

ВЕСТНИК  
НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО  
УНИВЕРСИТЕТА "ХПИ"

Сборник научных трудов  
Тематический выпуск 9'2008  
"МАШИНОВЕДЕНИЕ И САПР"

Издание основано Национальным техническим университетом  
"Харьковский Политехнический Институт" в 2001 году

**КООРДИНАЦИОННЫЙ СОВЕТ:**

**Председатель**

Л.Л.Товажнянский, д-р техн. наук,  
проф.

**Секретарь координационного  
совета**

К.А.Горбунов, канд. техн. наук, доц.

А.П.Марченко, д-р техн. наук, проф.;  
Е.И.Сокол, д-р техн. наук, проф.;  
Е.Е.Александров, д-р техн. наук, проф.;  
Т.С.Воропай, д-р фил. наук, проф.;  
М.Д.Годлевский, д-р техн. наук, проф.;  
А.И.Грабченко, д-р техн. наук, проф.;  
В.Г.Данько, д-р техн. наук, проф.;  
В.Д.Дмитриенко, д-р техн. наук, проф.;  
В.Б.Клепиков, д-р техн. наук, проф.;  
П.А.Качанов, д-р техн. наук, проф.;  
В.А.Лозовой, д-р фил. наук, проф.;  
О.К.Морачковский, д-р техн. наук, проф.;  
П.Г.Перерва, д-р экон. наук, проф.;  
Н.И.Погорелов, канд. экон. наук, проф.;  
М.И.Рыщенко, д-р техн. наук, проф.;  
В.Б.Самородов, д-р техн. наук, проф.;  
В.П.Себко, д-р техн. наук, проф.;  
В.И.Тарап, д-р техн. наук, проф.;  
Ю.В.Тимофеев, д-р техн. наук, проф.;  
Н.А.Ткачук, д-р техн. наук, проф.;

**Государственное издание**

Свидетельство Госкомитета по  
информационной политике  
Украины  
КВ № 5256 от 2 июля 2001 года

**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:**

**Ответственный редактор:**

Н.А.Ткачук, д-р техн. наук, проф.

**Ответственный секретарь:**

А.В.Ткачук, канд. техн. наук, ст.н.с.

Е.Е.Александров, д-р техн. наук, проф.;  
В.С.Гапонов, д-р техн. наук, проф.;  
Г.Н.Жолткевич, д-р техн. наук, проф.;  
А.А.Зарубина, канд. техн. наук, проф.;  
В.Б.Зеленский, канд. техн. наук, доц.;  
Г.И.Львов, д-р техн. наук, проф.;  
А.Д.Чепурной, д-р техн. наук, проф.

Адрес редколлегии: 61002, Харьков,  
ул. Фрунзе, 21. НТУ "ХПИ".

Каф. ТММиСАПР,  
тел. (0572) 7076-902.

Харьков 2008

Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПИ". – 2008. – № 9. – 151 с.

У збірнику представлені результати досліджень кінематики, динаміки, напружено-деформованого стану елементів сучасних машин, а також методи, моделі та системи їх автоматизованого проектування. Для викладачів, наукових співробітників, спеціалістів.

В сборнике представлены результаты исследований кинематики, динамики, напряженно-деформированного состояния элементов современных машин, а также методы, модели и системы их автоматизированного проектирования. Для преподавателей, научных сотрудников, специалистов.

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ "ХПИ".  
Протокол № 5 від 18 квітня 2008 р.

© Національний технічний університет "ХПИ"

**О.В. АКИМОВ**, канд. техн. наук, **В.А. СОЛОШЕНКО**, канд. техн. наук,  
**А.П. МАРЧЕНКО**, докт. техн. наук, НТУ „ХПИ”,  
**В.А. ПЕТРОСЯНЦ**, канд. техн. наук, АО „Турбо-Веста”, г. Харьков

### **ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ КОМПЬЮТЕРНО-ИНТЕГРИРОВАННОГО РЕСУРСНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ К ЛИТЫМ ДЕТАЛЯМ ДВС ПО КРИТЕРИЮ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК НА ПРИМЕРЕ КОЛЕСА ТУРБИНЫ ТУРБОКОМПРЕССОРА**

Розглядаються проблеми впливу технологічних відхилень на міцнісні та динамічні характеристики турбокомпресора. Знайдена щільність розподілу перевантаження для системи з 11 лезами і дисперсією для „параметра розладу” 0.5-3.0 під дією 5-ї, 6-ї збуджуваних гармонік. Розглядається деформація воскової моделі турбіни при охолодженні (третя стадія виробництва). Таке пошкодження приводить до скорочення нахилу лез в зовнішньому діаметрі біля отвору турбіни до  $4 \pm 0.5$  градусів. Виконаний перехідний тепловий і термопружний аналіз для одного сектора моделі з використанням методу скінченних елементів. Сформульована і розв’язана зворотна задача отримання заданого кінцевого профілю леза турбіни.

The problems of the technological deviations influence on the turbo-chargers strength and dynamic characteristics are considered. One has found density of distribution of overloading for the system with 11 blades and dispersion for „detuning parameter” 0.5-3.0 under action of the 5, 6 excitation harmonic. The deformation of the wax model of turbine being cooled down (third stage of manufacturing) is considered. This spoilage leads to reduction of blades inclination at the external diameter near the turbine’s orifice down to  $4 \pm 0.5$  degrees. Transient thermal and thermo-elastic analyses for the single sector of the model are performed applying finite element method. The “reverse problem” of obtaining given final profile of the turbine blade is formulated and solved.

**Введение.** Для форсирования ДВС путем наддува широко используют турбокомпрессоры (ТКР), утилизирующие остаточную энергию газов, отработавших в цилиндрах ДВС. Проблемам проектирования конструкций колес ТКР и их оптимизации по газодинамическим, прочностным и динамическим критериям посвящено большое число публикаций [1-3]. Конструкции украинских турбокомпрессоров серии „ТВ” (ТКР-7.5ТВ, ТКР-8.5ТВ и их модификации) для дизелей сельскохозяйственных и транспортных машин по своим конструктивным характеристикам не уступают лучшим зарубежным аналогам.

В соответствии с критерием эксплуатационных характеристик литых деталей ДВС (детали, детерминирующие показатели мощности, расхода топлива, КПД и т.п.) при компьютерно-интегрированном ресурсном проектировании необходимо проведение следующих исследований:

Ø Исследование влияния геометрии литых деталей ДВС на их эксплуатационные характеристики.

Ø Идентификация возможных отклонений геометрии литых деталей на этапах технологического процесса их изготовления.

Ø Моделирование фазовых переходов при изготовлении литых деталей.  
Ø Исследование НДС и его влияния на геометрию литых деталей.

Однако качество реального ТКР помимо стадии проектирования во многом определяется качеством стадии изготовления, что связано с наличием определенного уровня технологии и системы управления (контроля) качества. При этом опытный и серийно выпускаемый образцы реально могут иметь различные показатели качества. К числу производственных операций, определяющих потребительский уровень турбокомпрессора как изделия, относятся достижение требуемой шероховатости газовых и воздушных каналов, точного соответствия конструктивным реальным размерам подшипника скольжения, зазоров, проходных сечений диффузоров и улиток, качественное выполнение операций сварки трением турбоколеса и вала, балансировки ротора и другие. Но, как и при проектировании, особенно существенными являются технологические погрешности при изготовлении рабочих колес ТКР. Рабочие колеса турбины и компрессора, являющиеся наиболее функциональными и нагруженными элементами турбокомпрессора, фактически определяют качество всей конструкции. Опыт контрольных исследований в рамках авторского надзора за качеством изготовления турбокомпрессоров, в частности отливки рабочих колес ТКР ОАО „АВТРАМАТ” (г. Харьков) и ОАО „Купянский литейный завод” (г. Купянск, Харьковская обл.) показывают наличие потенциальных возможностей для улучшения качества серийно изготавливаемых изделий.

Как известно, „качество” – это совокупность свойств и характеристик продукции или услуг, которые придают им способность удовлетворять обусловленные или предполагаемые потребности. Для турбокомпрессора таковыми являются эффективность рабочего процесса (оцениваемая КПД турбокомпрессора или снижением удельного эффективного расхода топлива двигателей во всем поле рабочих режимов), и уровень надежности. Погрешности изготовления, соответственно, могут как ухудшать рабочие (газодинамические) характеристики турбокомпрессора, так и снижать запас прочности, приводя в целом к повышению расхода топлива двигателем, невыходу на планируемый уровень мощности, поломкам рабочих колес. В связи с отсутствием в литературе результатов исследований по вопросам чувствительности конструкций рабочих колес ТКР к технологическим ошибкам в настоящей статье сделана попытка проанализировать уровень погрешностей формообразования рабочих колес турбин и наметить пути для их дальнейшего изучения и минимизации.

Технология изготовления рабочих колес в мировой практике машиностроения относится к так называемым „высоким технологиям”, что подчеркивает их сложность и наукоемкость. Рабочие колеса турбин изготавливают методом литья по выплавляемым моделям. При относительно низкой себестоимости и высокой производительности, характерных для данного метода, имеется ряд технологических проблем, затрудняющих получение рабочих колес с планируемой геометрией ввиду неизбежных погрешностей, возникающих на разных этапах изготовления. Таких этапов, считая их совпадающими с числом отражений поверхностей профиля, для турбинного колеса пять.

Первоначально при отработке технологии серийного производства колес турбин основное внимание уделялось стабильности поля толщин для лопаток, имеющих сложную пространственную форму. Однако при переходе от методов проектирования по аналогу (с последующей экспериментальной доводкой) к компьютерным методам моделирования и оптимального проектирования (по газодинамическим и прочностным параметрам) выяснилось, что отклонения профиля лопатки колеса турбины от номинального, возникающие в процессе изготовления и трудно контролируемые, существенно влияют на основные рабочие характеристики (КПД турбины и турбокомпрессора в целом).

### 1. Влияние технологических погрешностей формообразования турбоколеса на газодинамические характеристики турбокомпрессоров. Основ-

ванием для исследования в данном направлении послужили не вполне удовлетворительные результаты газодинамических испытаний рабочих колес турбин ТКР-7.5ТВ. Как выяснилось после исследования, это объяснялось технологическими отклонениями профиля лопатки от номинального. Чувствительность газодинамических характеристик (уровня наддува, КПД), определяемая из анализа их чувствительности к выходному углу лопатки  $\beta$  (рис. 1), оказалась столь высокой для оптимального проекта, что 20...40% эффекта (1...2% КПД колеса) от оптимизации „съедалось” неточностью изготовления (рис. 2). Как видно из рис. 2, оптимальный проект ( $\beta_2$ ) более чувствителен к погрешностям изготовления, чем прежние параметры ( $\beta_1$ ), а среднее значение реальной величины угла  $\beta$  ( $\beta_3$ ), как правило, меньше оптимального.

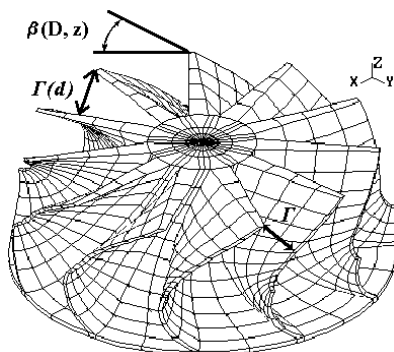
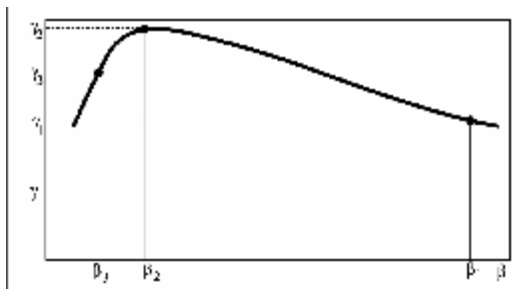


Рис. 1 Контролируемые параметры геометрии „восковки” турбины ТКР-7.5ТВ:  
 $\Gamma(d)$  – „горловое сечение” канала;  
 $\beta(D, z)$  – угол наклона лопатки турбины на выходе

Рис. 2. Характер зависимости КПД ( $\gamma$ ) колеса турбины ТКР-7.5ТВ от угла наклона лопатки ( $\beta$ ) на выходе канала:  
 $\beta_1$  – до оптимизации;  
 $\beta_2$  – после численной оптимизации;  
 $\beta_3$  – при изготовлении оптимального проекта



Для оценки возможности изменения геометрии межлопаточного канала вследствие деформирования профиля лопатки во время изготовления были проведены выборочные измерения „горлового сечения” каналов  $\Gamma$  колес турбин (т.е. наименьшего расстояния от поверхности корытца на выходе на заданном диаметре одной лопатки до поверхности спинки соседней лопатки, см. рис. 1).

Таблица 1

Замеры „горловых сечений”  $\Gamma(d = 71 \text{ мм})$ , мм лопаток пяти восковых моделей колеса турбины ТКР-7.5ТВ

№ кол.	Номер лопатки										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	8.85	8.85	8.85	8.85	8.7	8.9	8.8	8.8	8.95	8.7	8.9
2	8.8	8.7	0.9	8.75	8.95	8.85	8.7	8.75	8.7	8.8	8.8
3	8.75	8.85	8.85	8.75	8.95	8.75	8.75	8.75	8.8	8.8	8.8
4	8.7	8.75	8.8	8.5	8.9	8.7	8.6	9.0	8.7	8.8	8.8
5	8.7	8.7	8.65	8.9	8.8	8.7	8.7	8.7	8.65	8.75	8.7

Для колеса турбины ТКР-7.5ТВ измерения „горлового сечения” на периферийном диаметре  $D_{2n}$  (71 мм) пяти восковок дали стабильный размер 8.8 мм с максимальным отклонением 0.2 мм (табл. 1). Внешний диаметр этих восковок  $D_1=79.1$  мм при номинальном размере на пресс-форме  $D_1=80$  мм,  $D_{2n}=72$  мм. Если вставлять вытеснитель в канал восковки, то зазор составляет около 1мм между восковкой и формой вытеснителя. Планируемый при проектировании размер „горлового сечения” ( $\Gamma$ ) на  $d = 71$  мм составлял 9.6 мм. Снижение размера „горлового сечения” ( $\Gamma$ ) до 7.1...8.8 мм соответствует уменьшению угла наклона направляющей профиля  $\beta$  на  $d = 71$  мм на  $4.5^\circ \pm 1^\circ$ .

При исследовании отливки колеса турбины ТКР-8.5 установлено следующее. Пластмассовый вытеснитель не доходил до конца канала отливки примерно на 4 мм (для разных отливок: 4.2, 4.5, 4.3, 3.9, 4.4, 4.6, 3.9 мм). Замечено, что проникновению вытеснителя в канал (который должен полностью повторять форму вытеснителя) мешает преждевременный контакт поверхностей у выхода турбины, что характеризует уменьшение угла наклона направляющей профиля металлической отливки. Аналогичная операция, проведенная для восковки, показала, что вытеснитель входит глубже в восковку (зазор – 0.7... 1.5 мм). Несмотря на то, что восковка кажется более близкой к планируемой геометрии, именно в ней заложена основная доля конечной погрешности.

Контрольные замеры  $\Gamma$  на номинальном диаметре  $D_{2n}=81$  мм у 8 рабочих колес турбин ТКР-8.5ТВ, прошедших рабочие испытания, показали вместо номинального размера 10.6 мм средний 10.0 мм с отклонением 0.2 мм. Одно из колес имело изменение размера „горлового сечения” в диапазоне от 9.0 до 11.0 мм, в том числе и 10.5 мм. Оно показало худшие рабочие характеристики. Остальные колеса имели меньший КПД на 1...2% из-за погрешностей в геометрии колес.

**2. Анализ погрешностей формообразования по технологическим этапам.** Для серийной технологии изготовления рабочих колес был проведен анализ технологических этапов на предмет возникновения погрешности формообразования (в частности размера „горлового сечения”). При этом ставились задачи:

Ø статистической оценки погрешностей, вносимых на каждом этапе изготовления с выделением случайной и систематической составляющих;

Ø исследования факторов, определяющих закономерные изменения геометрических размеров, с целью прогнозирования, стабилизации и учета суммарных технологических изменений при подготовке исходных таблиц для станков с ЧПУ при изготовлении исходных мастер-форм для вытеснителей;

Ø исследования факторов, определяющих случайный разброс геометрии для технологически оправданной его минимизации;

Ø разработки рациональной системы контрольных операций для технологического процесса изготовления колес.

*Этап 1.* Изготовление мастер-формы (пресс-формы) для литья вытеснителя фрезерованием трех поверхностей: спинки, корытца и замыкающей поверхности корытца на осесимметричных заготовках на станке с ЧПУ. Фрезерование производится путем последовательных проходов фрезой вдоль образующей в торцевой плоскости колеса с шагом вдоль осевой протяженности 0.01 м. Затем поверхности полируются. Погрешность этого этапа невелика и носит преимущественно случайный характер.

*Этап 2.* Изготовление пресс-формы производится в две операции в следующем порядке: вытеснители отливаются, а затем собираются в пресс-форму.

При изготовлении вытеснителей пластмасса заливается в мастер-форму. Погрешности такой операции связаны с недостаточной точностью позиционирования вытеснителя канала и его платформы – конусной призмы с углом, равным  $360/N$ . Изготовленные вытеснители после ручной дообработки собираются в пресс-форму. Это одна из наиболее ответственных операций. В ней  $N$  раз сопрягают поверхности корытца на отлитых вытеснителях. Даже при зазоре между ними около 0.001 м (см. этап 1) на последнем вытеснителе накапливается ошибка  $0.1 \cdot N$  мм, которая устраняется ручной подгонкой. Данная операция (на втором этапе) определена как *основной источник погрешностей случайного характера*.

На *третьем этапе* изготавливаются восковые модели колеса (восковки). Вносимые погрешности связаны с усадкой восковой модели и пространственным деформированием восковки рабочих колес ввиду неравномерного отвода тепла от лопаток и ступицы. Ключевое значение имеет низкий уровень теплопроводности восковой модели по сравнению с металлической отливкой, технологически определенная высокая скорость охлаждения восковки (в течение 5 минут путем погружения в воду), низкий модуль упругости воска.

Данный этап оценен как *основной источник погрешностей систематического характера*, влияющих на уменьшение линейных размеров и возник-

новение угловых деформаций (уменьшение угла выхода потока из колеса).

На *этапе 4* методом многократного покрытия восковой модели (10-12 раз) специальной суспензией с последующим ее высыханием изготавливается литниковая керамическая форма колеса турбины. Вносимые погрешности связаны с температурным расширением керамической формы при заливке расплава.

Во время *последнего этапа* производится отливка жаропрочного сплава в пресс-форму. Вносимые погрешности на данном этапе можно считать незначительными и компенсируемыми ошибки предыдущего этапа (за счет расширения керамической формы).

В связи с наличием источников погрешностей систематического и случайного характера при производстве поставлена задача, во-первых, стабилизировать ошибки, носящие закономерный характер (путем сохранения режима литья восковки), рассчитывать и учитывать их при подготовке данных для управляющих программ для станков с ЧПУ. Во-вторых, минимизировать ошибки случайного характера, возникающие преимущественно на этапе сборки пресс-формы путем повышения точности предыдущих этапов. В-третьих, без наличия определенного уровня культуры производства, включающего, кроме высокой технологической дисциплины, еще и контроль всех слагаемых качества, невозможно повышение качества турбин в целом. В этой связи было предложено внести в технологический процесс изготовления отливки колес операцию контроля величины „горлового сечения” канала.

**3. Стабильность поля толщин лопаток турбин ТКР.** Внимание стабильности поля толщин лопаток уделялось с самого начала отработки технологии серийного производства крыльчаток турбин. Именно с целью повышения стабильности поля толщин лопаток совершенствовалась технология изготовления пресс-формы, в частности, раздельное изготовление вытеснителей пресс-формы фрезерованием было заменено отливкой в мастер-форму. В табл. 2 приводятся результаты статистической обработки замеров толщин  $T(i)$  в 13 точках 36 лопаток колес турбины ТКР-11 производства КЛЗ, полученных путем последовательного стачивания рабочего колеса – средние значения толщины  $M[T(i)]$  и стандартное отклонение  $\sigma[T(i)]$ . Расположение точек, для которых проводились измерения толщин, показаны на цилиндрической проекции лопатки (рис. 3). Как видно из табл. 2, средняя разнотолщинность в некоторых точках достигает 19 %.

За счет усложнения технологии изготовления пресс-форм для выплавляемых моделей уровень разнотолщинности по сходным точкам лопаток был снижен. Так по контрольным замерам изделий АО „АВТРАМАТ” эта величина не превосходила  $0.15 \cdot 10^{-3}$  м, что соответствует требованиям технических условий.

**4. Влияние „разнотолщинности” лопаток на статическую проч-**

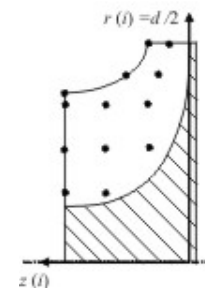


Рис. 3 Цилиндрическая проекция ТКР-11

**ность рабочих колес турбин.** На рис. 4 приводятся характерные распределения интенсивности напряжений  $\sigma_i$  колес турбин до оптимизации геометрии профиля лопатки по совместным критериям газодинамики и прочности (рис. 4, А – ТКР-11) и после (рис. 4, Б – ТКР-8.5ТВ) в поле центробежных сил. Обычно после этапа оптимизации средний уровень напряжений повышается, а полученный проект является более чувствительным к технологическим погрешностям геометрии. Запас статической прочности оптимизированных турбоколес составляет около 2,0.

Таблица 2

Статистические характеристики толщины  $T(i)$ , мм ТКР-11

$i$ узла	$z(i)$ , мм	$d(i)$ , мм	$M[T(i)]$ , мм	$\sigma[T(i)]$	$(\sigma/M) 100\%$
1	12.5	110	1.24	0.139	11
2	6	110	1.70	0.089	5.2
3	16.6	94	1.64	0.211	13
4	8	94	2.19	0.103	4.7
5	26	85	0.86	0.128	15
6	26	78	1.05	0.200	19
7	18	78	1.77	0.159	9
8	8	78	2.56	0.148	5.8
9	26	62	1.40	0.120	8.6
10	18	62	2.24	0.128	5.7
11	8	62	2.97	0.117	4.0
12	26	46	1.72	0.168	9.8
13	18	46	2.42	0.166	7.0

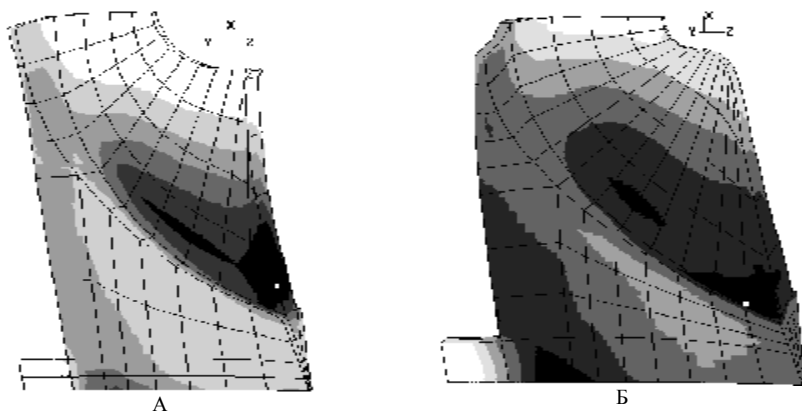


Рис. 4. Характерный вид распределения интенсивности напряжений  $\sigma_i$  колес турбин в поле центробежных сил: А – до оптимизации (ТКР-11); Б – после оптимизации по газодинамическим характеристикам (ТКР-8.5ТВ)

Для нахождения предельных и статистических оценок разброса  $\sigma_i^{max}$

турбинных колес ТКР использовалась теория анализа чувствительности (АЧ) применительно к конечно-элементной модели колеса на базе трехмерных изопараметрических 20-узловых конечных элементов (КЭ). На рис. 5 дана картина АЧ максимальной интенсивности напряжений к нормальным приращениям узлов КЭ сетки  $\partial(\sigma_i^{max})/\partial(\dot{n})$  для колеса турбины ТКР-8.5ТВ. По картине АЧ  $\sigma_i^{max}$  к толщине турбины ТКР-8.5ТВ и дисперсии допускаемой и реальной разнотолщинности по поверхности

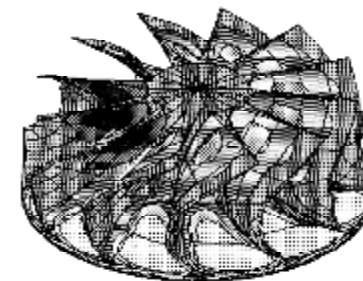


Рис. 5.  $\partial(\sigma_i^{max})/\partial(\dot{n})$  для колеса турбины ТКР-8.5ТВ

лопатки и ступицы рассчитано стандартное отклонение  $\sigma_i^{max}$ , равное 1.6% от  $\sigma_i^{max}_{ном}$ , что указывает на относительно невысокое влияние разнотолщинности на максимальные напряжения в поле центробежных сил. Качественно из рис. 5 видно, что область у корня лопатки на выходе потока для спинки и корытца имеет чувствительность разного знака, то есть наибольшее влияние на  $\sigma_i^{max}$  оказывает перемещение срединной поверхности лопатки, а не изменение толщины. Для области лопатки вдоль внешнего меридионального обвода напротив –  $\sigma_i^{max}$  растет с увеличением толщины. Снижение толщины межлопаточной области диска приводит к снижению  $\sigma_i^{max}$ .

