редакторы: О.А. Курятова, Е.Н. Юркевич, А.Н. Воробей

Подписано в печать 26.11.04. Формат 60x84/8
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 22,32 . Уч. изд. л. 24,2 . Тираж 300 экз. Заказ № 459.

Издательство УП «Технопринт», лицензия № 02330/0056932 от 30.04.2004.
Отпечатано на УП «Технопринт», лицензия № 02330/0133109 от 30.04.2004.
220013, Минск, пр-т Ф. Скорины, 65, корп. 14, оф. 205, тел. 231-86-93