Учет погрешностей формообразования колеса турбины практически не меняет величины и характера температурного воздействия со стороны отрабатанных в цилиндрах ДВС газов.

**5. Влияние технологических погрешностей на характеристики динамической прочности рабочих колес турбин.** Реальная „разнотолщинность” лопаток приводит также к частотной расстройке лопаток идеально циклически-симметричной конструкции (ЦСК) колеса. Это сказывается на расслоении ранее кратных собственных частот (СЧ) колебаний лопаточного венца, искажении ранее гармонических в окружном направлении (для сходных точек) собственных форм (СФ) колебаний, вызывает перераспределение энергии при вынужденных колебаниях между лопатками и, в конечном итоге, приводит к разбросу резонансных напряжений, повышению динамической нагруженности лопаточного венца ТКР в целом. С учетом известного характера кривой усталостной прочности 50% повышение динамических напряжений ( $\sigma_i^{max}$ ) может в 3-5 раз снизить ресурс изделия.

Неразъемность колеса и высокие СЧ обуславливают относительно малые уровни демпфирования, что повышает опасность резонансных напряжений. Кроме того, структура спектра СЧ такова (табл. 3), что в нижней части располагается пакет „лопаточных” частот колебаний, порожденный первой СФ колебаний изолированной лопатки. Относительная плотность этого пакета

соизмерима с величиной частотной расстройкой изолированной лопатки, что характеризует наиболее опасную, в смысле возможности реализации максимальной перегрузки, область соотношения параметров.

Таблица 3

Собственные частоты  $\omega_i$  лопаток, диска и турбоколеса ТКР-8.5ТВ, Гц

I	Изолированная лопатка турбоколеса			Ступица турбоколеса (без лопаток)		
	1	2	3	1	2	3
$\omega_i$	7242	15032	19292	9950*	1005	10875*

№	Лопаточное колесо турбины (лопаточный пакет СФ), * – кратные частоты					
i	1, 2	3, 4	5, 6	7, 8	9, 10	11
$p_i$	6075*	6126*	6135*	6140*	6145*	6365
m	1	2	3	4	5	0

I	Дисковые СФ		Лопаточный пакет СФ на основе 2-й СФ лопатки					
	12	13, 14	15, 16	17, 18	19, 20	21, 22	23, 24	25
$p_i$	10490	10690	12000	12190	12285	12333	12355	12990
M	0	1	2	3	4	5	6	0

Заслуживает внимание две постановки задачи – *экстремальная и статистическая*. Первую можно сформулировать следующим образом: „Насколько максимально могут увеличиться резонансные напряжения (эту величину называют „перегрузкой” ( $\beta$ )) при наихудшем расположении разночастотных лопаток, и реализуемы ли данные значения для характерных погрешностей формообразования серийной технологии изготовления?”. Независимо от характера связи лопаток как подсистем ЦСК (упругой, инерционной, аэроупругой и т.д.) подсчитано максимально возможное значение перегрузки ( $\max \beta$ ) 11-лопаточного колеса для резонанса на ранее кратной СЧ  $\max \beta^{кр} = 1,67$  (для некротной СЧ –  $\max \beta^{некр} = 2,16$ ).

Исходя из специфики спектра СФ колеса (нижний пакет СФ колеса порожден первой СФ лопатки, зоны высокой чувствительности колебаний данного пакета расположены на лопатках – рис. 6, фактор плотности СЧ пакета важнее точного соответствия частот) далее использовалась дискретная модель лопаточного венца (рис. 6) с упругой связью подсистем, соответствующей колесам турбин ТКР-8,5ТВ по значению и ширине „лопаточного” пакета СЧ. В настоящей работе для такой модели проведена оценка реализуемости

(табл. 4) наихудших частотных расстроек. Как показано ниже, все значения частотных расстроек находятся в коридоре возможных частотных отклонений используемой серийной технологии.

Частотная расстройка лопаток для литейной технологии изготовления всего колеса носит случайный характер и не допускает селективной сборки (в отличие от осевых турбомашин). В *статистической* постановке задачи по статистическим характеристикам отклонений геометрии (или разночастотности) лопаток (как правило используется гипотеза нормального распределения) исследуется плотность вероятности перегрузки при резонансных колебаниях. Чтобы ответить на вопрос, приведет ли повышение точности формообразования колес (например, за счет освоения новых технологий) к снижению перегрузки в статистической постановке, требуется построить зависимость стохастических характеристик перегрузки от исходных характеристик (дисперсии разночастотности лопаток).

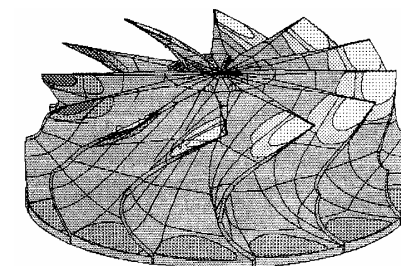


Рис. 6. АЧ синфазной СЧ  $\partial(p_{13})/\partial(\dot{n})$  лопаточного пакета СЧ (турбина ТКР-8.5ТВ)

Таблица 4

Наихудшие (четные) расстройки  $PR_i = (\Delta p_i^2 / p_{ном}^2) / R^2$ , вызывающие максимальную перегрузку  $\beta^{max}$  при резонансе k-й гармоники возбуждения ( $p_{ном} = 7,5$  КГц, вязкое трение  $n = 0,1$ ,  $R^2 = 0,01$ ,  $N = 11$ )

K	$PR_i$ (i – номер лопатки)						$\beta$
	i=1	i=2, 11	i=3, 10	i=4, 9	i=5, 8	i=6, 7	
$k = 0$	-1,042	3,7994	0,5781	0,3419	0,6591	0,4330	2,1573
$k = 1$	-0,3683	3,6298	0,7651	0,6905	0,8534	0,8005	1,6725
$k = 2$	-0,0217	5,9146	0,5371	0,5371	0,6255	0,5366	1,6723
$k = 3$	-0,0551	-12,363	-0,2113	-0,2464	-0,1550	-0,2646	1,6715
$k = 4$	-0,0018	-3,8313	0,2001	-0,9743	-0,8505	-0,7502	1,6699
$k = 5$	1,7835	-2,0662	0,4598	0,4121	0,5366	-0,3232	1,6689

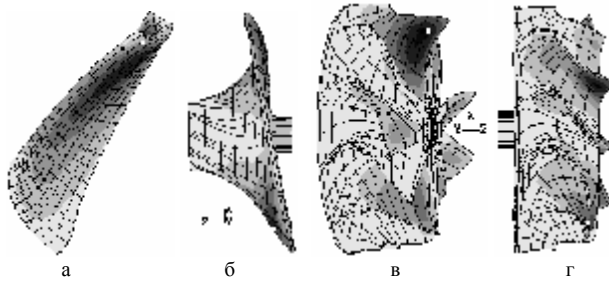
Экспериментально (с использованием частотного анализатора фирмы „Брюль и Кьер” для изолированных лопаток) установлено, что величина разброса основного тона реальных лопаток (6700 Гц) находится для исследованных колес турбин ТКР-8.5ТВ в интервале до 300-500 Гц с дисперсией  $\sigma[\Delta p_i] \cong 100$  Гц. Будем использовать „параметр расстройки” (PR) [2], определяемый для колеса как отношение квадрата максимальной относительной частотной расстройки лопатки к плотности моделируемого пакета собственных частот („порожденного” первой собственной формой колебаний изолированной лопатки):

$$PR = \max_{i=1,N} \{ (p_i^2 - p_{ном}^2) / p_{ном}^2 \} / R^2, \quad (1)$$

где  $R^2 = [(f_N - f_1) / f_1] / 4$  – четверть относительной ширины пакета собственных значений (примерно квадрат половины относительной ширины пакета СЧ), определяемая в модели величиной слабых упругих связей. Из табл. 3 видно, что для лопаточного пакета  $R^2 \cong 2,44\%$ . Таким образом, применяемая серийная технология характеризуется уровнем параметра расстройки  $\sigma[PR] \cong 1,2$  ( $PR_{max} \cong 5$ ).

Рис. 7. Собственные частоты и формы колебаний турбины ТКР-8.5ТВ:

а –  $\omega_{\text{лопатки}} = 7242$  Гц;  
б –  $\omega_{\text{ступицы}} = 9950$  Гц;  
в –  $p_{5,6}^{\text{кол}} = 6135$  Гц;  
г –  $p_{15,16}^{\text{кол}} = 12000$  Гц



„Аналитическое решение” задачи в статистической постановке в рамках линейных соотношений АЧ перегрузки к частотной расстройке лопаток и применения статистических теорем о линейных операциях над нормально распределенными случайными величинами (методами статистической динамики) ограничено областью применимости первых приближений классического (системы с сильной связью) или модифицированного (системы с очень слабой связью) методов возмущений. Однако для исследуемых уровней параметра расстройки ( $PR \cong 0,5-5$ ) характерен существенно нелинейный вид зависимости перегрузки системы от величины частотной расстройки лопаток. Это не позволяет использовать линейные (или квадратичные) соотношения при описании динамических характеристик расстроенных систем. Поэтому для поиска вероятностных характеристик перегрузки оправданно применение методов математической статистики, где в качестве выборки наблюдений случайной величины выступает совокупность перегрузок системы, рассчитанных путем численной генерации в рамках нормального закона распределения. В настоящей работе метод численного эксперимента использовался для дискретной модели (рис. 8). Разночастотность лопаток считалась нерандомизированной и распределенной по нормальному закону с дисперсией  $\sigma(PR_i)$ .

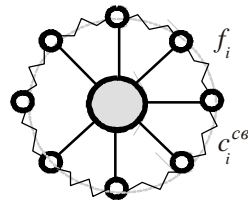


Рис. 8 Дискретная модель квазипериодической конструкции, состоящей из набора упруго связанных между собой подсистем

В качестве генератора случайных расстроек использовалась стандартная подпрограмма генерации случайных чисел с постоянным законом распре-

ления на открытом участке  $]0,1[$  с инициализацией по текущему времени, которые по известным зависимостям преобразовывались в нормальное распределение разночастотности лопатки с заданным математическим ожиданием (МО) и среднеквадратичным отклонением (СКО,  $\sigma$ ). Выборка случайной величины разночастотности для каждой отдельной лопатки предварительно проверялась на соответствие нормальному закону распределения по критерию  $\chi^2$  с уровнем значимости  $\alpha = 75\%$ . Затем для 1000 полученных таким образом видов расстроенных венцов решалась задача вынужденных колебаний, рассчитывались статистические характеристики  $\beta[\sigma(\Delta f_i)]$  или  $\beta[\sigma(PR)]$ . Зависимость  $MO\{\beta[\sigma(PR)]\}$  строилась аналогично по 25 значениям  $\sigma^*(\Delta f_i)$  для заданной гармонике возбуждения (рис. 9).

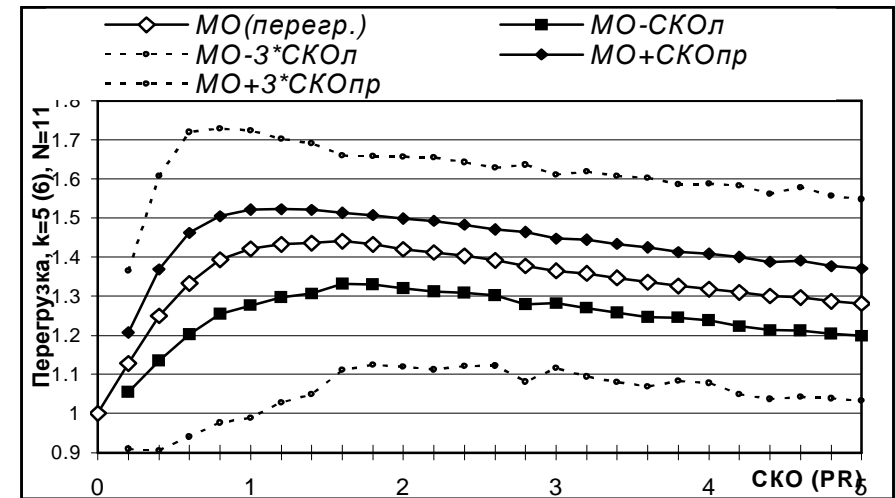


Рис. 9. Зависимость МО перегрузки  $MO\{\beta[\sigma(PR)]\}$  от величины СКО „параметра расстройки” при резонансе с 5 (6) гармоникой возбуждения,  $N = 11$  (вертикальная пунктирная линия –  $СКО(PR) = 1,2$  серийной технологии изготовления турбоколес, пунктиром „жирно” – максимальный уровень ( $PR_{max} \cong 5$ ), штрихпунктиром горизонтально – предельные оценки перегрузки ( $\beta_{max} = 1,67$ ))

По данной методике исследовалось 11-ти лопаточное колесо турбины ТКР-8.5ТВ ( $N = 11$ ). На рис. 9 приводится зависимость МО перегрузки ( $MO\{\beta[\sigma(PR)]\}$ ) от величины СКО „параметра расстройки” ( $\sigma[PR]$ ) при резонансе с 5 (6) гармоникой возбуждения, а также интервалы  $MO(\beta) + \sigma(\beta)$  слева,  $MO(\beta) + 3 * \sigma(\beta)$  слева,  $MO(\beta) + \sigma(\beta)$  справа,  $MO(\beta) + 3 * \sigma(\beta)$  справа, предельные оценки перегрузки  $\beta_{max} = 1,67$ ,  $\beta_{min} = 1,0$ . Для  $\sigma[PR]^{серийн.} \cong 1,2$  при резонансе на гармонике возбуждения  $k=5$  или  $k=6$ :  $MO(\beta) = 1,44$ ,  $\sigma(\beta) = 0,1$ , коэффициент асимметрии – 0,85, коэффициент эксцесса – 0,4.

**Выводы.** Очевидно, что точность реального оптимального ресурсного проектирования конструкции должна соответствовать точности ее изготовления. Литейная технология изготовления колес турбин и компрессоров, обладающая несомненными достоинствами (низкой себестоимостью и высокой производительностью), требует учета и моделирования вносимых ошибок формообразования закономерного характера на стадии формирования (фазового перехода и охлаждения) восковой модели (восковки). По сравнению со стальной отливкой восковка имеет более значительные градиенты температур после окончания фазового перехода (ввиду значительно меньшего коэффициента теплопроводности восковой смеси по сравнению со сталью) и гораздо сильнее подвержена деформированию при возникновении термонапряжений из-за более низкого (по сравнению со сталью) модуля упругости. С определенной долей погрешности проанализировать перемещения восковки можно, определяя температурное поле после фазового перехода (считая в этот момент времени восковую форму колеса идеально точной и ненапряженной) и решая термоупругую задачу остывания. Такое решение также позволит установить зоны возможных остаточных напряжений.

Для стабилизации и уменьшения указанных эффектов требуется улучшение технологического режима фазового перехода восковки (фиксация и увеличение времени), улучшение воскового состава (повышение модуля упругости), предварительный учет деформирования восковки при изготовлении пресс-формы вытеснителя или разработка технологии, использующей не восковые модели, а, например, Quick-Cast и 3D-Prototyping технологии.

Показано, что наиболее опасным последствием технологических отклонений геометрии отливок рабочих колес турбин ТКР является возможность роста резонансных динамических напряжений. Для серийной технологии изготовления проведены оценки (для дискретной системы с соответствующими парциальной частотой подсистемы и плотностью спектра) наибольшей реализуемой перегрузки ( $\max \beta^{кр} = 1,67$ ) и статистических характеристик перегрузки ( $MO(\beta) = 1,3$ ,  $\sigma(\beta) = 0,125$ ). Сделан вывод о рациональности дальнейшего снижения разнотолщинности с целью уменьшения возможных перегрузок при резонансных колебаниях (позиционированы  $M^{серийн}(\beta)$  относительно  $M^{max}(\beta)[\sigma(\Delta f_i)]$ ) за счет совершенствования технологий изготовления отливок колес ТКР.

**Список литературы:** 1. Петросяц В.А., Симсон Э.А., Солошенко В.А. Оптимальное проектирование колес компрессоров систем наддува ДВС (ТКР) // „Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье“. Сборник докл. 5-й междунаучно-техн. конф. – Харьков, 1997. – Ч.1. – С.144-148. 2. Петросяц В.А. Кадневский В.Е. Математическая модель рабочего процесса радиально-осевой турбины агрегата наддува двигателя // Тезисы докл. на VII Всесоюзной школы-семинара „Современные проблемы газодинамики и теплообмена и пути повышения эффективности энергетических установок“. – Москва, МВТУ, 1989. 3. Солошенко В.А. Влияние окружного распределения частотной расстройки лопаток на резонансные колебания // „Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье“. Сборник докл. 5-й междунаучно-техн. конф. – Харьков, 1997. – Ч.1. – С.157-161.

Поступила в редакцию 23.01.2008

**И.В.АРТЕМОВ**, гл. конструктор, ОАО „Головной специализированный конструкторско-технологический институт“, г. Мариуполь

## **ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ МАШИНЫ СРЕЗКИ ИЗЛИШЕК СМЕСИ В СОСТАВЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ ФОРМОВОЧНОЙ ЛИНИИ КРУПНОГО ВАГОННОГО ЛИТЬЯ**

У статті проведений аналіз роботи машини, що зрізає надлишок суміші у складі автоматизованої формувальної лінії крупного вагонного литва. Розглянуті технічні вимоги щодо створення оптимальної конструкції цих машин з урахуванням конструктивних параметрів форм, що виготовляються, і технологічних режимів роботи лінії. Запропонований підхід для організації наукових досліджень і обґрунтування вибору конструктивних схем устаткування на основі узагальненого параметричного опису складних механічних систем.

The article introduces the analysis of function of surplus blend cutting machine that is included in automated molding line for large-size car cast. Technical requirements concerning creation of optimal design for these machines are examined taking into consideration the design values of producible forms and operating modes. Approach to organization of scientific research and validation of choice of equipment arrangement is introduced on the base of integrated parametric description of complex mechanical systems.

**Введение.** Одна из главных специализаций ОАО „Азовмаш“ (г. Мариуполь) — это выпуск грузовых железнодорожных вагонов и цистерн. В связи со значительным износом грузового подвижного состава (как Украины, так и стран СНГ), общим подъемом промышленности и сопутствующим ростом грузоперевозок в последние годы резко увеличился спрос на продукцию ОАО „Азовмаш“. Следствие этого — нехватка крупногабаритных вагонных отливок балки надрессорной и рамы боковой, необходимых как для ремонта грузового подвижного состава, так и для комплектации новых изделий [1].

Спрос на раму и балку вызвал резкий рост цен на них. Для ликвидации зависимости от поставок дефицитных, а главное, непрерывно дорожающих комплектующих, руководством ОАО „Азовмаш“ было принято решение об организации на предприятии собственного производства крупных вагонных отливок (до 700 вагонокомплектов в месяц).

Формовочную машину изготовила немецкая фирма Kuenkel Wagner, часть оборудования и технологию приготовления стержневой массы предоставили УП „Институт БелНИИлит“, но большинство необходимых узлов и механизмов автоматизированной линии по выпуску крупного вагонного литья спроектировали и изготовили сами специалисты завода. Одним из таких механизмов является машина срезки излишек смеси. В данной статье рассмотрены условия работы, а также проблемы, с которыми столкнулись при проектировании и эксплуатации данной машины.

**Актуальность данной темы** подтверждает то, что в ОАО „Азовмаш“ в 2008 г. планируется создание второй автоматизированной линии, и поэтому



очень важно учесть опыт, полученный при проектировании, изготовлении и эксплуатации работающей формовочной линии.

**Состояние проблемы.** При проектировании машин срезки смеси для оснащения автоматизированных линий по производству крупногабаритных отливок возникают специфические проблемные вопросы, обусловленные условиями работы этих машин, размерами обрабатываемых опок, плотностью срезаемого материала, а также, как следствие, формированием особых критериев для научно обоснованного выбора конструктивных параметров создаваемых машин.

Конструкция машины должна обеспечить:

- высокую надежность и долговечность работы, т.к. выход из строя любого звена автоматизированной линии и, следовательно, ее простой приносит значительные убытки;
- эффективное и качественное срезание излишек формовочной смеси при больших размерах опок (2900x1700x500/500) и значительной плотности смеси после ее уплотнения под высоким давлением.

В сочетании с требованиями минимальной металлоемкости и достаточной прочности данный комплекс критериев и ограничений приводит к необходимости решения сложной задачи оптимального синтеза динамической системы. В настоящее время для машин такого типа и в разрезе указанных требований методика решения подобных задач отсутствует.

Конкретные технические требования к создаваемой машине срезки излишек смеси определяются конструктивными параметрами изготавливаемых изделий и технологическими режимами работы автоматизированной формовочной линии крупного вагонного литья.

Рассмотрим порядок работы линии, более подробно остановившись на участке подготовки форм (рис. 1). В формовочную машину (поз. 1) поступает опока, установленная на держателе модели, предварительно наполненная облицовочной смесью. Здесь на опоку устанавливается наполнительная рамка, после чего она с помощью реверсивного роликового конвейера возвращается для заполнения наполнительной смесью и уплотнения смеси под высоким давлением. При этом необходимо отметить, что трудно рассчитать требуемый для данной опоки объем формовочной смеси, который бы после уплотнения занял бы идеально ее объем. Поэтому при выполнении операции формовки стараются загрузить излишек смеси, который после уплотнения даст некоторое возвышение над плоскостью опоки. Этот напуск препятствует манипулированию полуформой, затрудняет точную ее установку и ориентацию на подпочной плите. Поэтому излишек смеси необходимо удалять [2]. Данную операцию производят машинами срезки излишек смеси (поз. 2).

Следующей технологической позицией является устройство подъема (съемы) опок (поз. 3). Здесь опоки снимаются с несущих модельных плит при помощи гидравлических цилиндров. Опоки, находясь на приводном рольганге, перемещаются в кантователь (поворотное устройство) (поз. 4). При помощи кантователя опоки (поз. 5) поворачиваются на 180°, чтобы разъем формы

был направлен вверх. После поворотного устройства опоки попадают в передаточное устройство (поз. 6). Здесь опоки опускаются до уровня участка сборки форм, где производится установка стержней, холодильников, жеребеек, выполнение выпоров. Отсюда опоки поступают в следующий кантователь. Верхняя опока кантуется на 180°, после чего она подается в устройство сборки опок. Нижняя опока проходит через кантователь без кантовки, после чего также поступает в устройство сборки опок. Здесь верхняя опока устанавливается на нижнюю и фиксируется с помощью замков. Затем трансферкаром собранная форма передается на заливочно-охладительный участок.

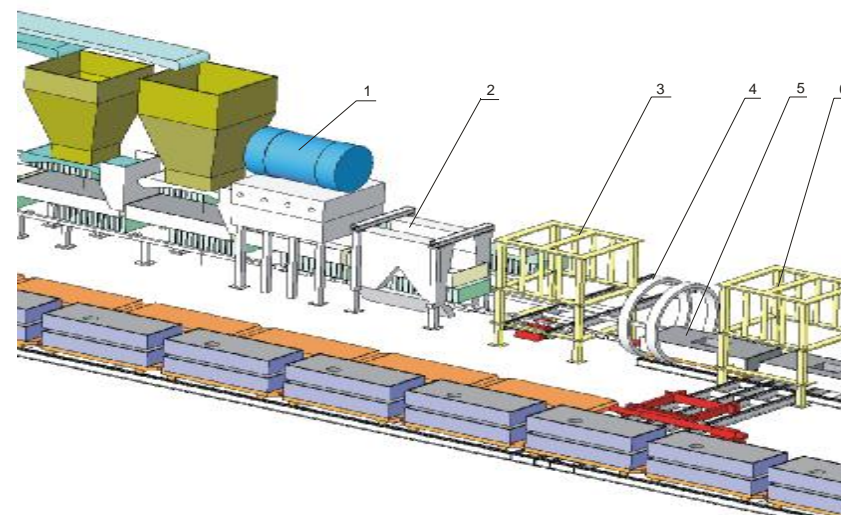


Рис. 1. Участок подготовки форм автоматизированной формовочной линии крупного вагонного литья:

1 – формовочная машина; 2 – машина срезки излишек смеси; 3 – устройство подъема (съемы) опок; 4 – кантователь; 5 – опока; 6 – передаточное устройство

Из описанного выше техпроцесса видно, что насколько качественно произведена срезка излишек смеси, тем качественнее произойдет соединение верхней и нижней опоки при формировании формы для литья и, следовательно, качественнее будет отливка. При производстве крупногабаритного литья, каким является вагонное литье (табл.1), и высота излишка смеси, и площадь среза достигают значительных величин. Кроме того, в формах, изготовленных прессованием смеси под высоким удельным давлением, плотность смеси достигает также значительных величин.

Применяемая на ОАО „Азовмаш” автоматическая формовочная машина предназначена для изготовления песчано-глинистых форм для отливки крупных деталей вагоностроения. Размеры опок 2900x1700x500/500 (мм). Исходные формовочные материалы: облицовочная смесь – горелый песок (72-82%), свежий песок (15-25%), бентонит (2,5-3,5%), крепитель (0,1-0,4%), вода до тре-

буемой влажности (3,2-3,5%); *наполнительная смесь* – горелый песок (91-95%), свежий песок (3,5- 7,5%), бентонит (0,7-1,5%), крепитель (0,1%), вода до требуемой влажности (3,0-3,5%).

Таблица 1

Образцы крупного вагонного литья, изготавливаемого на автоматизированной формовочной линии

Наименование и параметры	Область применения
<p><b>Балка боковая</b></p>  <p>Масса: 1152кг Материал: Сталь 20ГЛ ОСТ32.183.2001 Габариты: длина-2413мм, ширина-554мм, высота- 650мм</p>	<p>Основная деталь тележки грузового вагона. Передает нагрузки на оси тележки через буксы. Рама имеет пояса и колонки, которые в середине образуют проем для центрального рессорного подвешивания, а по концам – буксовые проемы. Сечения наклонных поясов вертикальных колонок – корытообразной формы. Горизонтальный участок нижнего пояса имеет замкнутое коробчатое сечение</p>
<p><b>Балка надрессорная</b></p>  <p>Масса: 1533 кг Материал: Сталь 20ГЛ ОСТ 32.183.2001 Габариты: длина – 2590 мм, ширина – 480 мм, высота – 450 мм</p>	<p>Одна из деталей конструкции тележки железнодорожного грузового вагона. Служит соединительным звеном между двумя рамами боковыми. Она имеет замкнутое коробчатое сечение и изготавливается вместе с подпятником, опорами для скользунов, выемками для размещения клиньев, буртами, ограничивающими смещение внутренних пружин рессорного комплекта и выступами, удерживающими наружные пружины от смещения при движении тележки. Боковые перемещения балки амортизируются поперечной упругостью пружин, на которые она опирается.</p>

Формовочная машина тип DFM-SMU (производство Германия) – гидравлически управляемая, для попеременного использования следующих процессов прессования: сжатие высокого давления или AIRPRESSplus 2000 технология с последующим сжатием высокого давления. Данные режимы обеспечивают силу сжатия до 7.395 кН и специальное давление сжатия до 150 Н/см<sup>2</sup>. При этом плотность смеси после формовки достигает 80-90 ед. по твердомеру, т.е. для среза ее излишков требуется значительное усилие. Поэтому вопрос выбора или создания оптимальных конструкций машины для срезки излишков смеси приобретает важное значение.

**Предлагаемая схема исследования.** Процесс модернизации существующей и проектирования новой машины срезки смеси (МСС) с целью полу-

чения ее оптимальной конструкции планируется организовать по схеме, учитывающей взаимосвязанность и взаимовлияние расчетных и экспериментальных этапов исследований.

На рис. 2 приведена структурная схема организации процесса исследований, основанная на системном подходе к проектированию [3] и обобщенном параметрическом подходе, предложенном для описания сложных машиностроительных конструкций в работе [4]. При этом итерационный процесс уточнения параметров (обратная связь этапов IV-III и V-III на рис.2) организовывается на основе подходов, описанных в [5-7].

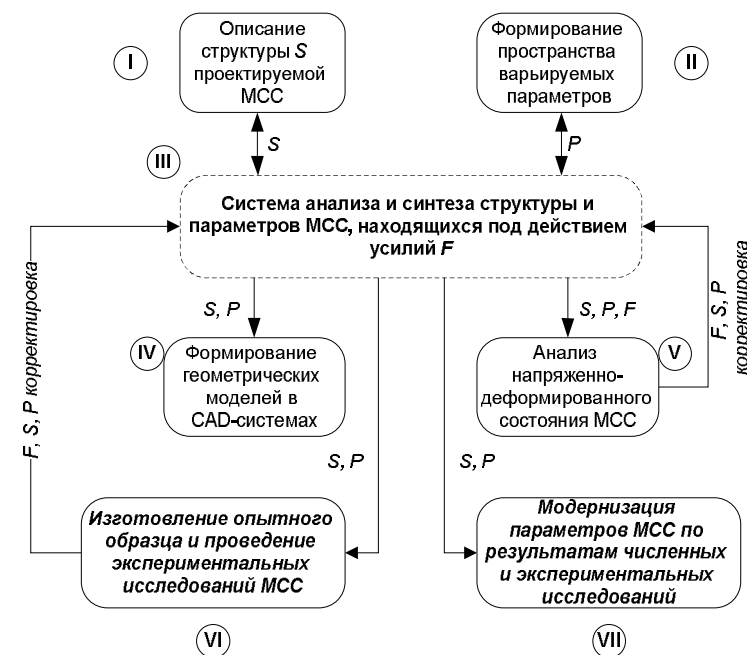


Рис.2. Структурная схема для организации процесса исследований машины для срезки смеси

Для организации проведения исследований по предлагаемой схеме необходимо создание специализированного программно-аппаратного комплекса (ПАК). На рис. 3 представлена схема информационных потоков в создаваемом программно-аппаратном комплексе „ПАК-МСС”. К основным достоинствам предложенной схемы проведения исследований следует отнести наличие единого подхода, единого способа описания проектируемого объекта на базе обобщенного параметрического представления, а также возможность организации обратных связей на всех этапах комплекса работ. Важно, что в едином процессе увязаны и экспериментальные измерения, и численные расчеты, и проектно-конструкторские работы.



Рис. 3. Схема информационных потоков в создаваемом программно-аппаратном комплексе „ПАК-МСС”

Наличие твердой основы для формализованного описания объектов и процессов их проектирования позволяет организовать сквозную автоматизацию информационных потоков, чем резко повысить оперативность, качество и достоверность получаемых результатов.

**Выводы.** При проектировании новых и модернизации разработанных машин срезки излишков смеси в условиях автоматизированных формовочных линий для производства крупного вагонного литья необходимо учитывать все технологические особенности процесса, что будет способствовать эффективности, надежности и долговечности работы оборудования. При решении задачи совершенствования машины срезки излишков смеси по критериям нагрузочной способности, долговечности, прочности и металлоемкости необходимо провести анализ существующих конструкционных решений, а также методов расчета параметров этих машин.

На следующих этапах работы необходимо разработать комплексную математическую модель процесса срезки излишков смеси в условиях автоматических линий с учетом условий реального процесса срезки на основе экспериментальных исследований, а также синтеза оптимальных параметров этой машины. Затем разработать специализированный программно-модельный комплекс (ПМК), реализующий предлагаемую математическую модель. На основании построенной комплексной математической модели и с учетом полученных данных при проведении экспериментальных исследований планируется определить значимые факторы, проблемные вопросы, нагруженные элементы машины срезки излишков смеси и разработать проект модернизации указанной машины в направлении повышения ее нагрузочной способности и долговечности.

**Список литературы:** 1. Мельников А. П., Пасюк Г. И., Черепович А. В., Чепурной А. Д., Шумаков М.А. Производство крупных стальных отливок на ОАО „Азовмаш” // Литейное производство. – 2005. – №4. – С.31-33. 2. Немировский Р.Г. Автоматические линии литейного производства. – Киев-Донецк: Вища школа, 1981 – 59с. 3. Дитрих Я. Проектирование и конструирование: Системный подход. – М.: Мир, 1981. – 456 с. 4. Ткачук Н.А., Бруль С.Т., Малакей А.М., Гриценко Г.Д., Орлов Е.А. Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения // Механика та машинобудування. – 2005. – № 1. – С. 184-194. 5. Канустин А. А., Ткачук К.А. Расчетно-экспериментальный метод исследования деформаций элементов механических систем // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 1999. – Вып.53. – С.148-155. 6. Ткачук Н.А. Интенсивная схема экспериментальных исследований элементов технологических систем // Сб. научн. тр. „Динамика и прочность машин”. – Харьков: ХГПУ. – 1998. – Вып.56. – С.175-181. 7. Ткачук Н.А. Расчетно-экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния элементов сложных механических систем // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Динамика и прочность машин”. – Харьков: НТУ „ХПИ”. – 2002. – № 10. – С. 126-131.

Поступила в редколлегию 21.02.08

УДК 539.3:612.76:616.001

**О. В. ВЕРЕТЕЛЬНИК**, аспирант каф. ТММиСАПР, НТУ “ХПИ”

## МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ШЕЙНОМ ОТДЕЛЕ ПОЗВОНОЧНИКА С ОРТЕЗОМ

У роботі пропонується дослідження методом скінчених елементів механічної поведінки шийного відділу хребта з використанням програм САД і даних експериментальних досліджень елементів біомеханічних систем у ортезуванні. Виконано аналіз напружень для біомеханічних систем та ортеза, що знаходиться у клінічному використанні.

Research of mechanical behavior of the cervical spine is in-process offered a finite-element method, together with the programs of CAD and experimental information elements of the biomechanics systems in orthes' using. The analysis of tensions was executed for the biomechanical systems and orthes' that are in the clinical use.

**Введение.** Актуальность проблемы позвоночно-спинномозговых травм (ПСМТ) обусловлена большой их распространенностью, инвалидизацией и высокой смертностью пострадавших. В литературе имеются сообщения об отдельных видах повреждений. С увеличением скорости и мощности средств передвижения частота травмы спинного мозга возрастает. В Соединенных Штатах Америки ежегодно регистрируется 8-10тыс. случаев этого вида травмы [1], в Украине – 1,5-2 тыс. случаев позвоночно-спинномозговой травмы в год.

Проблема лечения осложненных повреждений шейного отдела позвоночника, которые относятся к категории наиболее тяжелых и сопровождаются достаточно высокой летальностью и стойкой утратой больными трудоспособности, является в настоящее время чрезвычайно актуальной, и рассматривать ее необходимо как в медицинском, так и в социальном аспекте. Согласно современным статистическим данным в Украине среди всех травм опорно-двигательного аппарата переломы и перелома-вывихи позвонков встречаются приблизительно в 10% случаев. Травмы шейного отдела позвоночника составляют, по данным различных авторов, 20-50% по отношению к общему количеству всех его повреждений, нижнешейный отдел травмируется в 77,7%

всех случаев травмирования шейного отдела. Наблюдения показывают, что повреждения в шейном отделе позвоночника чаще всего возникают на уровне  $C_{III} - C_{VI}$  – позвонка [2].

Механизм травмы нижнешейного отдела позвоночника  $C_{III} - C_{VII}$  обусловлен непрямым приложением травмирующих сил. В основном это сила движущейся вперед головы. В настоящее время большинство таких травм происходят у ныряльщиков, когда приложение травмирующих сил приводит к взрывным переломам вследствие внезапной аксиальной нагрузки в состоянии флексии или же вследствие дорожно-транспортных происшествий, они вызываются внезапной остановкой тела при продолжающемся движении головы вперед [3, 4].

Важное место в послеоперационном поведении больных с повреждениями шейного отдела позвоночника (ШОП) после реконструктивно-восстановительных операций занимает ортезирование, позволяя придать мобильность пострадавшему, что предупреждает развитие сердечно-сосудистых, трофических и других осложнений, особенно у лиц пожилого возраста. Все это способствует ранней реабилитации и сокращению сроков пребывания пациентов в стационаре [3, 4].

**Постановка задачи.** Данная работа является продолжением ряда публикации по исследованию поведения ШОП [5, 12]. В работе предлагается провести ряд численных исследований. С этой целью была построена конечно-элементная модель (КЭМ) ШОП (основанная на компьютерно-томографических срезах реально существующих позвонков) и ортеза. Сначала была построена геометрическая модель с помощью CAD системы SolidWorks, далее эта геометрическая модель импортировалась в программный комплекс ANSYS/WorkBench, в котором была построена КЭМ и проведены дальнейшие исследования [5].

При проведении исследований материалы считались однородными и изотропными. Модуль упругости и коэффициент Пуассона различных материалов, используемых при расчетах, взяты из литературных первоисточников и приведены в таблице [6-8].

Вся геометрическая модель разбивалась на конечные элементы (КЭ). Для построения КЭ сетки использовались 3-D, 10-узловой тетраэдральный элемент – SOLID187; 3-D, 20-узловой квадратичный элемент – SOLID186, а также TARGE170 и CONTA174 – контактные элементы. Всего КЭ модель насчитывала около 250 тыс. элементов.

Нагружение осуществлялось путем приложения силы 100 Н к поверхно-

сти головы. Это согласно расчетам [9, 10] соответствует весу головы средне-статистического человека. На модель накладывались ограничения по перемещениям, опора жестко фиксировалась и добавлялась симметрия в сагиттальной плоскости.

**Схемы исследований.** Были проведены многовариантные численные исследования интересующей системы, которые состояли из восьми расчетов:

- 1) Расчет с исходными данными материальных свойств (приведены в табл.).
- 2) Расчет с уменьшенным на порядок от исходной величины модулем упругости межпозвоночного диска ( $D_{IV-V}$ ), находящегося между  $C_{IV} - C_V$  позвонками.
- 3) Расчет с уменьшенным на два порядка от исходной величины модулем упругости межпозвоночного диска ( $D_{IV-V}$ ), находящегося между  $C_{IV} - C_V$  позвонками.
- 4) Расчет с использованием шейной пластины; выполненная из титана пластина (размерность пластины  $20 \times 16 \times 1$  мм) крепится на  $C_{IV} - C_V$  позвонках, модуль упругости межпозвоночного диска  $D_{IV-V}$  уменьшен на два порядка от исходного. Соответствующим образом была перестроена геометрическая и КЭ модели, геометрическая модель представлена на рис. 1 [11].

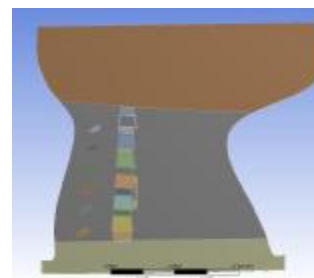


Рис. 1. Геометрическая модель с шейной пластиной

5) Данный расчет проводился с моделированием частичного разрушения трабекулярной кости  $C_{IV}$  позвонка. Исходная трабекулярная кость была рассечена под

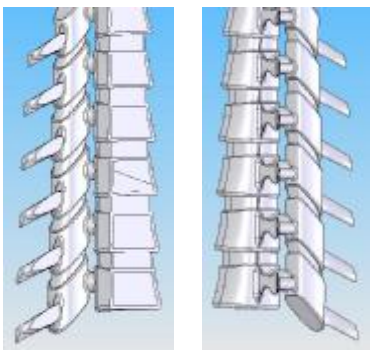
определенным углом, исходный модуль упругости верхней части трабекулярной кости был уменьшен на один порядок, вид измененной кости представлен на рис. 2.

6) Данный расчет проводился с использованием шейной пластины (размерность пластины  $35 \times 16 \times 1$  мм), выполненная из титана пластина крепилась к  $C_{III}$  и  $C_V$  позвонкам. Исходная трабекулярная кость  $C_{IV}$  позвонка была рассечена под определенным углом (как и в предыдущем случае), исходный модуль упругости верхней части трабекулярной кости был уменьшен на два порядка, вид измененной кости представлен на рис. 3.

7) Данный расчет проводился с рассечением всего  $C_{IV}$  позвонка, как трабекулярной, так и кортикальной костей. Модули упругости обеих костей (кортикальной и трабекулярной) верхней части  $C_{IV}$  позвонка уменьшены на два порядка соответственно. Вид измененного позвонка представлен на рис. 4.

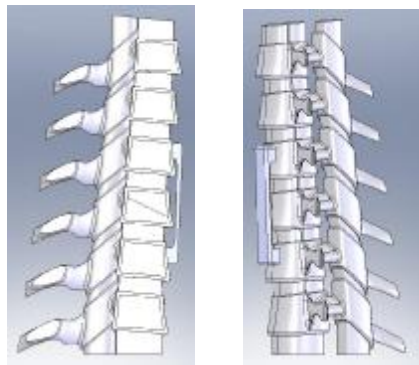
Таблица  
Свойства материалов ШОП

Материал	Модуль Юнга E (МПа)	Коэффициент Пуассона $\nu$
Кортикальная ткань	10 000	0,3
Губчатая кость	450	0,2
Суставной	10,6	0,49
Диск	4,2	0,45

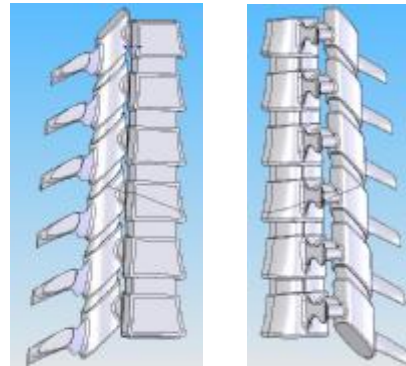


вид 1  
вид 2  
Рис. 2. Схема рассечения трабекулярной кости

8) Расчет с использованием шейной пластины; выполненная из титана пластина (размерность пластины  $35 \times 16 \times 1$  мм) крепится на  $C_{III}$  и  $C_V$  позвонках, при этом  $C_{IV}$  позвонок рассечен, как и в 7-м расчете, и модули также уменьшены на два порядка. Вид измененной геометрии представлен на рис. 5 [12].



вид 1  
вид 2  
Рис. 3. Геометрическая модель позвоночника с рассеченным позвонком



вид 1  
вид 2  
Рис. 4. Геометрическая модель позвоночника с рассеченным позвонком



Рис. 5. Геометрическая модель с рассеченным позвонком и шейной пластиной

**Результаты исследований.** По результатам исследования определялись максимальные напряжения по von-Mises для трабекулярной и кортикальной костей  $C_{III}$ ,  $C_{IV}$  и  $C_V$  позвонков. Проводилось сравнение полученных результатов для расчетных схем: с ортезом и без него. На рис. 6–8 представлены максимальные напряжения (в кПа) по von-Mises для кортикальной кости  $C_{III}$ ,  $C_{IV}$  и  $C_V$  позвонков для всех расчетов, с ортезом и без него. На рис. 9–11 изображены максимальные напряжения (в кПа) по von-Mises в трабекулярной кости  $C_{III}$ ,  $C_{IV}$  и  $C_V$  позвонков для всех расчетов, с ортезом и без него. Максимальные напряжения (в кПа) по von-Mises в пластинах для 4-го, 6-го и 8-го расчетов, со-

ответственно, представлены на рис. 12. На рис. 13 представлены напряжения в ортезе для всех расчетов.

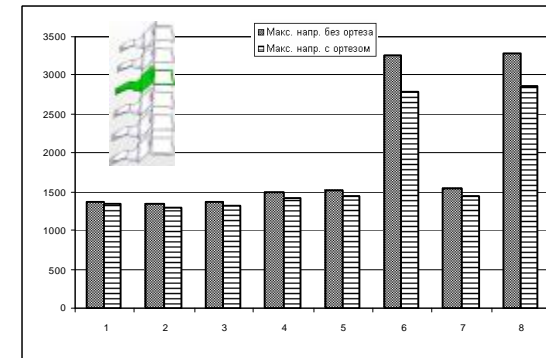


Рис. 6. Максимальные напряжения в кортикальной кости в 3-м позвонке для всех расчетов

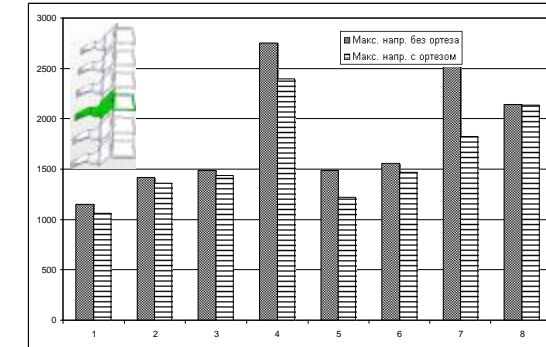


Рис. 7. Максимальные напряжения в кортикальной кости в 4-м позвонке для всех расчетов

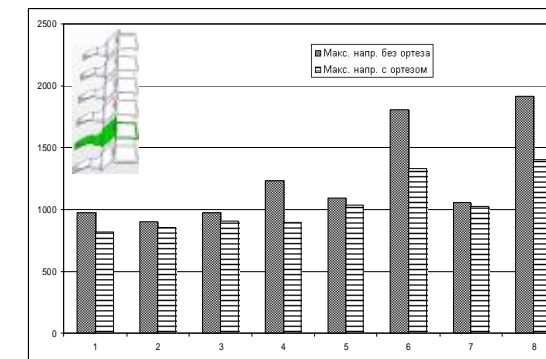


Рис. 8. Максимальные напряжения в кортикальной кости в 5-м позвонке для всех расчетов

Анализ результатов исследований человеческого ШОП показал, что максимальные напряжения по von-Mises в кортикальной кости равны 3,2 МПа, для трабекулярной кости – 0,3 МПа, максимум для пластин составил 9 МПа.

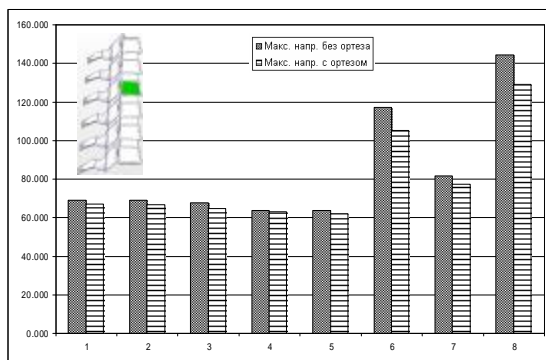


Рис. 9. Максимальные напряжения в трабекулярной кости в 3-м позвонке для всех расчетов

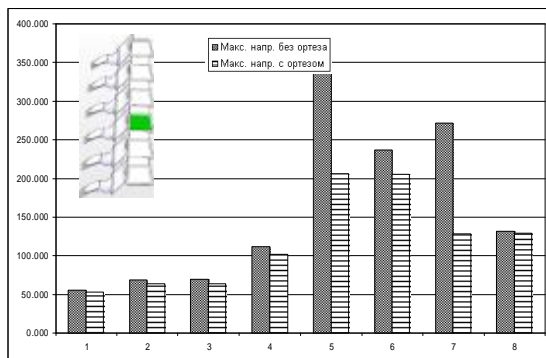


Рис. 10. Максимальные напряжения в трабекулярной кости в 4-м позвонке для всех расчетов

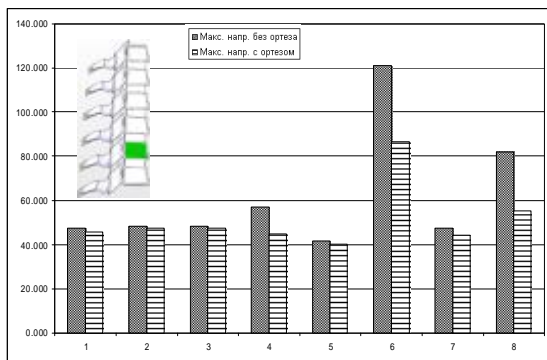


Рис. 11. Максимальные напряжения в трабекулярной кости в 5-м позвонке для всех расчетов

Анализ уровня напряженности ШОП позволяет говорить о сопоставимости с данными в доступных публикациях [6]. Анализ напряжений, возникающих в ортезе, показал, что максимальные напряжения находятся в диапазоне 0,032–0,038 МПа, что не превышает предела прочности 0,15–0,98 МПа. Благодаря использованию ортеза напряженное состояние сегментов шейного отдела позвоночника удалось снизить.

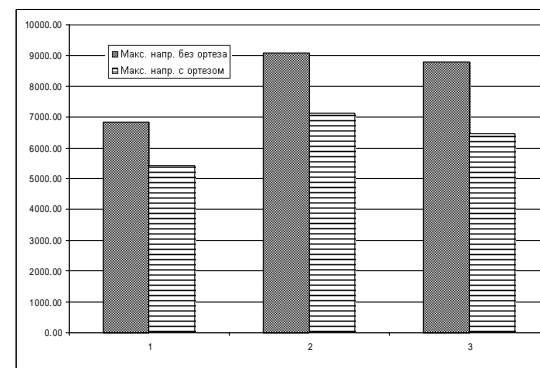


Рис. 12. Максимальные напряжения в пластинах для 4-го, 6-го и 8-го расчетов, соответственно

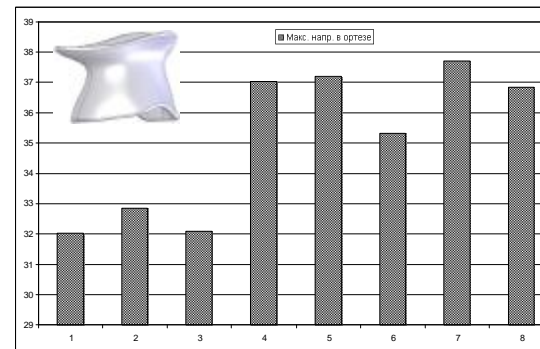


Рис. 13. Максимальные напряжения в ортезе по von-Mises для всех расчетов

**Заключение.** Из анализа результатов видно, что при использовании ортеза напряжения значительно снижаются в шейном отделе позвоночника как для кортикальной, так и для трабекулярной костей. Также видно, что при использовании фиксирующих пластин поврежденные элементы позвоночника разгружаются.

**Список литературы:** 1. Villanueva P., Patchen S.J., Green B.A. Spinal cord injury: An ICU challenge for the 1990's. In Sivak E., Higgins T., Seiver A. eds.: The High Risk Patient: Management of the Critically Ill. Philadelphia, Lea & Febiger, 1994, P.146-159. 2. Абдулхабилов М.А., Аренберг А.А., Павловская Е.М. К вопросу о вывихах шейных позвонков // Актуальные вопросы травматологии и ортопедии. – 1977. – Вып. 15. – С.61-64. 3. Пульбере О.П. Межтеловой керамоспондилодез шейного отдела позвоночника: Автореф. дисс....докт. мед. наук.– Кишинев, 1993. – 23с. 4. Битчук Д.Д., Фадеев О.Г., Истомин А.Г. Ортезирование шейного отдела позвоночника после реконструктивно-восстановительных операций // Научно-практическая конференция с международным участием, 11 апреля 2003 г. – Харьковский государственный медицинский университет. Украина. 5. Веретельник Ю.В., Веретельник О.В., Тимченко И.Б., Дынник А.А., Соснина Ю.К. К вопросу о построении параметрических моделей шейного отдела позвоночника // Вестник НТУ "ХПИ" Тем. вып.: "Машиноведение и САПР". –2007. – № 29. – С.16-20. 6. Барыш А.Е. Конечное-элементное бисегментарное моделирование позвоночных двигательных сегментов C<sub>IV</sub>–C<sub>VI</sub> // Ортопедия, травматология и протезирование.– 2005. – №1.– С.41-49. 7. Natarajan R.N., Chen B.H., An H.S., Andersson G.B.J. Anterior cervical fusion: a finite element model study on motion segment stability including effect of osteoporosis // Spine.–2000.–Vol.–25. – №8. – PP.955-961. 8. Yoganandan N., Kumaresan S., Voo L., et.al. Finite element modeling of C4-C6 cervical spine unit // Med. Eng. Phys.–1996.–Vol.–18. –№7.– PP.569-574. 9. Nolan J.P., Sherk H.H. Biomechanical evaluation of the

extensor musculature of the cervical // Spine.– 1988. –Vol.13. –№. – PP.9-11. **10. Panjabi M.M., Durenceau J., Goel V., et.al.** Cervical human verterbrae: quantitative three-dimensional anatomy of the middle and lower regions //Spine.–1991.– Vol.16. – №.8. – PP.861-869. **11. Rojas K., Krivoy A., Cerrolaza M.** Analysis and design of anterior cervical plates using the finite element method // International congress on computational bioengineering, Spain 2003. **12. Веретельник О.В.** Моделирование реакций на силовое воздействие элемента шейного отдела позвоночника. // Вестник НТУ “ХПИ” Тем. вып.: “Машиноведение и САПР” – 2008. – № 2. – С.14-26.

Поступила в редколлегию 31.01.08

УДК 531.8:621.747

**А.В. ГРАБОВСКИЙ**, аспирант каф. ТММиСАПР, НТУ „ХПИ”,  
**Е.Н. БАРЧАН**, гл. конструктор, ОАО “Головной специализированный конструкторско-технологический институт”, г. Мариуполь

### ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ И НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ В ЭЛЕМЕНТАХ ВЫБИВНОЙ МАШИНЫ ПРИ ДИНАМИЧЕСКИХ БЫСТРОИЗМЕНЯЮЩИХСЯ ПРОЦЕССАХ

У статті наведені результати дослідження виходу вибивної машини на робочий режим. Робочий режим конструкції є зарезонансним, тому при розгоні і зупинці машина повинна перейти через збуджувальну резонансну частоту. Також приведені результати дослідження для фрагментів вибивної машини на перехідний динамічний аналіз при повному циклі навантаження.

In the article the results output of research knock-out machine are presented on an operating condition. An operating condition of construction is above resonance, therefore the machine must pass through resonance forcing frequency at an acceleration and stop. The results of research for knock-out machine's fragments are also presented on transitional dynamic analysis at the complete cycle of loading.

**1. Состояние вопроса и постановка задачи.** При исследовании прочностных характеристик в вибивной машине, установленной в автоматизированной линии КВ на ЗАО „АзовЭлектроСталь”, была опубликована серия работ, посвященных исследованию ее прочностных характеристик [1-6]. Однако, в предыдущих работах использовались упрощенные схемы нагружения. К расчетной модели прикладывался единичный импульс [4, 6], что не позволяло получать в достаточной степени достоверные результаты. Также в предыдущих работах было уделено не достаточное внимание исследованию динамических характеристик. Не исследовался полный цикл разгона и торможения, в частности, переход через резонансные частоты. В статье предлагается проанализировать динамическое поведение инерционной вибивной машины при разгоне и торможении, после чего проанализировать полученные результаты. Такие исследования представляют интерес, поскольку исследуемая конструкция работает в зарезонансном режиме. Поэтому необходимо анализировать разгон и остановку, в которых происходит переход через резонансные трансляционные режимы.

Также будет проведено исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов конструкции при полном цикле нагружения, что позволит приблизить численное моделирование к реальному путем уточнения

функции нагружения по сравнению с аналогичными расчетами, представленными в приведенных ранее работах [4, 6].

**Технология исследования.** При исследовании характеристик ВМ предлагается провести два различных типа анализа:

- *анализ динамического поведения* (предлагаемый тип анализа реализован, в частности, в таких программных продуктах как CosmosMotion, ADAMS, MSC.Visual, NASTRAN, Desktop 4D, ANSYS WorkBench. При исследовании динамического поведения имеется возможность определить положение, скорости и ускорения различных координат конструкции в различные моменты времени, и не позволяет определить напряженное состояние в конструкции. Расчеты в данном анализе основаны на интегрировании уравнений Лагранжа 2-го рода с заданными условиями);

- *переходной динамический анализ* (в этом типе анализа определяется напряженно-деформированное состояние элементов конструкции в различные моменты времени. Подобные типы анализа реализованы, в частности, в ANSYS, COSMOS, ABAQUS, LS-DYNA, NASTRAN. В основе переходного анализа лежит метод конечных элементов с интегрированием решения по времени).

**Математические модели.** Математические выкладки для приведенных типов анализа необходимо разделить на два типа. Такое разделение необходимо осуществить, поскольку данные типы анализа основаны на принципиально отличающихся математических теориях.

*Анализ динамического поведения.* В основе модулей анализа кинематики и динамики механизмов лежат уравнения Лагранжа 2-го рода:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q} + Q, \quad (1)$$

где  $T(q, \dot{q}, t)$  – кинетическая энергия системы;  $q$  – столбец обобщенных координат системы (размером  $n$ );  $\Pi(q, t)$  – потенциальная энергия системы.

Уравнения движения после вычисления производных имеют вид:

$$M(q, t) \ddot{q} = Q(q, \dot{q}, t), \quad (2)$$

где  $M$  – матрица масс системы размером  $n \times n$ ;  $Q$  – вектор обобщенных сил.

*Переходной динамический анализ.* Этот анализ применяется, чтобы определить ответные динамические напряжения от быстропротекающего во времени воздействия. Этот вид анализа необходимо использовать для получения перемещений, напряжений и давлений, зависящих от времени, вызванных в конструкции, так как он отвечает любым комбинациям статики, переходного процесса и гармонических нагрузок. Предполагается малое время нагружения, при котором эффекты от переходного воздействия значительные. Основное уравнение движения для быстропротекающего динамического процесса имеет следующий вид:

$$[M] \ddot{u} + [C] \dot{u} + [K] u = \{F(t)\}, \quad (3)$$

где  $[M]$  – матрица масс;  $[C]$  – матрица демпфирования;  $[K]$  – матрица жесткости;  $\{\ddot{u}\}$  – вектор узловых ускорений;  $\{\dot{u}\}$  – вектор узловых скоростей;  $\{u\}$  – вектор узловых перемещений;  $\{F(t)\}$  – вектор нагрузок.

В любое время эти уравнения могут быть решены в виде набора статических решений, которые будут принимать во внимание силы инерции и силы демпфирования. Для решения такого уравнения программа ANSYS использует метод интегрирования Ньюмарка, чтобы решить эти уравнения в дискретных точках времени. Приращение времени между двумя соседними точками времени называют шагом интегрирования.

**Методика решения и результаты исследования.** Для исследования динамического поведения была взята построенная ранее в пакете SolidWorks геометрическая модель (рис. 1). Эта модель была передана в CAE пакет CosmosMotion, который интегрируется в пакет SolidWorks. В CosmosMotion были добавлены упругие и демпфирующие элементы, моделирующие реальные пружины (рис. 2). Характеристика пружин была взята из диаграммы растяжения, поэтому жесткость пружин задавалась реальной. Что касается коэффициента демпфирования, то его величиной предполагается варьировать. Всего в модели было задано 32 пружины и 32 демпфера.

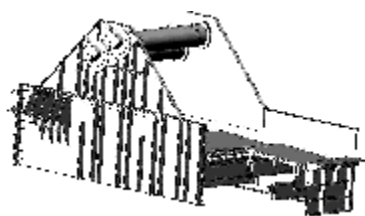


Рис. 1. Геометрическая модель выбивной машины

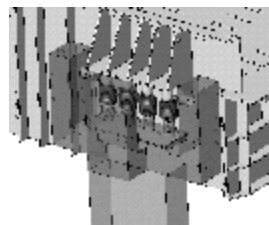


Рис. 2. Фрагмент опоры с заданными упругими связями

Далее на дебалансные валы была приложена скорость вращения. Задавались разные скорости, графики которых и соответствующие им перемещения элементов выбивной машины приведены в табл. При исследовании фрагментов конструкции на импульсное высокочастотное динамическое воздействие (график воздействия приведен на рис. 3), проводились ресурсоемкие расчеты с большим количеством шагов интегрирования. Большое количество шагов (1400) интегрирование обусловлено частотой процесса в 16 Гц и длительностью одного импульса 10 мс.

Таблица

Динамические характеристики элементов выбивной машины

Коэффициент демпфирования 1 Н*(с/мм)	скорость вращения дебалансных валов	
	перемещение первой пружины	
	перемещение последней пружины	
	ускорение первой пружины	
Коэффициент демпфирования 1 Н*(с/мм)	скорость вращения дебалансных валов	
	перемещение первой пружины	
	перемещение последней пружины	
	ускорение первой пружины	

Продолжение таблицы



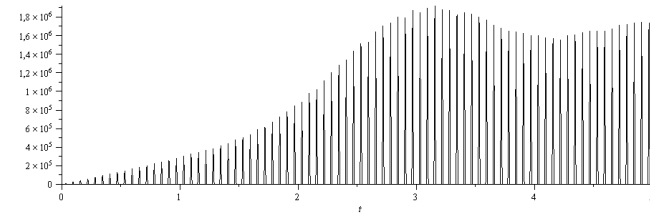
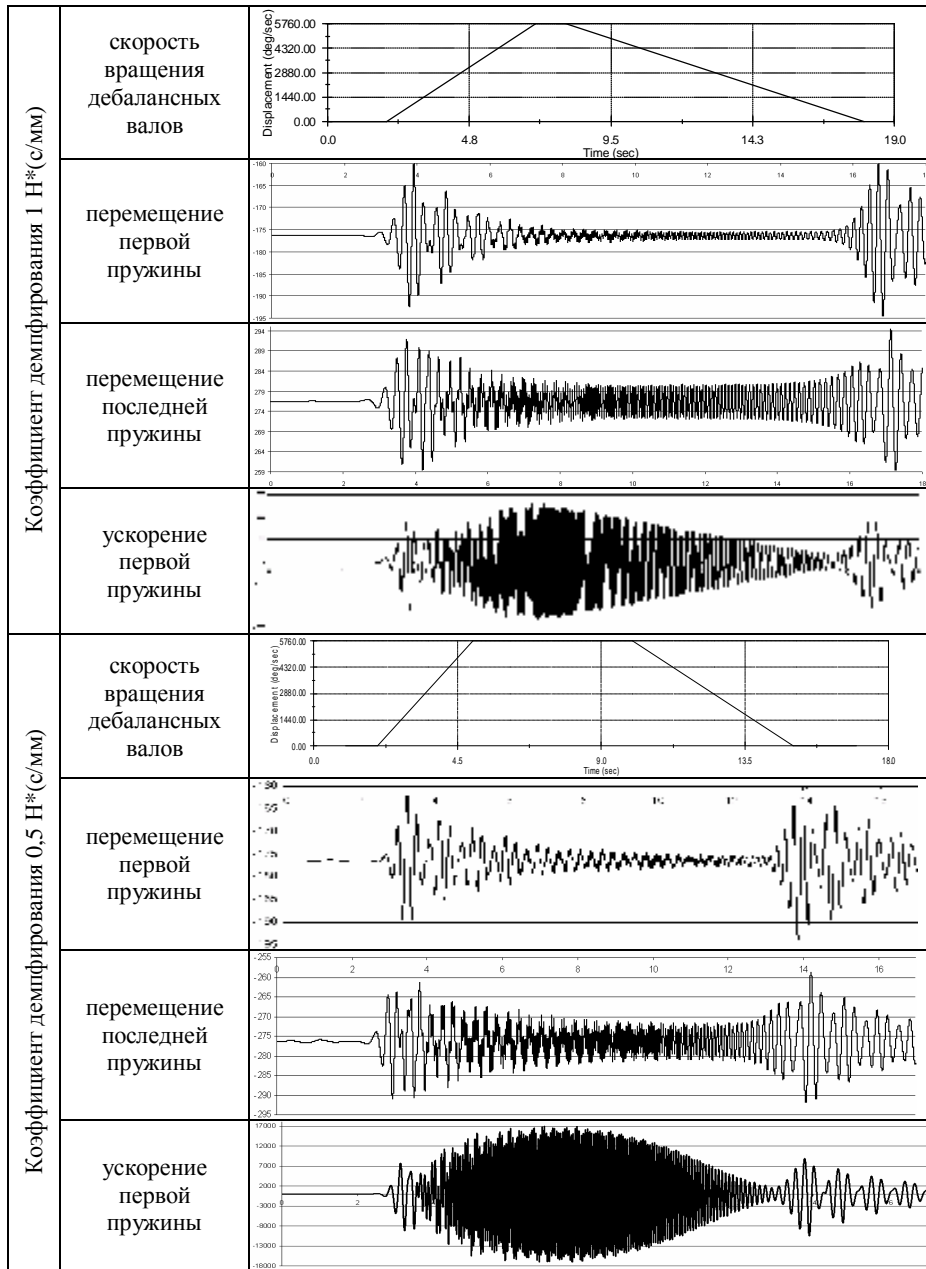


Рис. 3. Функция импульсного нагружения

Чтобы сравнить полученные численные и экспериментальные исследования НДС, предлагается провести расчет на протяжении 5-ти секунд. Такое время обусловлено

проведенными ранее экспериментальными исследованиями.

На рис. 4 приведено сравнение экспериментально полученного графика [3] и численного решения фрагмента выбивной машины.

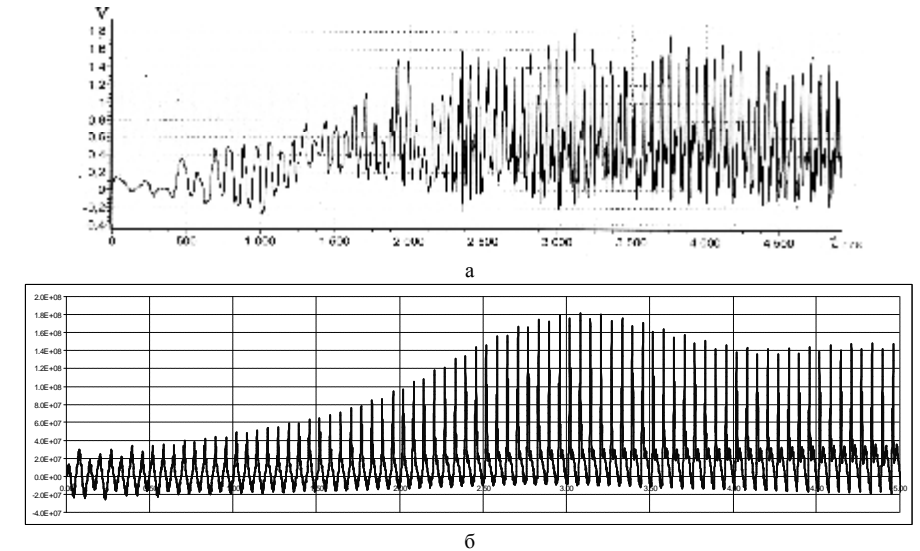


Рис. 4. Сравнительные графики напряжений в фрагменте выбивной машины:  
а – кривая напряжений, полученная экспериментально (1 ед. = 103 МПа);  
б – кривая напряжений, полученная численно

**Анализ результатов.** Анализируя результаты, полученные при динамическом анализе, можно сделать вывод о том, что установившийся режим работы выбивной машины является зарезонансным. При разгоне и остановке видно увеличение амплитуды колебаний в 2-7 раз, что соответствует наблюдениям на реальной конструкции. Также во время разгона и торможения меняется частота колебаний, которая соответствует частоте упругих элементов, при работе на установившемся зарезонансном режиме частота колебаний соответствует вынуждающей частоте и равняется 16 Гц. При уменьшении коэффициента демпфирования до 0.5 Н\*(с/мм) во время перехода через резонанс наблюдаются биения.

Анализируя результаты, полученные при переходном динамическом анализе, можно сделать заключение о том, что наблюдается схожий характер поведения графика напряженного состояния в точке во времени, полученного в эксперименте.

**Список литературы:** 1. Барчан Е.Н., Чепурной А.Д., Ткачук Н.А. Розробка конструкції та вдосконалення параметрів решітки вибивальної транспортуючої у складі автоматизованої формувальної лінії крупного вагонного литва // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Міжвідомчий науково-технічний збірник. – Львів. – 2006. – №40. – С.11-20. 2. Барчан Е.Н. Методы, модели и алгоритмы для синтеза параметров выбивной инерционной машины на основе моделирования динамических процессов // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2007. – №3. – С.3-17. 3. Барчан Е.Н., Ткачук Н.А., Грабовский А.В. Экспериментальное исследование динамических процессов в выбивной машине с дебалансным приводом // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2007. – №3. – С.14-24. 4. Барчан Е.Н. Совершенствование конструкции выбивной машины в составе автоматизированной линии крупного вагонного литва на основе расчетно-экспериментальных исследований рабочего процесса. // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР” – 2007. – №23. – С.3-26. 5. Барчан Е.Н., Шкода В.А., Просняк В.В., Грабовский А.В. Экспериментальное исследование динамических процессов в оптимизированной выбивной машине. // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР” – 2007. – №23. – С.26-33. 6. Барчан Е.Н., Грабовский А.В. Верификация численных моделей при исследовании выбивной машины с помощью современных САПР. // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР” – 2008. – № 2. – С.8-13.

Поступила в редколлегию 02.02.08

УДК 539.3

**Ю.Б. ГУСЕВ**, гл. конструктор, ОАО „Головной специализированный конструкторско-технологический институт”, г. Мариуполь

### **ПРОБЛЕМА ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ, РАБОТОСПОСОБНОСТИ И НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ МОСТОВЫХ ПЕРЕГРУЖАТЕЛЕЙ**

У статті запропоновано загальний підхід до забезпечення довговічності, працездатності та збереження навантажувальної здатності мостових перевантажувачів. Розвинено стосовно них варіант методу узагальненого параметричного опису.

In the article the general approach to providing of durability, capacity and saving of loading ability of bridge loaders is offered. A variant of method of the generalized parametrical description is developed.

**Актуальность** данной статьи обусловлена необходимостью обеспечения несущей способности на всем протяжении жизненного цикла такого важного типа машин как мостовые перегружатели. Особенностью условий эксплуатации мостовых перегружателей является интенсивное воздействие внешних факторов, длительные сроки эксплуатации, утонение силовых элементов металлоконструкций, а это требует учета при их проектировании всего комплекса этих факторов. В мостовых перегружателях к тому же нужно учесть и такой неучитываемый ранее при традиционной постановке фактор, как зависимость утонения от напряженного состояния. В связи с этим, а так-

же с ограниченным значением проблемы обеспечения ресурса, долговечности и нагрузочной способности, возникает актуальная и важная научно-практическая задача разработки методов обеспечения заданного ресурса, долговечности и нагрузочной способности мостовых перегружателей за счет оптимального выбора конструктивных схем и параметров с учетом моделирования реальных условий эксплуатации и сложных нелинейных связанных физико-механических процессов на этапе проектирования.

**Постановка задачи.** Рассматривается задача оптимального синтеза металлоконструкций мостового перегружателя. В пространстве обобщенных параметров  $P$  [1-3] записываются уравнения состояния:

$$L(u, p, f, t) = 0, \quad (1)$$

где  $L$  – оператор;  $u$  – переменная состояния;  $f$  – внешнее воздействие;  $t$  – время.

Относительно этих параметров  $P$  формулируется ряд целевых функций  $I$  и ограничений:

$$I_K = I_K(P, H), \quad K = 1, n_K, \quad (2)$$

$$H_j = H_j(u) \geq H_j^*(u), \quad (3)$$

где  $H_j$  – элементы массива  $H$  характеристик состояния металлоконструкции мостового перегружателя (зависят от переменных состояния  $u$ , удовлетворяющих уравнению (1)).

Тогда формулируется задача определения таких оптимальных  $P^*$ , что:

$$I(P^*) = \sum \gamma_K I_K(P^*) \Rightarrow \min, \quad (4)$$

$$H_j(u(P^*)) \geq H_j^*(u(P^*)), \quad (5)$$

$$L(u, P^*, f, t) = 0, \quad (6)$$

где  $\gamma_K$  – некоторые весовые коэффициенты.

Данная общая формальная постановка скрывает основную особенность задачи: уравнения состояния (1), определяющие неявные зависимости  $u(P, f)$  и  $H(u, f)$ , являются существенно нелинейными и сложными. В связи с этим требуется разработка новых подходов к решению данной задачи, поскольку прямое применение традиционных постановок [4] не учитывает ни специфики решаемой задачи, ни особенностей минимизируемого функционала, ни сложности и неопределенности оператора  $I$ , ни варьруемости в процессе проектирования вида и состава массива ограниченный  $H$ , а также весовых коэффициентов  $\gamma_K$ . Для математической формализации возникающей задачи предполагается привлечь метод обобщенного параметрического описания сложных механических систем [1-3]. Кроме учета перечис-

ленных выше факторов, данный подход [1-3] предоставляет широкие возможности повышения эффективности расчетного и экспериментального моделирования сложных физико-механических процессов, а также обоснования достоверности, адекватности и точности используемых математических моделей.

Соответственно, необходимо:

- адаптировать метод обобщенного параметрического описания сложных механических систем к исследованию и оптимизации конструкций мостовых перегружателей;
- предложить конкретную методику проведения исследований;
- разработать математическую, численную, экспериментальную модель для исследования физико-механических параметров в мостовых перегружателях;
- предложить тот или иной вид  $L, I, H, f$ , фигурирующих в соотношениях (1)-(6);
- реализовать предложенный метод исследований к оптимальному проектированию перегружателей по критериям работоспособности, минимальной массы, нагрузочной способности на протяжении всего срока эксплуатации.

**Метод обобщенного параметрического описания сложных механических систем для исследования мостовых перегружателей.** Метод обобщенного параметрического описания сложных механических систем представляет собой удобный и мощный инструмент формализации при решении задач анализа физико-механических процессов, параметрического и структурного анализа и синтеза, верификации расчетных моделей исследуемых объектов [1-3]. Это делает его эффективным инструментом при решении задач обеспечения работоспособности, ресурса, нагрузочной способности и минимальной массы мостовых перегружателей, в частности, перегружателя ПМГ-20 [3, 5-7]. Анализ большого массива данных обследований технического состояния перегружателей аналогичной конструкции, работающих в подобных условиях эксплуатации, позволил выделить следующие факторы, процессы и характеристики, являющиеся определяющими при решении комплексной задачи синтеза перегружателя типа ПМГ-20, которые приведены в таблице.

Видно (см. табл.), что эксплуатация перегружателя сопровождается целым комплексом процессов, требующих при необходимости учета множеств факторов. Соответственно, ограничения и критерии образуют набор величин, определяющих технические характеристики, эксплуатационные условия и экономические показатели проектируемой машины. При этом возникает комплексная задача оптимального синтеза. Кроме проблемы конкретизации вида и структуры целевой функции, одной из основных проблем при решении возникающей задачи является связанность рассматриваемых физико-механических процессов, взаимовлияние отдельных факторов и взаимообусловленность различных характеристик.

В связи с этим достаточно сложно даже после конкретизации вида, струк-

туры и состава  $L, I, H, f, P$  предложить метод поиска оптимального проекта перегружателя. Для учета особенностей решаемой задачи предлагается следующий алгоритм его рационального синтеза, показанный на рисунке.

Таблица

Характерные факторы, процессы и характеристики перегружателя ПМГ-20

№ пп	Обобщенный параметр	Модель, процесс	Характеристики, ограничения и критерии
1.	Структура и конструктивные параметры верхнего строения перегружателя	Напряженно-деформированное состояние элементов перегружателя	Грузоподъемность Масса Прочность Жесткость
2.	Изменение толщины элементов перегружателя в процесс длительной эксплуатации	Износ (коррозийный, механический) Изменение напряженно-деформированного состояния элементов перегружателя	Грузоподъемность Прочность Жесткость
3.	Механические свойства конструкционных материалов	Усталость и деградация материала силовых элементов перегружателя	Долговечность Грузоподъемность
4.	Размерный износ рельсов и ходовых колес грейферной тележки	Силовое взаимодействие колес тележки с рельсами	Долговечность Ремонтпригодность Простои Затраты на ремонт

Целесообразность применения именно такого алгоритма обусловлена спецификой решаемой задачи и конструкцией машины. На этапе I производится проектирование рациональной структуры верхнего строения мостового перегружателя, обеспечивающей его низкую массу и заданную нагрузочную способность с предварительно определенной чувствительностью к изменению толщины листов металлоконструкции и механических свойств материала. На этом этапе:

$$L_I = L_I(u, f, P_I) - \quad (7)$$

оператор теории упругости для моделирования напряженно-деформированного состояния,  $u$  – вектор перемещений точек конструкции,  $f$  – действующие нагрузки,  $P_I$  – массив обобщенных параметров, описывающих структуру верхнего строения, размеры, форму сечения и толщины его элементов;

$$I_l = m(P_l) \rightarrow \min, \quad (8)$$

где  $m$  – масса перегружателя;

$$H_l = \sigma_3^{\max}(u(P_l, f)) \leq [\sigma_3^*]_l, \quad (9)$$

где  $\sigma_3^{\max}$  – максимальные эквивалентные напряжения в конструкции,  $[\sigma_3^*]$  – допускаемые напряжения, назначаемые по критерию прочности при действии многоциклового нагружения.

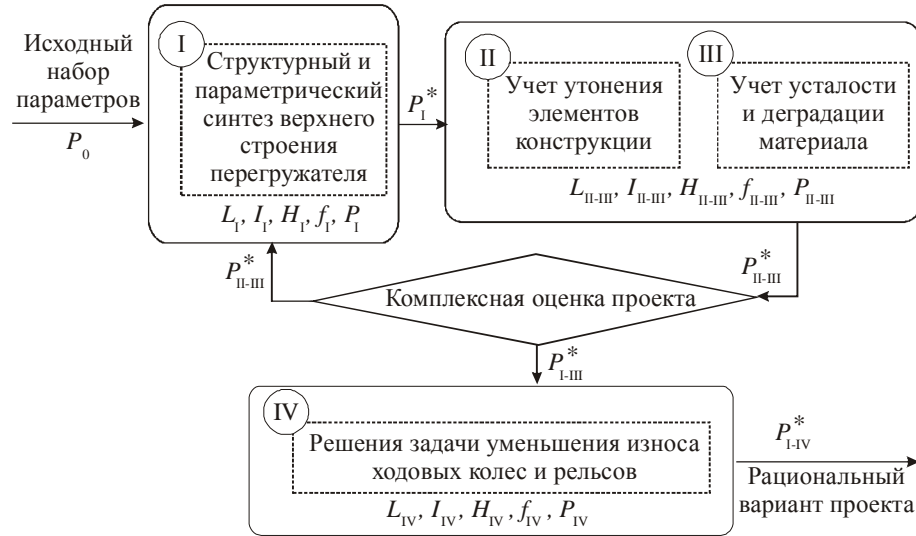


Рисунок. Алгоритм поэтапного итерационного решения задачи синтеза перегружателя на основе комплекса критериев

При этом кроме решения задачи (7)-(9) определяется также чувствительность критерия качества и ограничения к утонению листов и ухудшению механических свойств материала (образуют множество обобщенных параметров  $P_{II-III}$ ):

$$\lambda_1 = \frac{\partial I_l}{\partial P_{II-III}}; \quad \lambda_2 = \frac{\partial H_l}{\partial P_{II-III}}. \quad (10)$$

Полученный вариант параметров  $P_I^*$  является исходным при выборе проектных решений на сдвоенном этапе II-III. На этом этапе решается задача обеспечения остаточного ресурса и нагрузочной способности перегружателя в конце заданного техническим заданием срока эксплуатации с учетом одновременного действия факторов износа и деградации материала:

$$L_{II-III} = \begin{cases} h_{II} = h_{II}(t, \sigma), \\ [\sigma_3^*]_{III}' = [\sigma_3^*]_{III}(f, t), \end{cases} \quad (11)$$

где  $h$  – массив, определяющий толщины листов несущих элементов конструкций как функцию времени  $t$  и напряженного состояния  $\sigma$ ;  $[\sigma_3^*]$  – допускаемые напряжения с учетом накопления повреждений при действии сил  $f$ ;

$$I_{II-III} = I_l + \lambda_1 \cdot \Delta h_{II} \rightarrow \min, \quad (12)$$

где  $\Delta h$  – изменение толщины листов;

$$H_{II-III} = H_l + \lambda_2 \Delta[\sigma_3^*]_{III} \leq [\sigma_3^*]_{II-III}, \quad (13)$$

где  $\Delta[\sigma_3^*]_{III}$  – изменение механических свойств материала.

Основная особенность задачи (связанность процессов, факторов, критериев и ограничений) при этом сохраняется, однако в первом приближении нелинейные зависимости  $I_{II-III}$  и  $H_{II-III}$  от параметров  $P_{II-III}$  заменяются линеаризованными соотношениями (12), (13). При этом нужно отметить, что допускаемая погрешность аппроксимации (12), (13) устраняется в результате итерационного процесса уточнения качества проекта (цепочка (II, III) – I на рисунке). В результате применения критериев оценки изменения самого проекта  $\epsilon_1$ , целевых функций  $\epsilon_2$  и ограничений  $\epsilon_3$

$$\epsilon_1 = \frac{\|P_{II-III}^* - P_{I-III}^*\|}{\|P_{II-III}^*\|} \leq \delta_1, \quad (14)$$

$$\epsilon_2 = \frac{\|I_{II-III}^* - I_{I-III}^*\|}{\|I_{II-III}^*\|} \leq \delta_2, \quad (15)$$

$$\epsilon_3 = \frac{\|H_{II-III}^* - H_{I-III}^*\|}{\|H_{II-III}^*\|} \leq \delta_3, \quad (16)$$

где  $\delta_1, \delta_2, \delta_3$  – соответствующие ограничения,

устанавливается либо необходимость повторения цикла I-II, III, либо возможность выполнения следующего этапа синтеза IV (см. рис.). Поскольку этап IV представляет собой достаточно изолированный этап синтеза, на котором решается частная задача уменьшения износа ходовых колес грейферной тележки и рельсов, то дополнительной обратной связи (как ранее в цепочке I-II, III) – соотношения (14)-(16) – здесь не предусматривается, и получаемый набор параметров  $P_{I-IV}^*$  является окончательным. На этапе IV задача формулируется следующим образом:

$$L_{IV} = L_{IV}(f, P_{IV}), \quad (17)$$

где  $L_{IV}$  – операторная запись размерного износа при действии эксплуатационных сил  $f$ ;

$$I_{IV} = g(P_{IV}) \rightarrow \min, \quad (18)$$

где  $g$  – размерный износ;

$$H_{IV} = T(g) \geq T_{IV}^*, \quad (19)$$

где  $T$  – безремонтный срок службы ходовых колес грейферной тележки,  $T_{IV}^*$  – ограничения на безремонтный срок службы.

Предложенный алгоритм поиска рационального проектного решения при задании достаточно жестких ограничений точности  $\delta_1, \delta_2, \delta_3$  приводит к решению  $P_{I-IV}^*$ , достаточно близко расположенному в параметрическом пространстве к одному из локальных оптимумов. Естественно, что при варьировании начального приближения  $P_0$  будет изменяться и итоговый вариант  $P_{I-IV}^*$ . В то же время именно предложенная последовательность этапов решения задачи синтеза приводит, как правило, к достаточно удачному решению, поскольку основным этапом, определяющим структуру перегружателя и его основные конструктивные параметры, является этап I. При этом этап предполагает неявно выполнение также неформализуемых операций, осуществляемых конструкторами с опорой на опыт проектирования аналогичных машин, на сравнительный анализ характеристик и технического состояния других машин данного класса, а также на сложившиеся нормы, конструктивные схемы и традиции проектирования машин данного типа. Это позволяет изначально на этапе I задавать удачную структуру проекта, определяя при этом удовлетворительный набор конструктивных параметров силовых элементов.

На этапе II–III производится принципиальный момент корректировки текущего решения по критерию не начального, а конечного состояния машины. И, как отмечалось выше, на этапе IV производится дополнительная, слабо связанная с предыдущими этапами, корректировка по частному критерию уменьшения износа ходовых колес тележки.

Таким образом, можно утверждать, что в результате поэтапного итерационного процесса последовательного синтеза машины по комплексу критериев и ограничений не гарантируется получения оптимального в строгом смысле решения, а создаются условия получения достаточно рационального. При этом все выполняемые этапы объединены в едином цикле исследований, соединяющих на основе обобщенного параметрического описания разнородные физико-механические процессы, протекающие при эксплуатации перегружателя, с учетом различных критериев и ограничений. Это позволяет утверждать, что формально предложен метод синтеза машины по критериям обеспечения ее задан-

ной нагрузочной способности, остаточного ресурса с учетом утонения и деградации материала, а также умеренной металлоемкости.

В дальнейшем предполагается решение следующих задач:

- реализация задач исследования напряженно-деформированного состояния верхнего строения перегружателя при варьировании его структуры и конструктивных параметров силовых элементов (задача (7)-(9));
- определение чувствительности конструкции к изменению толщин и свойств материалов листов металлоконструкции (задача (10));
- определение рационального набора толщин листов, обеспечивающих нагрузочную способность машины на конечном этапе нормативного срока эксплуатации (задача (11)-(13));
- определение технического решения, обеспечивающего уменьшение до заданного уровня износа ходовых колес (задача (17)-(19)).

При этом в силу специфики каждой из описанных задач их решение осуществляется расчетным, экспериментальным или расчетно-экспериментальными методами.

**Заключение.** В статье представлен вариант метода решения задач синтеза машин по критериям обеспечения нагрузочной способности, остаточного ресурса, минимальной массы на примере перегружателя мостового грейферного. В общем виде на основе обобщенного параметрического описания и математической формализации задачи предложены новый алгоритм решения поставленной задачи, соединяющий этапы итерационного постадийного поиска улучшенного решения.

В дальнейшем планируется реализация предложенного метода в виде комплекса численных и экспериментальных исследований.

**Список литературы:** 1. Ткачук Н.А., Бруль С.Т., Малакей А.Н., Гриценко Г.Д., Орлов Е.А. Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения // Механіка та машинобудування. – 2005. – № 1. – С.184-194. 2. Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С.57-79. 3. Чепурной А.Д., Глинин Г.П., Гусев Ю.Б., Пеклич М.М., Барчан Е.Н., Ткачук Н.А. Расчетно-экспериментальный метод определения параметров элементов машиностроительных конструкций // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып. „Машиноведение и САПР”. – 2005. – №53. – С.162-176. 4. Сеа Ж. Оптимизация. Теория и алгоритмы. – М.: Мир, 1973. – 244 с. 5. Глинин Г.П., Гусев Ю.Б., Головченко В.И., Орлов Е.А. Методи автоматизованого аналізу міцності та жорсткості просторових конструкцій // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып. „Машиноведение и САПР”. – 2006. – №3. – С.58-69. 6. Гусев Ю.Б., Слободяник В.А., Ткачук Н.А., Танченко А.Ю. К вопросу об определении причин сверхнормативного износа реборд колес грейферной тележки мостового крана-перегружателя // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып. „Машиноведение и САПР”. – 2007. – №33. – С.55-66. 7. Гусев Ю.Б. К вопросу об исследовании напряженно-деформированного состояния металлоконструкции перегружателя ПМГ-20 // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып. „Машиноведение и САПР”. – 2008. – № 2. – С.71-75.

Поступила в редколлегию 21.02.08

**Ю.Б. ГУСЕВ**, гл. конструктор, ОАО „Головной специализированный конструкторско-технологический институт”, г. Мариуполь,  
**А.Ю. ТАНЧЕНКО**, аспирант каф. ТММиСАПР, НТУ “ХПИ”

### К ВОПРОСУ ОБ ОПТИМАЛЬНОМ СИНТЕЗЕ ЭЛЕМЕНТОВ МОСТОВЫХ ПЕРЕГРУЖАТЕЛЕЙ

У статті реалізовано методику комплексного дослідження та синтезу елементів конструкції мостових перевантажувачів, запропоновану авторами. На основі узагальненого параметричного опису конструкції проведено дослідження впливу структури та параметрів верхньої будови крана на його міцність та загальну масу. Виконана оптимізація конструкції. Проведені верифікаційні розрахунки напружено-деформованого стану з використанням числових моделей, побудованих в програмних комплексах ANSYS та Лира.

In the article the method of complex research and synthesis of elements of construction of bridge loaders is realized offered by authors. The research of influencing of structure and parameters of faucet's crest structure is conducted on its strength and general mass on the basis of the generalized parametrical description of construction. Optimization of construction is performed. Verification calculations of stressed and deformed state are conducted with the use of numerical models built in the programmatic complexes ANSYS and Lira.

**Введение.** В работах [1-3] описаны общие подходы к решению актуальной и важной задачи синтеза многофункциональных машин по критериям минимизации массы, обеспечения прочности, жесткости, долговечности на примере мостового перегружателя ПМГ-20. Задача сводится к многоэтапному решению задач структурной и параметрической оптимизации верхнего строения перегружателя по критерию минимальной массы с ограничением на напряжения, определению рекомендаций по обеспечению долговечности и работоспособности силовых элементов перегружателя с учетом утонения и усталости материала, а также решению частной задачи устранения сверхнормативного износа ходовых колес и рельсов грейферной тележки.

Естественно, что при выполнении таких масштабных исследований особую важность приобретают вопросы достоверности численных моделей для анализа физико-механических процессов при эксплуатации перегружателей, поскольку они кладутся в основу решения задач синтеза. В связи с этим в данной статье уделено внимание двум задачам:

- сравнительный анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) металлоконструкции перегружателя в системах Лира и ANSYS;
- исследование влияния структуры и параметров верхнего строения перегружателя на его массовые и прочностные характеристики.

**Численное моделирование реакции металлоконструкции перегружателя на действие эксплуатационных нагрузок в программном комплексе Лира.** Целью данного исследования является определение напряженно-деформированного состояния металлоконструкции грейферного перегружателя

3281.01.00.000 РР грузоподъемностью 20т (200 кН) конструкции „Головной специализированный конструкторско-технологический институт”, г. Мариуполь (конечно-элементная модель (КЭМ) показана на рис. 1) . Исходные данные для расчета сведены в табл. 1.

Как известно, в настоящее время все шире внедряются современные методы расчета, например, метод расчета по предельным состояниям [1-10]. Метод расчета по предельным состояниям широко применяется в расчете металлических конструкций. Использование этого метода, основанного на статическом учете условий работы конструкции, позволяет отказаться от недостаточно обоснованного запаса прочности и открывает широкие возможности устанавливать необходимые размеры и сечения металлоконструкции, исходя из конкретных условий ее эксплуатации.

В течение заданного срока службы металлоконструкции могут возникать различные эксплуатационные нагрузки. Разрушение конструкции может произойти как в результате однократного, так и многократного приложения нагрузки. Все действующие нагрузки при этом расчете считают действующими статически. Если число нагружений достаточно велико, то необходима проверка на выносливость. Для многих конструкций проверка на прочность и выносливость может оказаться недостаточной. Вследствие нали-

Таблица 1

Характеристика	Значение
Масса крана, т	615
Масса металлоконструкции, т	376,5
Строение верхнее, т	186,73
Опора жесткая, т	54,632
Опора шарнирная, т	61,15
Установка шпренгелей, т	66,95
Подкос ветровой, т	4,17x2 = 8,34
Установка ЛПО, т	30,236
ЛПО строения верхнего, т	23,106
ЛПО опоры жесткой, т	5,18
ЛПО опоры шарнирной, т	1,95
Масса тележки с грейфером, т	58,697
Масса грейферной тележки, т	32,133
Масса прицепной тележки, т	16,864
Масса грейфера, т	9,7
Кран ремонтный, т	6,34
Ремонтное помещение и подкрановая эстакада, т	26,71
Механизм передвижения и противоугонные захваты, т	64 + 4 = 68
Барабан кабельный, т	0,671
Установка электропомещения, т	15,5
Установка троллей, т	3,12
Продукция кабельная, т	25,5
Буфера концевые, т	5,033
Выход тележки на консоли, м жесткой опоры шарнирной опоры	15 16
Скорость подъема грейфера, м/сек	1,2
Скорость передвижения, м/сек перегружателя тележки грейферной	0,385 3,73
Количество ходовых колес	32
Марка стали	09Г2С
Режим работы	ВТ
Время аварийного торможения, с	5,905
Время разгона механизма передвижения, с	3

чия больших деформаций иногда при сохранении прочности и устойчивости конструкции теряется ее работоспособность, т.к. появляющиеся деформации или колебания препятствуют ее нормальной эксплуатации.

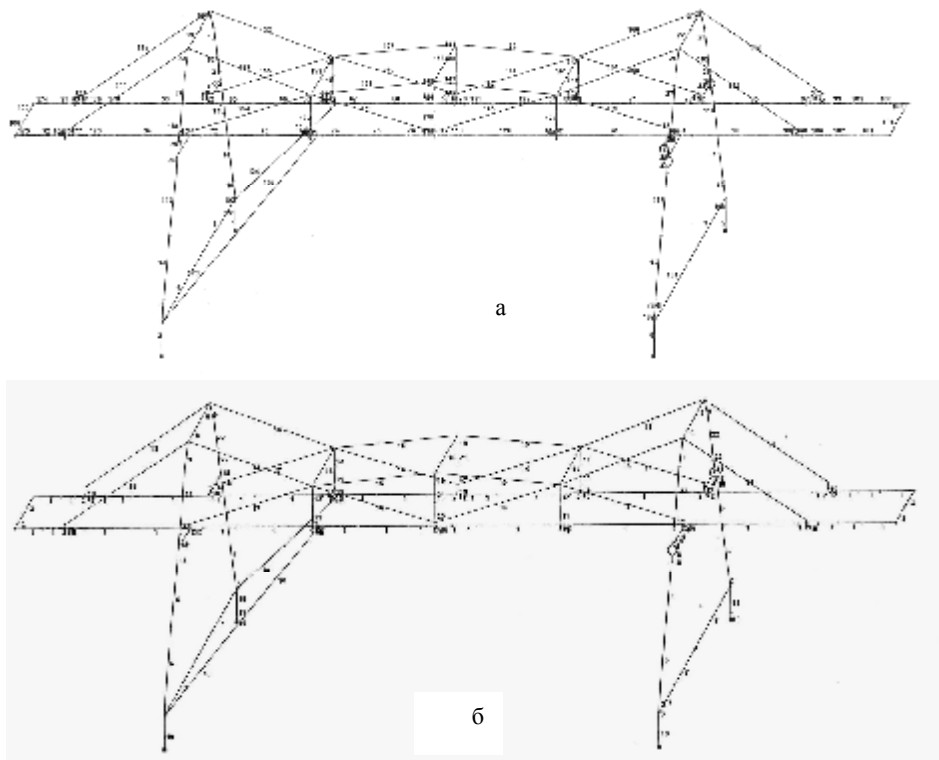


Рис. 1. Схема конструкции перегружателя ПМГ-20

а – конечно-элементная модель (с номерами элементов)

б - схема жесткостей элементов

Для мостов с соотношением высоты к пролету в пределах  $\geq 1/18$  критерием жесткости являются статический прогиб середины моста, составляющий не более  $1/700$  пролета.

Для стальных конструкций и их элементов должны выполняться расчеты согласно РТМ 24.090.26-77 для следующих предельных состояний:

- *первое предельное состояние* – по прочности и устойчивости форм элементов от однократного действия наибольших нагрузок, ожидаемых за срок службы крана;

- *второе предельное состояние* – по выносливости несущих элементов от многократного действия нагрузок;
- *третье предельное состояние* – по упругой деформации несущих элементов.

Расчеты стальных конструкций выполняются по методу предельных состояний. В расчетах должны выполняться условия [6]:

$$S_p \leq m \cdot R, \quad (1)$$

где  $S_p$  – расчетное напряжение;  $m$  – коэффициент условий работы;  $R$  – расчетное сопротивление материала, равное [6]:

$$R = R^H / k_M, \quad (2)$$

где  $R^H$  – нормативное сопротивление материала;  $k_M$  – коэффициент безопасности по материалу.

В расчетах на прочность и устойчивость должны учитываться следующие нормативные нагрузки: весовые постоянные; весовые подвижные, действие которых возможно в любом сечении вдоль пролета крана; инерционные нагрузки; особые нагрузки; другие нагрузки. Рассмотрим эти нагрузки.

*Нормативные весовые постоянные нагрузки:* вес стальных конструкций (нагрузки берутся с коэффициентом условий работы  $m = 0,9$ ); вес механического и электрического оборудования.

*Нормативные весовые подвижные нагрузки:* вес грузовой и грейферной тележки  $G_T$ ; вес груза  $G_{Гр}$ . Горизонтальные силы от веса груза при отклонении грузовых канатов от вертикали:  $Q_X = Q \cdot \text{tg } \alpha$ ;  $\alpha = 3^\circ$  – угол отклонения канатов;  $Q_Y = Q \cdot \text{tg } \beta$ ;  $\beta = 3^\circ$ . Горизонтальные силы приложены в месте контакта ходовых колес тележки с рельсом (рис. 2).

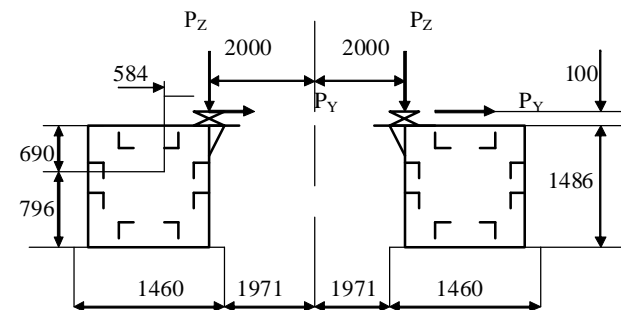


Рис.2. Давление колеса на рельс (от вертикальной нагрузки)

*Нормативные инерционные нагрузки:* горизонтальные инерционные продольные нагрузки  $T$ , возникающие при разгоне или торможении тележки, принимаются для мостовых перегружателей 1/10 от суммы давлений всех колес тележки; приложены в месте контакта ходовых колес и направлены вдоль подтележечных рельсов; горизонтальные инерционные поперечные нагрузки  $H$ , возникающие при передвижении грузовой тележки, принимаются равными 1/10 от давления на колесо и направлены поперек подтележечных рельсов; горизонтальные инерционные нагрузки, возникающие при разгоне и торможении крана [6]:

$$H_i = (G_{KP} \cdot V_{KP}) / gt; H_i^{mel} = (G_T + Q)V_{KP} / gt. \quad (3)$$

*Особые нормативные нагрузки:* горизонтальные продольные нагрузки при наезде крана на упоры. Все нормативные нагрузки принимаются с учетом коэффициентов перегрузок; динамическое воздействие груза при подъеме учитывается динамическим коэффициентом; динамическое воздействие стальных конструкций, оборудования, тележки, груза при передвижении крана учитывается коэффициентом толчков  $k_m$ .

Другие виды нормативных нагрузок – перекося.

Расчет стальных конструкций мостовых перегружателей проводится в следующих расчетных случаях: рабочее состояние „Подъем груза и передвижение тележки”. Перегрузатель находится в неподвижном состоянии, а грейферная тележка – в середине пролета и в крайнем положении на консолях; рабочее состояние „Передвижение крана. Грейферная тележка располагается в пределах пролета или на опорах”; нерабочее состояние „Перегружатель не работает и застопорен, а тележка без груза расположена над одной из опор”.

Определение расчетного сопротивления [6]

$$s_p \leq mR = 248,0 \text{ МПа}, \quad (4)$$

где  $m$  – коэффициент условий работы;  $R = \sigma_T \cdot k = 276,0 \text{ МПа}$  – расчетное сопротивление материала, вычисляется как произведение нормативного сопротивления  $R_H$  и коэффициента однородности материала  $k$ . Этот коэффициент учитывает опасность снижения способности материала сопротивляться внешним воздействиям вследствие изменчивости механических свойств [5].

**Деформации стальных конструкций.** Деформации от нормативных нагрузок не должны превышать: прогиб балок моста при статическом воздей-

ствии грейферной тележки  $\leq 1/700$  пролета; уклон пути на консолях, создающийся под воздействием грейферной тележки с грузом  $\leq 0,003$  длины консоли [6]. Был выполнен расчет на определение жесткостных характеристик сечений. Получены  $F; W_Y; W_Z; W_{KP}; EJ_Y; EJ_Z; EF; GJ_{KP}$  – жесткостные и геометрические характеристики сечений.

Расчет на статику выполнен ПК „Лири – WINDOWS”, предназначенным для численного исследования на ЭВМ прочности и устойчивости конструкций „ЛИРА-9” – программный комплекс для расчета и проектирования конструкций. Реальная металлоконструкция перегружателя представлена в виде пространственной стержневой системы. Расчет выполнен на статические и динамические нагрузки. Статические нагрузки моделируют силовые воздействия от сосредоточенных и распределенных сил и моментов. ПК „Лири” реализует численный метод дискретизации сплошной среды – метод конечных элементов (МКЭ). Варианты нагрузок приведены в табл. 2, 3, результаты – в табл. 4, 5.

#### **Анализ решения варианта I.**

1. Нагружение – тележка с грузом в центре пролета. Ветер вдоль подкрановых путей. Суммарная нагрузка на кран:  $\Sigma Y = 410 \text{ кН}; \Sigma Z = 7,66 \text{ МН}$ .



Сочетание нагрузок в расчетных вариантах

Наименование нагрузки	Обозначение, напр.	Рабочее состояние „Подъем груза и передвижение тележки”				Рабочее состояние „Передвижение крана”				Нерабочее состояние	
		Основное сочетание		Особое сочетание		Основное сочетание		Особое сочетание		Основное состояние	
		нагрузки	Кс	нагрузки	Кс	нагрузки	Кс	нагрузки	Кс	нагрузки	Кс
1. Вес стальных конструкций	$G_M$	$G_M$	1	$G_M$	1	$K_T \cdot G_M$	1	$G_M$	1	$G_M$	1
2. Вес перегрузочных устройств	$G_{II}$	$G_{II}$	1	$G_{II}$	1	$K_M \cdot G_{II}$	1	$G_{II}$	1	$G_{II}$	1
3. Вес механического и электрического оборудования	$G_O$	$G_O$	1	$G_O$	1	$K_M \cdot G_O$	1	$G_O$	1	$G_O$	1
4. Вес грейферной тележки	$G_T$	$\varphi G_T$	1	$\varphi G_T$	1	$K_M \cdot G_T$	1	$G_T$	1	$G_T$	1
5. Вес груза	$Q$	$\varphi Q$	1	$\varphi Q$	1	-	-	-	-	-	-
6. Горизонтальные инерционные продольные нагрузки при передвижении тележки с грузом	$T$	$T$	0,9	-	-	-	-	-	-	-	-
7. Горизонтальные инерционные поперечные нагрузки при передвижении тележки с грузом	$T$	$T$	0,9	-	-	-	-	-	-	-	-
8. Горизонтальные инерционные нагрузки при передвижении крана	$H_i$	-	-	-	-	$H_i$	0,9	-	-	-	-
9. Нагрузки при перекосе	$H_S$	$0,5 H_S$	0,9	-	-	$H_S$	0,9	-	-	$H_S$	0,9
10. Ветровая нагрузка рабочего состояния	$W_{pc}$	$W_{pc}$	0,9	$W_{pc}$	0,8	$W_{pc}$	0,9	$W_{pc}$	0,8	-	-
11. Ветровая нагрузка нерабочего состояния	$W_{wc}$	-	-	-	-	-	-	-	-	$W_{wc}$	0,9
12. Нагрузка от обледенения конструкции	$G_{CH}$	$G_{CH}$	0,9	$G_{CH}$	0,8	$G_{CH}$	0,9	$G_{CH}$	0,8	$G_{CH}$	0,9
13. Горизонтальная продольная нагрузка при наезде тележки на упоры	$T_o$	-	-	$T_o$	0,8	-	-	-	-	-	-
14. Горизонтальные поперечные нагрузки при наезде тележки на упоры	$H_o$	-	-	-	-	-	-	$H_o$	0,8	-	-
15. Нагрузка при аварийном перекосе	$H_{SO}$	-	-	-	-	-	-	$H_o$	0,8	-	-

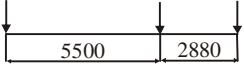
Таблица 3

Нагрузки рабочего состояния

Наименование нагрузки	Обозначение	Нагрузки
1. Вес металлоконструкции пролета балки	$G_M^M$	$G_M^M = 1,86728 \text{ МН}; n_1 = 1,05$ – коэффициент перегрузки; $m = 1,05$ – коэффициент неполноты расчета; $q_1 = 9,2 \text{ кН/м}$
2. Вес м/к ЛПО (лестницы, площадки, ограждения)	$G_M^{ЛПО}$	$G_M^{ЛПО} = 231,06 \text{ кН}; n_1 = 1,05; m = 1,05;$ $q_2 = 1,13 \text{ кН./м}; q_0 = q_1 + q_2 = 9,2 + 1,13 = 10,33 \text{ кН}$
3. Вес опоры жесткой вместе с ЛПО	$G_M^{Ж,О}$ $G_M^{ЛПО}$	$G_M^{Ж,О} = 546,32 \text{ кН}; G_M^{ЛПО} = 659,5 \text{ кН};$
4. Вес опоры шарнирной вместе с ЛПО	$G_M^{Ш,О}, G_M^{ЛПО}$	$G_M^{Ш,О} = 611,5 \text{ кН}; G_M^{ЛПО} = 695,7 \text{ кН};$
5. Ветровой подкос	$G_M^{В,П}$	$G_M^{В,П} = 91,95 \text{ кН}$
6. Установка шпренгелей	$G_M^{ШПР}$	$G_M^{ШПР} = 738,1 \text{ кН};$
7. Ремонтное помещение и подкрановая эстакада	$G^{Р,П}$	$G^{Р,П} + G^{П,Э} = 336,55 \text{ кН}; q = G/L = 11,22 \text{ кН./м}$
8. Кран ремонтный	$G^{К,Р}$	$G^{К,Р} = 79,88 \text{ кН}$
9. Барабан кабельный	$G^{К,Б}$	$G^{К,Б} = 8,052 \text{ кН}$ ( расположен на краю консоли)
10. Установка электропомещения	$G^{ЭП}$	$G^{ЭП} = 186 \text{ кН};$ ( расположено на $l_1 = 5,5 \text{ м}$ от жесткой опоры и консолю к балке $l_2 = 2,1 \text{ м}$ ); $M_X = -390,6 \text{ кНм}$
11. Установка троллей	$G^{ТР}$	$G^{ТР} = 31,2 \text{ кН}$ ( равномерно по мосту)
12. Кабельная продукция	$G^{КАБ}$	$G^{КАБ} = 343,44 \text{ кН}; q = 1,5 \text{ кН/м}$ ( равномерно по мосту)
13. Буфера конечные	$G^b$	$G^b = 50,3 \text{ кН} \cdot 1,2 = 60,4 \text{ кН}$
14. Механизм передвижения и противо-	$G^{М,П}$	$G^{М,П} = 660 \text{ кН}; \Sigma = 1,80632 \text{ МН}$

угонные захваты		
15. Вес тележки грейферной	$G^T$	$G^T = 321,33 \text{ кН}$

Продолжение табл. 3

Наименование нагрузки	Обозначение	Нагрузки
16. Вес прицепа	$G^{TP}$	$G^{TP} = 168,64 \text{ кН}$ ; $G_0^T = 321,33 + 168,64 = 489,97 \text{ кН}$ ; $489,97 \text{ кН} \cdot 1,2 \cdot 1,05 = 617,4 \text{ кН}$
17. Вес груза	$G^{TP}$	$G_{\text{груз+грейфера}} = 252 \text{ кН}$ ; $R_1 = 164,22 \text{ кН}$ ; $R_2 = 164,22 \text{ кН}$ ; $R_3 = 106,24 \text{ кН}$ 
18. Горизонтальные инерционные нагрузки при передвижении грейферной тележки с грузом (нагружение 3)	$T^X$ ; $K_c = 0,9$	$T_1^X = 22,2 \text{ кН}$ ; $T_1^X = 0,1 \cdot K_c \cdot n \cdot R_j$ , где $n = 1,5$ - коэффициент перегрузки; $M_y = 22,2 \cdot 0,79 = 17,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$ ; $T_3^X = 9,56 \text{ кН}$ ; $M_y = 7,6 \text{ кН} \cdot \text{м}$
19. Горизонтальная инерционная поперечная нагрузка при передвижении грейферной тележки	$H$ ; $K_c = 0,9$ ;	$H_1^y = 22,2 \text{ кН}$ ; $M_x = 17,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$ ; $H_3^y = 0,1 \cdot 0,9 \cdot 1,5 R_3 = 9,56 \text{ кН}$ ; $M_x = 7,6 \text{ кН} \cdot \text{м}$
20. Горизонтальные силы от веса груза при отклонении грузовых канатов	$Q_x$ ; $Q_y$	$Q_x = Q_y = Q \cdot \text{tg} 3^\circ = 13,2 \text{ кН}$
21. Нагрузка перекоса	$0,5H_s$ ; $K_c = 0,9$	$\Delta = 150 \text{ мм}$ - нормативное взаимное смещение опор; $\Delta = 0,005 \cdot 60 \text{ м} = 0,3 \text{ м}$ ; $0,5 \cdot 0,3 \text{ м} = 0,15 \text{ м}$ ; $\Delta = 0,15 \cdot 0,9 = 0,135 \text{ мм}$
22. Ветровая нагрузка рабочего состояния: на мост; на опоры; на ветровой подкос; на шпренгельную систему; на тележку и груз	$W_{PC}$ ; $K_c = 0,9$	$W_{1\text{МОСТ}}^y = 88,3 \text{ кН}$ и $W_{2\text{МОСТ}}^y = 21,6 \text{ кН}$ (на первую и на вторую балку моста соответственно); $q_1 = 0,83 \text{ кН/м}$ ; $q_2 = 0,2 \text{ кН/м}$ ; $W_{\text{ОПОРЫ}}^y = 12,6 \text{ кН}$ (на первую и затененную стороны); $W_{\text{ОПОРЫ}}^1 = 2,52 \text{ кН}$ (на 1 узел шарнирной и жесткой опоры); $W_{\text{ПОДКОС}} = 5,4 \text{ кН}$ (на обе ветви подкоса); $W_{1\text{ШПР}} = W_{2\text{ШПР}} = 41 \text{ кН}$ ; $q = 0,257 \text{ кН/м}$ ; $W_{\text{СТ}^{\text{CP}}} = 1,2 \text{ кН}$ ; $W_{\text{СТ}^{\text{KP}}} = 0,09$ ; $W_{\text{ТЕЛ}} = 18 \text{ кН}$ ; $W_{\text{ГР}} = 5,4 \text{ кН}$

50

53

23. Нагрузка от обледенения	$G_{\text{снег}}$ $K_c = 0,9$	$W_{\text{снег}} = 0,1 \cdot 0,9 G_{\text{крана}} = 480 \text{ кН}$
-----------------------------	----------------------------------	---

54

Таблица 4

Напряжения в металлоконструкции перегружателя. Кран неподвижен. Передвижение тележки

Жесткость	№ стержня	№ сечения	Нагружен.	$\sigma_{\max}$ , МПа	$\sigma_N$ , МПа	$\sigma_{MY}$ , МПа	$\sigma_{MZ}$ , МПа
1	93	2	4	96,6	-14,8	-39,6	-42,2
2	89	1	5	67,3	-1,7	59,6	9,3
3	105	1	4	39,2	-0,4	-12,5	-26,3
4	39	2	1	93,2	-0,4	-90,7	-2,1
5	10	2	4	76,1	-32,8	-40,7	-2,7
6	116	1	4	104,7	-39,2	-45,0	-20,6
7	4	2	4	80,6	11,1	67,7	1,8
8	20	1	1	95,8	-11,6	-76,5	-7,7
9	26	2	5	67,9	-27,6	-37,4	-2,8
10	123	1	3	62,3	-12,7	-45,5	-4,1
11	131	2	1	110,9	7,3	68,2	35,4
12	134	2	1	95,0	10,3	47,0	37,7
13	111	2	4	120,1	76,5	33,7	9,9
14	113	2	5	121,3	73,5	25,0	22,8
15	158	1	1	99,1	-70,1	-23,2	-5,8
16	151	2	1	129,1	-8,3	-119,3	-1,5
17	154	1	1	94,8	-66,4	-25,6	-2,8
18	29	2	4	108,4	-16,0	-90,7	-1,7
20	130	2	3	35,3	5,2	4,8	25,4
21	184	2	1	38,0	9,1	0,7	28,26
22	186	2	4	126,2	-22,6	-101,8	-1,9

Таблица 5

Напряжения в металлоконструкции перегружателя. Вариант 1.

Кран неподвижен (с учетом перекоса)

Жесткость	№ стержня	№ сечения	Нагружен.	$\sigma_{\max}$ , МПа	$\sigma_N$ , МПа	$\sigma_{MY}$ , МПа	$\sigma_{MZ}$ , МПа
1	92	2	4	96,0	-14,2	-29,0	-42,3
2	90	1	5	72,5	2,5	64,4	5,6
3	103	1	5	42,9	-0,01	-12,9	-29,9
4	39	2	1	105,4	-1,1	-101,0	-2,3
5	10	2	4	30,1	-31,4	-37,4	-10,3
6	116	1	4	96,0	-37,5	-25,1	-28,8
7	4	2	4	82,6	11,5	67,2	3,9
8	20	1	4	105,7	-14,9	-84,2	-6,7
9	24	1	4	75,3	-25,7	-44,3	-5,3

10	124	1	3	78,5	-21,4	-47,5	-9,6
11	132	2	1	120,3	18,4	78,9	24,9
12	133	1	1	141,0	26,1	108,8	11,0
13	111	2	4	129,2	79,5	34,4	15,3
14	113	2	5	127,4	74,2	24,8	28,4

Продолжение табл. 5

Жесткость	№ стержня	№ сечения	Нагружен.	$\sigma_{\max}$ , МПа	$\sigma_N$ , МПа	$\sigma_{MY}$ , МПа	$\sigma_{MZ}$ , МПа
15	158	1	1	96,3	-73,5	-11,1	-10,6
16	151	2	1	193,8	-7,6	-184,3	-1,9
17	154	1	1	100,9	-76,0	-22,9	-2,1
18	29	2	4	112,9	-16,2	-92,6	-4,1
20	143	2	3	35,4	5,9	9,4	20,2
21	134	2	1	45,8	13,5	1,5	30,7
22	186	2	4	132,0	-22,9	-104,6	-4,5

2. Нагружение – тележка с грузом в центре без учета массы крана. Суммарные нагрузки на кран:  $\Sigma Z = 869$  кН.

3. Нагружение – тележка в центре. Ветер вдоль подтележечных путей. Суммарные нагрузки на кран:  $\Sigma X = 250$  кН;  $\Sigma Z = 7,66$  МН.

4. Нагружение – тележка с грузом на консоле жесткой опоры ( в крайнем положении). Суммарная нагрузка на кран:  $\Sigma Y = 410$  кН;  $\Sigma Z = 7,66$  МН.

5. Нагружение – тележка с грузом на консоли шарнирной опоры.

Суммарная нагрузка на кран:  $\Sigma Y = 410$  кН;  $\Sigma Z = 7,66$  МН.

Прогибы конструкции от статического воздействия грейферной тележки с грузом должны подчиняться условию:  $\Delta f / L \leq [f_{cm}]$ , где  $\Delta f$  - фактический прогиб,  $L$  – характерный линейный размер,  $f_{cm}$  – критерий жесткости (для пролета моста  $f_{cm} = 1/700$ , для консольных балок  $f_{cm} = 0,003$ ). В результате расчета получены следующие значения:

1) середина пролета:

$$\Delta f = 47,5 \text{ мм}, L = 60 \text{ м}; \Rightarrow \Delta f / L = 0,00008 < 1/700 \sim 0,0014;$$

2) ремонтная консоль (жесткой опоры), прогиб конца консоли от действия тележки

$$\Delta f = 30 \text{ мм}, L = 20,65 \text{ м}; \Delta f / L = 0,0014 < 0,003.$$

3) длина консоли шарнирной опоры

$$L = 25 \text{ м}; \Delta f = 55 \text{ мм}; \Delta f / L = 0,0022 < 0,003.$$

**Описание расчетного варианта: „Рабочее состояние, передвижение крана“.** Здесь рассматривается два случая сочетания нагрузок при передвижении крана: 1. Особые сочетания. 2. Основное сочетания. Нагрузки для особого

сочетания приведены в табл. 6. Здесь приведены варианты нагружения: 1 – тележка в центре пролета, ветер поперек моста крана; 2 – вес тележки; 3– тележка в центре, ветер на кран вдоль моста; 4– тележка у опоры крана. Максимальные напряжения для этого варианта сведены в таблицу максимальных напряжений. Для случая „Основное сочетание“  $V_{кр} = 0,385$  м/сек = 23,1 м/мин;  $k_m = 1$  – коэффициент толчков на металлоконструкцию, оборудование и тележку.

Нагрузки для основного сочетания приведены в табл. 7, результаты расчетов – в табл. 8. Для особого сочетания определены инерционные нагрузки на элементы и приложены в соответствующие узлы схемы. Рассмотрены два варианта: удар крана на два буфера и удар крана о буфер с перекосом (табл. 9, 10).

К расчету горизонтальных инерционных нагрузок, возникающих при разгоне и торможении крана: инерция тележки с грузом  $H_m = (G_T + Q)V_{кр}^2 / q \cdot a = 33$  кН;  $M_x = 13$  кН·м; инерция моста:  $H_M = 172$  кН;  $q_T = 1,61$  кН/м;  $q' = 0,805$  кН/м; инерция жесткой опоры  $H_{жО} = 9$  кН; инерция шарнирной опоры:  $H_{шО} = 30,3$  кН; инерция механизма передвижения:  $H_{м.п.} = 32$  кН. Общая инерционная нагрузка: 296 кН. Связь наложена в месте установки буфера. Для нерабочего состояния перегружателя данные расчетов сведены в табл. 11, 12

Таблица 6

Рабочее состояние „Передвижение крана. Тележка без груза располагается в пределах пролета или на опорах“. Особое сочетание. Удар о буфер.  
Нагрузки для II-го рабочего состояния

Наименование нагрузки	Обозначение	Нагрузки
1. Вес стальных конструкций	$G_M$ ; $K_C = 1$	Нагрузки металлоконструкции крана из 1-го варианта
2. Вес тележек (без груза)	$G_M$	$G_{грейф.тел} + G_{грейфера} = 527,1$ кН; $G_{прицеп.тел} = 212,48$ кН; $R_1 = R_2 = 131,78$ кН.; $M_x = \pm 77$ кН/м; $R_3 = 106,24$ кН; $M_x = \pm 62$ кН/м; $R_1 = 131,78$ кН; $R_2 = 131,78$ кН; $R_3 = 106,24$ кН
3 Ветер рабочего состояния	$W_{PC}$ ; $K_C = 0,8$	Ветер вдоль подкрановых путей. $\Sigma W_{PC}^Y = 300$ кН; (1 и 4 нагружение) Ветер поперек подкрановых путей $\Sigma W^Y = 140$ кН (3 нагружение)
4. Нагрузка от обледенения конструкций	$G_{ОБЛ}$ ; $K_C = 0,9$	$G_{ОБЛ} = 0,1 \cdot 0,9 \cdot G_{кр} = 430$ кН

5. Горизонтальная поперечная нагрузка при наезде крана на упоры	Но; K <sub>C</sub> =0,8	$H_0 = \frac{(G_M + G_0 + G_T) V_{KP}^2}{qa}$ <p>где <math>a = 0,0787\text{м}</math> (ход поршня); <math>V_{KP} = 0,385\text{ м/сек}</math>; берется <math>50\% V_{KP}</math>; <math>V_{KP}^1 = 0,1925</math>; <math>H_0=236,4\text{ кН}</math> (буфер установлен на <math>h = 710\text{ мм}</math> от УГР)</p>
6. Нагрузка при аварийном перекосе	H <sub>SO</sub> ; K <sub>C</sub> =0,8	Нагрузка при перекосе определяется нормативным взаимным смещением опор крана $\Delta S = 1,2\% \cdot L = 0,012 \cdot 60 = 0,72\text{м}$

Таблица 7

Рабочее состояние „Передвижение крана. Основное сочетание”.

Нагрузки для II-го рабочего состояния

Наименование нагрузки	Обозначение	Нагрузки
1. Вес стальных конструкций	$G_M^1$ ; K <sub>C</sub> =1; K <sub>m</sub> =1	Нагрузки металлоконструкции и оборудования взяты из 1 -го варианта. K <sub>m</sub> = 1 ( коэффициент толчков, т.к. V <sub>n</sub> = 0,385м/сек)
2. Вес тележки ( без груза )	G <sub>МЕЛ.</sub> ; K <sub>m</sub> =1	R <sub>1</sub> = R <sub>2</sub> = 131,78кН; M <sub>x</sub> = ± 77кНм; R <sub>3</sub> = 106,24 кН; M <sub>x</sub> = ± 62кНм
3. Горизонтальная нагрузка при передвижении крана	H <sub>i</sub> ; K <sub>C</sub> = 0,9	$F_{ин} = m \cdot a$ ; $a = \frac{\Delta V}{\Delta t} = 0,1193\text{м/с}^2$ ; $F_{ин \cdot \text{крана}} = 65,7\text{кН}$ ; $F_{ин \cdot \text{опоры жестк}} = 6,4\text{ кН}$ ; $F_{ин \cdot \text{опоры шари}} = 6,8\text{кН}$ ; $F_{ин \cdot \text{мех перед}} = 3,55\text{ кН}$ ; $F_{ин \cdot \text{пролет строен}} = 46,4\text{кН}$ ; $F_{ин \cdot \text{тел}} = 6,3\text{ кН}$
4. Нагрузка при перекосе	H <sub>S</sub> ; K <sub>C</sub> = 0,9	$\Delta S = 0,005 L = 0,3\text{ м}$ ; $0,3\text{м} \cdot 0,9 = 0,27\text{м}$ – взаимное смещение опор
5. Ветровая нагрузка рабочего состояния	W <sub>PC</sub> ; K <sub>C</sub> = 0,9	Ветер вдоль подкрановых путей $\sum W_{PC}^y = 300\text{кН}$ ; ветер поперек подкрановых путей $\sum W_{PC}^x = 140\text{ кН}$
6. Нагрузка от обледенения конструкций	G <sub>СН</sub> ; K <sub>C</sub> = 0,9	G <sub>ОБЛ</sub> = 0,1 · 0,9 G <sub>KP</sub> = 480кН

Таблица 8

Напряжения в металлоконструкции перегружателя. Вариант 2. Основное сочетание

Жесткость	№ стержня	№ сечения	Нагружение	σ <sub>max</sub> (МПа)	σ <sub>N</sub> (МПа)	σ <sub>MY</sub> (МПа)	σ <sub>MZ</sub> (МПа)
1	74	1	1	74,6	1,6	1,7	40,9
2	54	2	1	65,4	13,9	15,2	36,3
3	103	1	1	33,9	-0,5	-7,0	-26,4
4	39	2	4	129,4	-1,5	-121,5	-5,4
5	9	2	1	75,6	-27,3	-13,0	-35,4

6	13	2	1	36,6	-33,8	-13,8	-39,4
7	3	2	1	54,6	6,3	31,7	16,7
8	20	1	4	116,8	-12,4	-90,3	-14,0
9	24	1	4	71,0	-14,4	-47,7	-8,9
10	124	1	1	86,2	-23,5	-45,7	-17,1
11	132	2	1	113,0	18,1	73,3	21,7
12	133	1	1	138,8	28,7	96,5	13,5
13	111	2	1	93,1	46,5	32,2	14,4
14	167	2	3	82,7	35,2	24,7	22,8
15	158	1	1	90,8	-67,1	-9,3	-14,3
16	151	2	1	225,3	-7,1	-216,6	-1,7
17	154	1	1	100,5	-75,1	-23,1	-2,3

Продолжение табл. 8

Жесткость	№ стержня	№ сечения	Нагружен.	σ <sub>max</sub> (МПа)	σ <sub>N</sub> (МПа)	σ <sub>MY</sub> (МПа)	σ <sub>MZ</sub> (МПа)
18	29	2	4	115,3	-10,0	-104,0	-1,3
20	143	2	1	36,6	5,3	10,5	20,8
21	184	2	1	44,7	12,2	2,6	29,4
22	186	2	4	132,2	-14,1	-117,5	-0,5

Таблица 9

Напряжения в металлоконструкции перегружателя. Вариант 2. Особое сочетание нагрузок. Удар в оба буфера

Жесткость	№ стержня	№ сечения	Нагружен.	σ <sub>max</sub> (МПа)	σ <sub>N</sub> (МПа)	σ <sub>MY</sub> (МПа)	σ <sub>MZ</sub> (МПа)
1	93	2	4	65,1	-6,5	-23,4	-35,2
2	51	1	1	46,4	9,0	29,6	6,0
3	106	1	4	31,7	-0,6	-13,8	-17,3
4	39	2	4	106,1	0,4	101,5	4,1
5	9	2	1	78,9	-24,2	-39,5	-15,3
6	116	1	4	101,5	-33,0	-51,8	-15,7
7	3	2	1	70,5	4,1	58,7	7,7
8	20	1	4	99,9	-12,5	-87,3	-0,1
9	24	1	4	65,6	-15,9	-46,2	-2,6
10	124	1	1	59,9	-8,6	-36,7	-14,6
11	131	2	1	109,9	9,5	77,0	23,4
12	133	1	1	120,9	20,9	91,9	8,2
13	111	2	1	78,5	41,8	31,7	5,0
14	153	1	1	71,8	30,5	35,5	5,8
15	158	1	1	81,7	-64,2	-13,0	-4,6
16	151	2	1	160,1	-7,4	-151,4	-1,3
17	154	1	1	36,4	-64,3	-20,1	-1,5
18	29	2	4	123,7	-8,9	-113,5	-1,4

19	191	1	1	45,4	-19,3	-3,5	-22,6
20	143	2	1	34,9	5,8	4,8	24,3
21	184	2	1	45,4	11,5	0,5	33,4
22	186	2	4	143,1	-12,6	-123,3	-2,3

Таблица 10

Напряжения в металлоконструкции перегружателя. Вариант 2.  
Особое сочетание нагрузок. Удар о буфер с перекосом

Жесткость	№ стержня	№ сечения	Нагружен.	$\sigma_{\max}$ (МПа)	$\sigma_N$ (МПа)	$\sigma_{MY}$ (МПа)	$\sigma_{MZ}$ (МПа)
1	74	1	1	74,3	16,4	17,2	40,7
2	54	2	1	65,2	13,4	15,1	36,2
3	103	1	1	33,3	-0,5	-7,0	-26,4
4	39	2	4	128,5	-1,5	-121,6	-5,4

Продолжение табл. 10

Жесткость	№ стержня	№ сечения	Нагружен.	$\sigma_{\max}$ (МПа)	$\sigma_N$ (МПа)	$\sigma_{MY}$ (МПа)	$\sigma_{MZ}$ (МПа)
5	9	2	1	75,5	-27,3	-13,0	-35,2
6	13	2	1	86,5	-33,5	-13,8	-39,2
7	3	2	1	54,6	6,3	31,6	16,7
8	20	1	4	116,8	-12,4	-90,4	-14,0
9	24	1	4	71,0	-14,4	-47,7	-8,9
10	124	1	1	86,1	-23,4	-45,6	-17,0
II	132	2	1	112,9	18,1	73,2	21,7
12	133	1	1	138,6	28,7	96,4	13,5
13	111	2	1	92,9	46,5	32,2	14,3
14	167	2	3	82,9	35,3	24,7	22,1
15	158	1	1	90,8	-67,1	-9,4	-14,3
16	151	2	1	224,5	-7,1	-215,7	-1,7
17	154	1	1	100,4	-75,0	-23,1	-2,3
18	29	2	4	115,3	-10,	-104,0	-1,3
20	143	2	1	36,6	5,3	10,5	20,8
21	184	2	1	44,6	12,2	2,6	29,8
22	186	2	4	132,2	-14,1	-117,6	-0,6

Таблица 11

Нерабочее состояние. Кран не работает и застопорен, тележка без груза располагается над одной из опор. Нагрузки для нерабочего состояния крана

Наименование нагрузки	Обозначение	Нагрузки
1. Вес стальных конструкций	$G_M; K_C=1;$	Нагрузки от веса металлоконструкции крана и оборудования крана взяты из 1-го варианта
2. Вес тележки (без груза)	$G_m; K_C=1;$	$R_1 = R_2 = 131,78$ кН; $M_x = \pm 77$ кН; $R_3 = 106,24$ кН; $M_x = \pm 62$ кН

3. Нагрузки при перекосе	$H_S; K_C=0,9;$	$\Delta S = 0,005L = 0,3$ м; $0,3$ м $\cdot 0,9 = 0,27$ м – взаимное смещение опор
4. Ветровая нагрузка нерабочего состояния	$W_{HC}; K_C=0,9;$	$\Sigma W_{HC} = 543,8$ кН $\cdot 0,9 = 489,42$ кН; 1. $q_1 = 1,49$ кН/м – на переднюю балку моста; 2. $q_2 = 0,456$ кН/м – на вторую затененную балку моста; 3. $P = 4,5$ кН – на жесткую и шарнирную опору 4. $q_{шпр} = 0,41$ кН/м – ветер на 1 и 2 ветвь шпр. системы 5. $W_{TCL} = 36$ кН 6. Ветер на подкос $F_1 = F_2 = 11 \cdot 0,9 = 9,9$ кН
5. Нагрузка от обледенения		$G_{OBL} = 0,1 \cdot 0,9 \cdot G_{KP} = 480$ кН

Таблица 12

Напряжения в металлоконструкции перегружателя. Вариант 3. Нерабочее состояние

Жесткость	№ стержня	№ сечения	Нагружен.	$\sigma_{\max}$ (МПа)	$\sigma_N$ (МПа)	$\sigma_{MY}$ (МПа)	$\sigma_{MZ}$ (МПа)
1	74	1	4	66,5	13,4	13,5	39,6
2	54	1	4	59,4	11,	10,4	37,7
3	106	1	4	32,3	-0,6	-10,8	-20,8
4	39	2	4	130,9	-0,8	-124,9	-5,2
5	9	2	1	86,2	-29,3	-20,3	-36,5
6	13	2	1	96,8	-36,1	-20,7	-40,0
7	3	2	4	71,5	7,2	47,2	17,1
8	20	1	4	137,8	-12,8	-109,7	-15,3
9	24	1	4	83,8	-15,4	-58,0	-10,3
10	124	1	1	89,1	-23,9	-44,7	-20,5
11	131	2	4	132,0	8,0	116,6	7,4
12	133	1	1	148,9	30,3	116,7	1,9
13	111	2	1	100,1	49,2	34,1	16,8
14	153	1	1	85,3	39,7	38,7	6,9
15	158	1	4	60,9	-36,1	-7,0	-17,8
16	151	1	4	242,4	-8,6	249,0	1,9
17	154	1	4	84,4	-629,013	-17,3	-4,2
18	29	2	1	130,8	-10,1	-116,9	-3,8
20	130	2	4	44,1	3,7	39,7	0,7
21	184	1	4	45,4	5,4	32,3	7,7
22	186	2	1	151,0	-14,3	-133,0	-3,7

**Расчет на усталость.** Элементы стальных конструкций мостовых перегружателей воспринимают многократно действующую подвижную нагрузку, которая может привести к усталостному разрушению. Расчет на выносливость произ-

водится для кранов, работающих в условиях среднего, тяжелого и весьма тяжелого режимов работы. При расчете на усталость по РТМ 24.090.62-81 и РТМ 24.090.53-79 учитываются весовые нагрузки: вес стальных конструкций

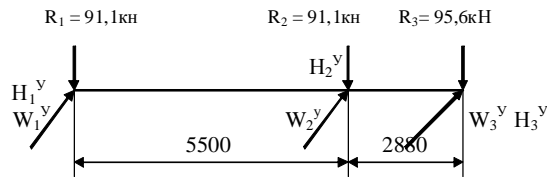


Рис. 3. Схема распределения нагрузок на ось тележки

$G_K$ ; вес механического и электрического оборудования  $G_0$ ; вес грейферной тележки  $G_T$  (развесовка по осям приведена на рис. 3); вес груза  $G=0$ ; горизонтальная инерционная продольная нагрузка при передвижении грейферной тележки с грузом в размере  $0,5T$ ; горизонтальная инерционная поперечная нагрузка при передвижении грейферной тележки с грузом  $0,5H$ . При этом принимается  $\varphi=1$ ;  $\kappa_x=1$ ; для перегружателей коэффициент режима нагрузки принимается равным  $\varphi_{\Sigma}=0,9$ .  $G_{гр.тел} + G_{грейфера} = 418,33$  кН;  $R_1 = R_2 = 91,1$  кН;  $M_X = \pm 53$  кН·м;  $G_{тел.принеп} = 191,2$  кН;  $M_X = 55,8$  кН·м. Горизонтальные поперечные инерционные нагрузки при передвижении тележки:  $H_1^y = 4,6$  кН;  $M_X = 3,6$  кН·м;  $H_3^y = 4,8$  кН;  $M_X = 3,8$  кН·м. Горизонтальная продольная инерционная нагрузка при передвижении тележки:  $T_1^x = 4,6$  кН;  $M_y = 3,6$  кН·м;  $T_3^x = 0,48$  кН;  $M_y = 3,8$  кН·м;  $W_1^y = 5,15$  кН;  $W_2^y = 9,95$  кН;  $W_3^y = 4,8$  кН·м – ветровые нагрузки.

Элементы стальных конструкций мостовых перегружателей, непосредственно воспринимающие многократно действующую подвижную нагрузку, которая может привести к усталостному разрушению, спроектированы с применением таких конструктивных решений, которые не вызывают значительной концентрации напряжений. Расчет элементов перегружателя на выносливость производится для кранов, работающих в условиях среднего, тяжелого и весьма тяжелого режимов согласно РТМ 24.090.53-79. При расчете элементов на выносливость учитываются весовые нагрузки: весовые постоянные, весовые подвижные, инерционные, вес грейферной тележки  $G_T$ , вес груза  $Q$ . Инерционные продольные и поперечные нагрузки принимаются в размере  $0,5T$  и  $0,5H$ , при этом  $\psi=1$ ,  $\kappa_x=1$  [6]. Для мостовых перегружателей коэффициент режима нагрузки принимается равным  $\varphi_3=0,9$  [6]. При работе перегружателя металлоконструкция испытывает переменные напряжения. Это приводит к необходимости учитывать их при расчете на выносливость. Расчет на выносливость производится по нагрузкам первого случая по условию [8]  $s = [s] = s_{rk} / n_1$ , где  $G_{rk}$  – предел выносливости с учетом коэффициента асимметрии цикла  $r$  эффективного коэффициента концентрации  $k$ ;  $n_1$  – запас прочности для нагрузок первого случая. Если  $[s_{rk}] \geq [\sigma]$ , то расчет на выносливость не производится. Значение  $s_{rk}$  при  $r \leq 1$  выбирается в соответствии с таблицей РТМ 24.090.53, где  $r = s_{min} / s_{max}$  – отношение алгебраических значений минимальных и максимальных напряжений цикла. Пределы выносливости  $s_{rk}$  для элементов конструкции из стали класса 46/33 ( $\sigma_B = 460$  МПа,  $\sigma_T = 330$  МПа) определяются в зависимости от эффективного коэффициента кон-

центрации напряжений  $k$  и коэффициента асимметрии расчетного цикла  $r$  [10]. Расчетные напряжения сведены в табл. 13, 14.

Таблица 13

Напряжения в металлоконструкции перегружателя. Расчет на усталость без учета перекоса

Жесткость	№ стержня	№ сечения	Нагружен.	$\sigma_{max}$ (МПа)	$\sigma_N$ (МПа)	$\sigma_{MY}$ (МПа)	$\sigma_{MZ}$ (МПа)
1	93	2	4	73,7	-11,3	-32,1	-30,4
2	90	1	5	57,4	0,7	53,9	1,7
3	106	1	1	31,6	-0,7	-9,9	-21,1
4	39	2	1	82,3	-0,4	-79,5	-2,4
5	10	2	4	57,3	-28,9	-27,7	-0,7
6	116	1	4	83,3	-34,3	-32,8	-16,2
7	4	2	4	57,1	9,6	47,5	0,05

Продолжение табл. 13

Жесткость	№ стержня	№ сечения	Нагружен.	$\sigma_{max}$ (МПа)	$\sigma_N$ (МПа)	$\sigma_{MY}$ (МПа)	$\sigma_{MZ}$ (МПа)
8	20	1	1	80,8	-11,0	-65,7	-4,1
9	24	1	4	56,5	-21,4	-33,6	-1,5
10	123	1	3	55,4	-8,9	-42,4	-4,0
11	131	2	1	95,1	8,7	66,7	19,7
12	134	1	1	101,7	13,8	83,5	4,4
13	111	2	4	103,3	63,5	32,1	7,7
14	113	2	5	99,7	59,8	24,4	15,5
15	158	1	1	72,8	-53,5	-13,6	-5,7
16	151	2	1	102,0	-7,1	-94,0	-0,8
17	154	1	1	78,7	-55,4	-19,6	-3,8
18	29	2	4	95,4	-13,8	-80,9	-0,7
20	143	2	1	25,1	4,8	3,8	16,5
21	184	2	1	29,7	9,0	1,1	19,6
22	186	2	4	110,6	-19,6	-90,4	-0,6

Таблица 14

Напряжения в металлоконструкции перегружателя. Расчет на усталость с учетом перекоса.  $\Delta=0,15$  м  $0,9=0,135$  м

Жесткость	№ стержня	№ сечения	Нагружен.	$\sigma_{max}$ (МПа)	$\sigma_N$ (МПа)	$\sigma_{MY}$ (МПа)	$\sigma_{MZ}$ (МПа)
1	93	2	4	73,1	-10,7	-31,9	-30,5
2	89	1	5	56,3	-1,0	51,5	6,3
3	106	2	4	32,0	-0,5	-15,8	-15,7
4	39	2	1	95,2	-1,0	-90,6	-3,6
5	10	2	4	65,1	-27,6	-24,7	-12,9

6	116	1	4	73,8	-33,6	-22,6	-18,6
7	4	2	4	62,9	10,0	47,1	5,8
8	20	1	4	95,6	-13,2	-74,9	-7,4
9	24	1	4	65,9	-21,1	-39,5	-5,3
10	124	1	1	72,0	-15,1	-39,5	-17,4
11	132	2	1	98,1	14,8	61,6	21,8
12	133	1	1	113,4	23,4	82,1	7,9
13	111	2	4	112,4	66,4	32,4	13,1
14	113	2	5	102,4	60,1	24,4	17,9
15	158	1	1	78,2	-56,1	-11,2	-10,3
16	151	2	1	164,9	-7,3	-156,3	-1,3
17	154	1	1	87,4	-62,0	-21,1	-3,4
18	29	2	4	100,4	-14,1	-83,3	-2,1
20	143	2	1	27,9	4,4	7,6	16,0
21	184	2	1	32,3	9,7	0,8	21,8
22	186	2	4	116,8	-19,9	-93,8	-3,1

**Ветровые нагрузки.** Ветровая нагрузка на кран должна быть определена как сумма статической и динамической составляющих. Статическую составляющую ветровой нагрузки  $F$ , действующую на элемент конструкции или на груз, нужно определить по формуле [10]:  $F = p \cdot A$ , где  $p$  – распределенная ветровая нагрузка на единицу расчетной площади;  $A$  – расчетная площадь элемента.

*Расчет ветра рабочего состояния (фронтальный ветер).* Распределенную ветровую нагрузку  $P$  определяют по формуле [10]:  $P = q \cdot k \cdot c \cdot n$ , где  $q = 250 \text{ н/м}^2$  – динамическое давление ветра;  $V_0 = 20 \text{ м/с}$  – скорость ветра;  $k = 1,25$  – коэффициент, учитывающий изменение по высоте;  $h = 22 \text{ м}$ .  $C_x = 1,65$  – коэффициент лобового сопротивления коробчатых балок (определяется как  $h/a = 1,1$ , где  $h$  – высота балки моста с учетом подтележечного рельса);  $n = 1,1$  – коэффициент перегрузки при расчете по методу предельных состояний. Отсюда  $P = 567,2 \text{ н/м}^2$ . Расчетную площадь пролетной балки определяют по формуле [10]:  $A = l \cdot h = 173,5 \text{ м}^2$ , где  $h$  – габаритная высота;  $l$  – длина балки;  $F_1 = P \cdot A = 9,84 \text{ т}$  – ветер на лобовую балку моста.

Вторая балка моста (затененная) находится на расстоянии  $S=4 \text{ м}$  от первой, высота ее  $h = 1,58 \text{ м}$ , т.к.  $S > 2h$ , то площадь второй балки берем полностью.

Суммарный коэффициент лобового сопротивления  $C_x^1$  определяется с учетом коэффициента затенения по формуле [10]:  $C_x^1 = C_x [1 + \eta (i - l)]$ , где  $C_x = 1,65$  – коэффициент лобового сопротивления одной конструкции;  $\eta$  – коэффициент, учитывающий аэродинамическое затенение конструкции впереди стоящей конструкцией. Из [10]  $S/h = 2,53$ ;  $\eta = 0,4$  (т.к.  $\phi = 1$ );  $C_x^1 = 1,65 \cdot 1,4$ ;  $p^1 = 137,5 \text{ н/м}^2$ ;  $F_{cm}^1 = 24 \text{ кН}$  – ветер на вторую балку моста.

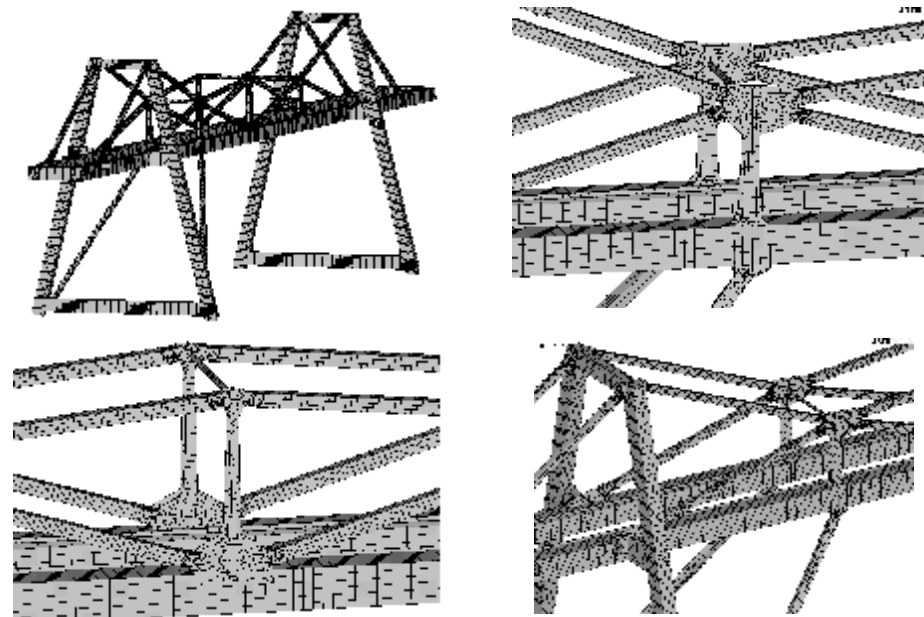
**Анализ результатов.** Выполнен расчет металлоконструкции грейферного перегружателя 3281.01.00.000 г/п 20т на жесткость, деформативность, статический и прочностной расчеты, а также расчет на усталостную прочность.

Расчет металлоконструкции перегружателя и его элементов был выполнен по методу предельных состояний согласно РТМ 24.090.26-77. Расчет

на прочность показал, что максимальные напряжения в металлоконструкции не превышают расчетного сопротивления  $\sigma_p = 240 \text{ МПа}$  (см. табл. 4, 5, 8-10, 12-14).

Расчет на выносливость элементов металлоконструкции перегружателя показал, что максимальные напряжения не превышают допустимых на выносливость  $\sigma_{max} < [\sigma_{fk}]$ . Расчет на деформативность показал, что прогибы металлоконструкции моста от статического давления грейферной тележки с грузом не превышают допустимых  $\Delta f/L \leq [f_{cm}]$ .

**Численное моделирование реакции металлоконструкции перегружателя на действие эксплуатационных нагрузок в программном комплексе ANSYS.** В качестве сравниваемой была создана конечно-элементная модель (КЭМ) в среде ANSYS. На рис. 4 представлена КЭМ металлоконструкции перегружателя и ее фрагменты. На рис. 5 показаны результаты расчета напряженно-деформированного состояния металлоконструкции перегружателя при варианте действия нагрузок, соответствующего основному рабочему состоянию (см. табл. 3).





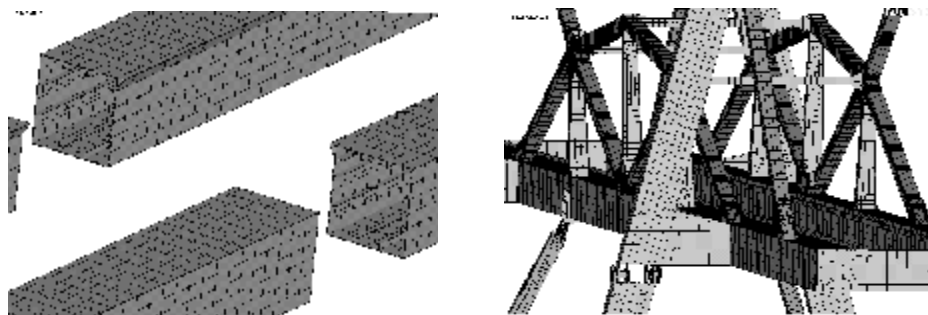


Рис. 4. Конечно-элементная модель исследуемой конструкции и ее фрагментов

В табл. 15 приведены интегральные характеристики напряженно-деформированного состояния металлоконструкции перегружателя.

Сравнительный анализ расчетов напряженно-деформированного состояния, проведенных в комплексах Лиры и ANSYS, дает основание для следующих выводов:

1. По характеру распределения компонент НДС результаты расчетов, выполненные в среде Лира и ANSYS, соответствуют друг другу (рис. 6).

2. Количественное несоответствие результатов, полученных в среде Лира и ANSYS (табл. 15), составляет: по напряжениям – около 3 %; по перемещениям – около 9 %, что свидетельствует о хорошем соответствии моделей. На рис. 6 представлено сравнительное распределение напряжений по номерам жесткостей в металлоконструкции перегружателя. На рис. 7 – несоответствие этих распределений. При этом полного соответствия добиться очень сложно в силу разнотипности моделей. Анализ распределений и интегральных характеристик свидетельствуют о некоторых существенных локальных несоответствиях напряжений в отдельных элементах конструкции. При этом максимальные напряжения в конструкции в целом и перемещения в целом, полученные в 2-х моделях, практически совпадают.

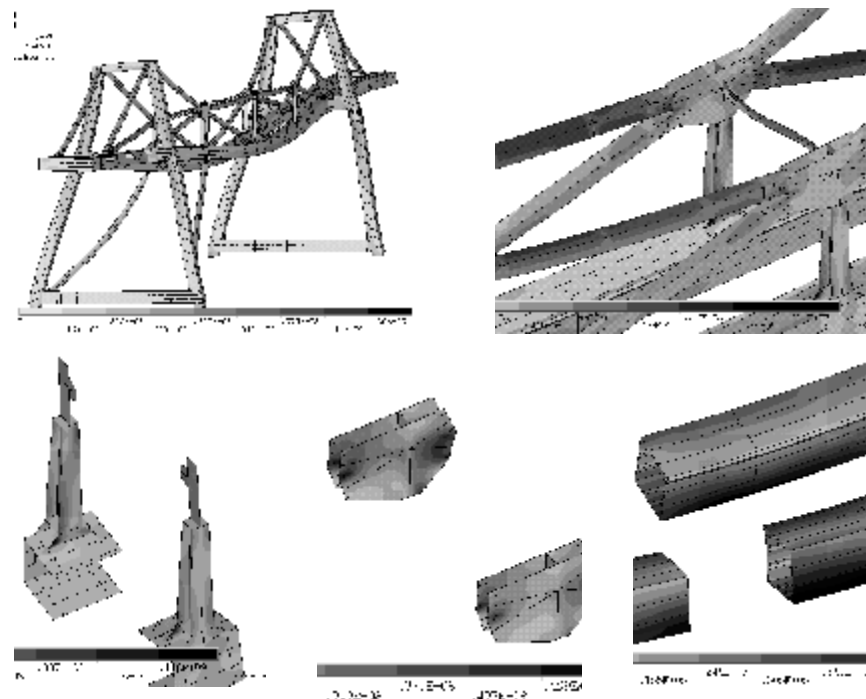


Рис. 5. Графическое представление эквивалентных напряжений в структурных элементах

3. Густота и зоны сгущения-разрежения конечно-элементной сетки, созданной в среде ANSYS, обеспечивают удовлетворительную

точность модели (объем – около 100 000 элементов и 90 000 узлов), которая и рекомендуется для проведения дальнейших исследований как базовая.

4. Модель, созданная в ANSYS, обладает широкой параметричностью, т.е. возможностью оперативно перестраивания при изменении геометрических параметров, структуры и действующих усилий. Это, с одной стороны, позволяет использовать ее для верификации по результатам, полученным в комплексе Лира, а с другой – для решения задач структурного и геометрического синтеза, когда требуется вариация и уточнение параметров и структуры конструкции перегружателя на основе многократного решения задач анализа (с использованием

Таблица 15  
Сравнение результатов ПК Лира vs Ansys

Программный продукт	Прогиб, мм	Эквив. напряжения, МПа
LIRA	64	129

уже верифицированной на 1-м этапе модели).

Рис. 6. Сравнение результатов расчетов в ПК Lira и ANSYS (макс. напряжения в структурных элементах, МПа)

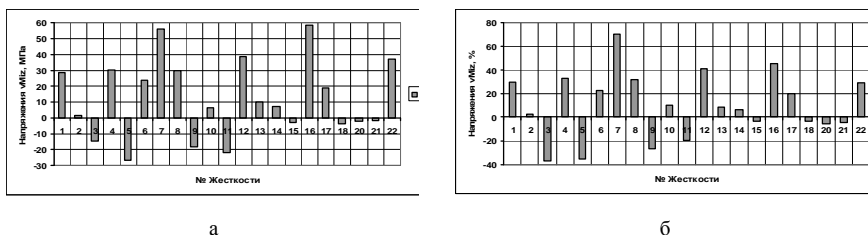
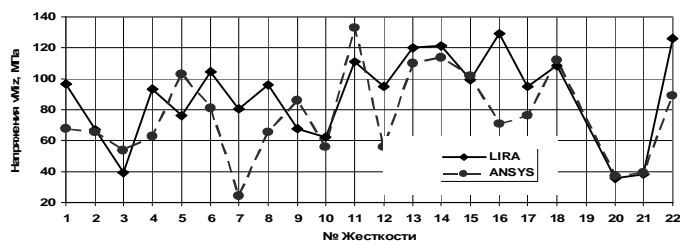


Рис. 7. Различия результатов эквивалентных напряжений в структурных элементах:

а – абсолютное, б - относительное

**Решение тестовой задачи оптимизации структуры и параметров верхнего строения перегружателя.** При решении задачи оптимального выбора структуры и параметров мостового перегружателя рассмотрим следующие задачи: 1) сравнительное исследование напряженно-деформированного состояния верхнего строения базового варианта (прототип – перегружатель рег. № 9174 фирмы KRAF, г. Лейпциг, Германия). Схема его приведена на рис. 8, модель – на рис. 9, а) и предлагаемого варианта (рис. 9, б); 2) оптимизация конструктивных параметров (толщин основной балки и шпренгелей) по критерию минимизации массы и увеличения несущей способности.

На рис. 9 представлена базовая и предлагаемая структура шпренгельной системы перегружателя. На рис. 10 – результаты исследования их на-

пряженно-деформированного состояния. Видно, что введение дополнительных раскосов (рис. 11, 12) незначительно увеличивает общую массу шпренгельной системы (на 16 тонн, т.е. около 4%), однако приводит к существенному перераспределению напряжений в сторону уменьшения их уровня (на 40 МПа, около 27%, рис. 13) и ужесточению конструкции (порядка 50% на консолях). Это свидетельствует в пользу применения предлагаемого нового варианта верхнего строения. При этом вводимые в конструкцию раскосы (см. рис. 11, 12) рассматриваются как элементы изменяемой толщины (по оси абсцисс отложено процентное утонение относительно его номинальной толщины).

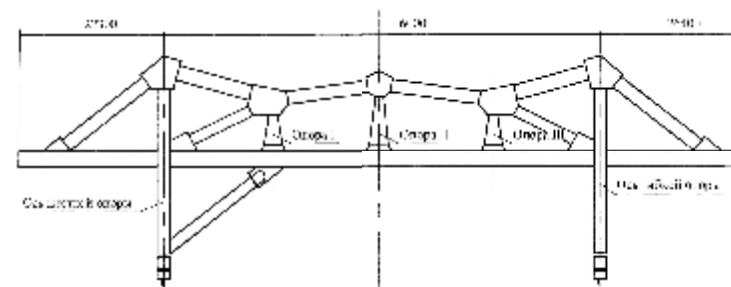


Рис. 8. Схема перегружателя рег.№ 9174 (прототип)



Рис. 9. Различия шпренгельных систем: а – прототип; б – исследуемая модель

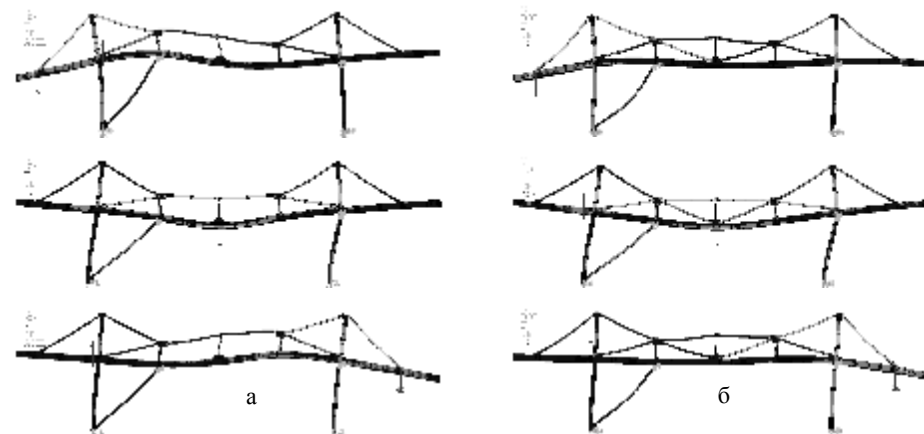


Рис. 10. Результаты расчетов, напряженно-деформированного состояния:

а – прототипа; б – исследуемой модели

На рис. 14 приведены зависимости максимальных напряжений (а на рис. 15 – максимального прогиба балки) в верхнем строении перегружателя от коэффициента уменьшения толщины основной балки  $\gamma$  (при условии, что общая масса  $M = \gamma_{\sigma} S_{\sigma} + \gamma_{ш} S_{ш} = const$  при различных заданных уровнях  $M$ ) – решение задачи 2.

Анализ полученных результатов свидетельствует о том, что существует тенденция к уменьшению напряжений в верхнем строении при некотором уменьшении  $\gamma_{\sigma}$ . Это дает основание для правомерности постановки и целесообразности решения по определению оптимального набора ( $\gamma_{\sigma}, M$ ), соответствующего максимальной нагрузочной способности верхнего строения при минимальной его массе. Более того, налицо наличие четко выраженного минимума напряжений в балке (при положении тележки в центре пролета) в интервале  $\gamma_{\sigma} \in [-0.25; 0.1]$ .

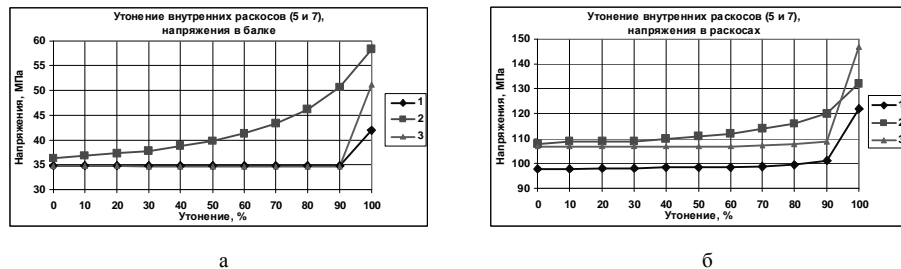


Рис. 11. Изменение максимальных напряжений в балке (а) и раскосах (б) при утонении центральных раскосов %, 100 – полное отсутствие

**Заключение.** Результаты решения задач, описанных в статье, дают основание заключить, что решены основные проблемные вопросы проектирования оптимальной конструкции мостового перегружателя: построена сбалансированная по точности и объему конечно-элементная модель перегружателя в среде ANSYS, позволяющая формализовать задачи оптимизации конструкции верхнего строения; обоснована более рациональная

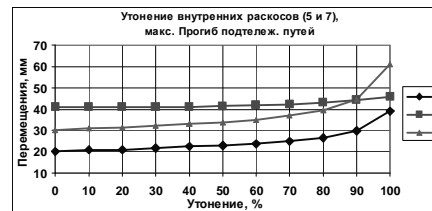


Рис. 12. Изменение прогиба подтележных путей при утонении центральных раскосов %, 100 – полное отсутствие (как в прототипе):

1 – тележка на ремонтной консоли,

структура шпренгельной системы, обеспечивающая потенциальную возможность создания перегружателя минимальной массы и заданной грузоподъемности и производительности; продемонстрирована возможность управления уровнем напряжений в верхнем строении перегружателя за счет перераспределения материала между основной балкой и шпренгельной системой.

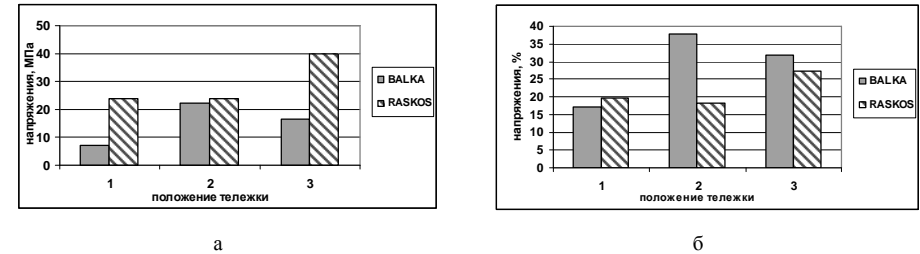


Рис. 13. Различие максимальных напряжений в балке и шпренгельной системе при наличии/отсутствии центральных раскосов (модель и прототип):

а – абсолютное, б – относительное

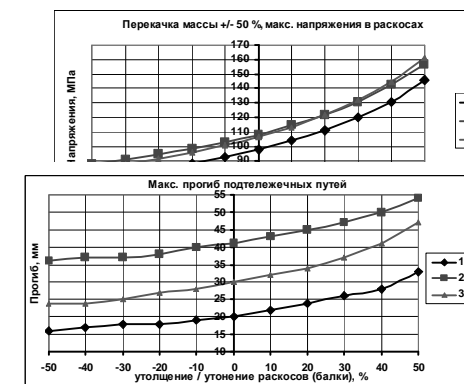
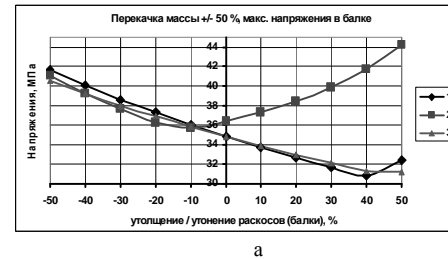


Рис. 15. Изменение максимального прогиба в подтележных путях при перераспределении массы между шпренгельной системой и балкой:

Таким образом, можно утверждать, что обоснована возможность, определены пути структурной и параметрической оптимизации мостового перегружателя, а также эффективная конечно-элементная модель для многовариантного решения задач определения НДС металлоконструкции перегружателя. Реализации этих возможностей будут посвящены дальнейшие исследования.

**Список литературы.** 1. Ткачук Н.А., Головченко В.И., Барчан Е.Н., Гусев Ю.Б., Глинин Г.Л. Структура специализированных систем автоматизированного анализа и синтеза сложных механических систем // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2007. – №9 (115), част. 1. – С.206-216. 2. Гусев Ю.Б., Шкода В.А., Танченко А.Ю. Формирование конечно-элементной модели металлоконструкции углеперегружателя // Вісник НТУ "ХПИ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2007. – №23. – С.33-39. 3. Гусев Ю.Б., Литвиненко А.В., Танченко А.Ю. К вопросу моделирования

напряженно-деформированного состояния металлоконструкции углеродистого перегружателя // Вісник НТУ "ХП". Тем. вип.: Транспортное машиностроение. 2007. – №33. – С.41-45. **4.** Гохберг М.М., Металлические конструкции подъемно-транспортных машин – Л.: Машиностроение, 1976. – 453 с. **5.** Беглов Б.В. Кох П.И., Онищенко В.И. Мостовые перегружатели. – М.: Машиностроение, 1974. – 224 с. **6.** Руководящие материалы на нормы расчета и проектирования мостовых перегружателей тяжелого и весьма тяжелого режимов работы. РТМ 24.090.52-81. **7.** Вершинский А.В., Гохберг М.М., Семенов В.П. Строительная механика и металлические конструкции. – Л.: Машиностроение, 1984. – 232 с. **8.** Дукельский А.Д. Справочник по кранам. – Л.: Машиностроение. – Т.1. – 400 с. **9.** РТМ 24.090.53-79 Краны грузоподъемные. Выносливость стальных конструкций. **10.** Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая. ГОСТ 1451-77.

Поступила в редколлегию 02.03.08

УДК 621.791.7

**В.В. ДИОРДИЙЧУК**, ОАО „Головной специализированный конструкторско-технологический институт”, г. Мариуполь.

## **СТРАХОВОЧНОЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЕ ДЛЯ АППАРАТА ЭЛЕКТРОШЛАКОВОЙ СВАРКИ, ПРИМЕНЯЕМОГО В МАШИНОСТРОЕНИИ**

У статті приведений аналіз різних конструкцій апаратів, що вживаються для електрошлакової зварки на машинобудівному підприємстві. Розглянуті конструкції цих апаратів. Зроблений аналіз недоліків конструкцій апаратів за ступенем надійності їхньої роботи при зварці. Детально описана конструкція страховального пристосування, що збільшує надійність апарату типу АШ-115М.

In the article the analysis of different constructions of welding apparatus is conducted applied for the electro-slag welding at machine-building enterprise. The constructions of these apparatus are considered. The analysis of construction lacks of apparatus on the degree of their reliability at welding is done. The construction of safety adaptation which increases reliability of apparatus of AS-115M type is described in detail.

**Введение.** Флагманом машиностроения Украины является концерн ОАО “Азовмаш”. Он известен на мировом рынке как один из крупнейших производителей изделий тяжелого машиностроения и оборудования металлургического производства. В условиях рыночной экономики промышленному предприятию необходимо быстро реагировать на изменения маркетинговой ситуации, оперативно осваивать выпуск новых изделий

и постоянно повышать конкурентоспособность выпускаемой продукции.

На предприятии поставлена задача повышения качества и эксплуатационных характеристик изделий. Для достижения этого необходимо усовершенствование каждого этапа процесса изготовления изделия, наряду с применением прогрессивных конструкторских решений выпускаемых на предприятии изделий, а также новых, более совершенных машин и механизмов, в том числе и сварочного оборудования. Необходимо отметить, что современное оборудование и стоит дорого. Поэтому возникает необходимость в особо бережном отношении к оборудованию, а также обеспечении безопасной его эксплуатации. В настоящее время для изготовления изделий из толстого листа применяется электрошлаковая сварка, которая выполняется специальным аппаратом [1]. Известные аппараты, применяемые при электрошлаковой сварке, перемещаются по рельсовому пути. Это такие модели как А535, А1555 и аппарат нового поколения АШ-115М. Конструктивно эти аппараты состоят из самоходной тележки, на которой смонтирована сварочная головка с токоподводом, бункер для флюса и пульт управления. Ходовой механизм тележки и механизм подачи проволоки приводятся в движение разными приводами. Рельсовый путь, по которому перемещается аппарат, представляет собой плоскую рейку с нарезанными зубьями. Сварочная ванная удерживается передним и задним водоохлаждаемыми ползунами. Аппарат АШ-115М состоит из: самоходной тележки 1, установленной при помощи опорных роликов 2 на плоской вертикальной рейке 3, закрепленной при помощи кронштейнов 4 на изделии. На самоходной тележке 1 смонтирована сварочная головка 5 с токоподводом, пульт управления 6, механизм перемещения тележки 7 с приводной шестерней 8, механизм подачи проволоки 9 и водоохлаждаемые ползуны 10.

**Постановка задачи.** Недостаток всех известных аппаратов для электрошлаковой сварки состоит в том, что в их конструкции не предусмотрен какой-либо механизм для удержания аппа-

рата на изделия при аварийных ситуациях во время сварки. При электрошлаковой сварке узлов опорных колец конвертеров электрошлаковое сварочное оборудование работает на высоте порядка 9 м от уровня пола. При принятии решения о месте установки страховочного приспособления брался во внимание тот факт, что свариваемые изделия имеют радиус кривизны до 4000 мм. А также было учтено, что основная нагрузка на направляющую рейку через опорные ролики воздействует в районе приводной шестерни.

Выберем крепление страховочного приспособления вместо опорного ролика в нижней части аппарата (см. А на рис. 1). После решения вопроса о месте установки страховочного приспособления встал вопрос о способе удержания сварочного аппарата АШ-115М, который весит около 250 кг, так как при диаметре эксцентрика 60 мм и эксцентриситете 3мм развивается усилие более 200 кг на один эксцентрик [2]. Принимаем два эксцентрика.

**Конструкция приспособления.** К самоходной тележке крепится страховочное приспособление (см. рис. 2-5).

Страховочное приспособление состоит из корпуса 12 с вертикальной плитой 14, закрепленного при помощи болтов 15 на тележке 1 и скрепленной на торце горизонтальной основы 16 с П-образными пазами. Каждая пара роликов 13 состоит из внутреннего ролика 17 и внешнего ролика 18, размещенных на одной оси Q-Q1.

Внешний ролик 18 шарнирно закреплен на конце Г-образного кронштейна 19, свободным концом прикреплен при помощи шарнира 20 к горизонтальному основанию 16 корпуса 12. Положение внешнего ролика 18 на рейке 3 зафиксировано при помощи стопорного пальца 21, установленного на боковых сторонах горизонтального основания 16. Внутренний ролик 17 размещен в П-образном пазу основания 16 и шарнирно закреплен на оси 22. Внутренний ролик 17 состоит из цилиндрического стакана 23 с ребордой 24 и закрепленной на ней крышкой 25. Цилиндрический стакан 23 свободно вставлен на оси 22 с экс-

центриситетом и подпружинен при помощи плоской спиральной пружины 26.

Один конец пружины 26 закреплен на боковой поверхности оси 22, другим концом на пальце 27, который закреплен в полости цилиндрического стакана 23 параллельно оси 22. На оси 22 внутреннего ролика 17 при помощи втулки 28 закреплен Г-образный рычаг 29. Ось J-J1 Г-образного рычага 29 перпендикулярна оси N-N1 внутреннего ролика 17. Г-образный рычаг 29 установлен с возможностью поворота вокруг оси N-N1. Его крайнее положение относительно оси N-N1 устанавливается фиксатором 30 [3-8].

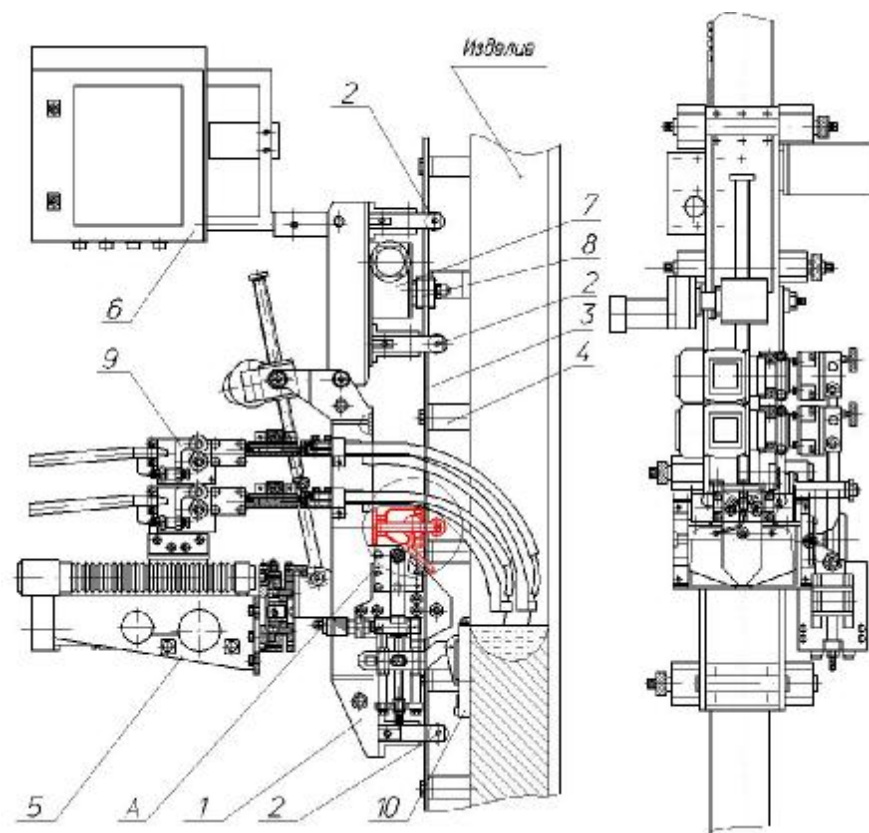


Рис 1. Аппарат АШ-115М:

1 – самоходная тележка, 2 – опорные ролики, 3 – плоская рейка, 4 – кронштейн,

- 5 – сварочная головка, 6 – пульт управления, 7 – механизм перемещения тележки,  
8 – приводная шестерня, 9 – механизм подачи проволоки,  
10 – водоохлаждаемые ползуны

Рис.2. Страховочное приспособление:

- 12 – корпус, 13 – ролики,  
14 – вертикальная плита,  
15 – болт, 16 – горизонтальная основа, 17 – внутренний ролик,  
18 – внешний ролик,  
19 – Г-образный кронштейн,  
20 – шарнир, 21 – стопорный палец,  
29 – Г-образный рычаг,  
30 – фиксатор

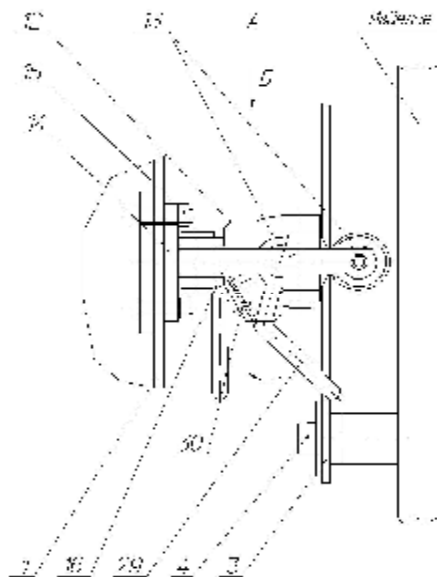
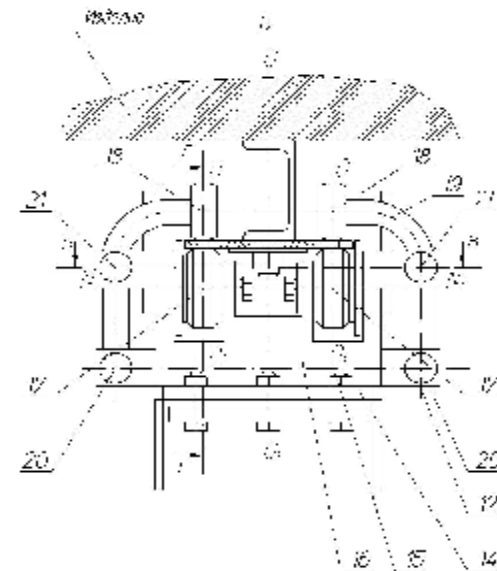


Рис.3. Страховочное приспособление, вид Б:

- 12 – корпус, 13 – ролики,  
14 – вертикальная плита,  
15 – болт, 16 – горизонтальная основа, 17 – внутренний ролик,  
18 – внешний ролик,  
19 – Г-образный кронштейн,  
20 – шарнир, 21 – стопорный палец,  
29 – Г-образный рычаг,  
30 – фиксатор



**Принцип работы.** Перед началом работы аппарат вставляют при помощи роликов 2 на рейку 3. При этом приводная шестерня 8 механизма перемещения 7 входит в зацепление с зубьями рейки 3 (см. рис.1). Потом Г-образные кронштейны 19 разворачивают вокруг шарнира 20 и внешние ролики 18 страховочного приспособления и устанавливают на поверхность рейки 3. При этом отверстие в Г-образных кронштейнах 19 совмещается с отверстием основания 16 корпуса 12. В эти отверстия вставляется стопорный палец 21, надежно фиксирующий положение роликов 18 на рейке 3. Реборды 25 внутренних роликов 17 размещены за габаритами рейки 3, не давая смещаться самоходной тележке 1 относительно рейки 3.

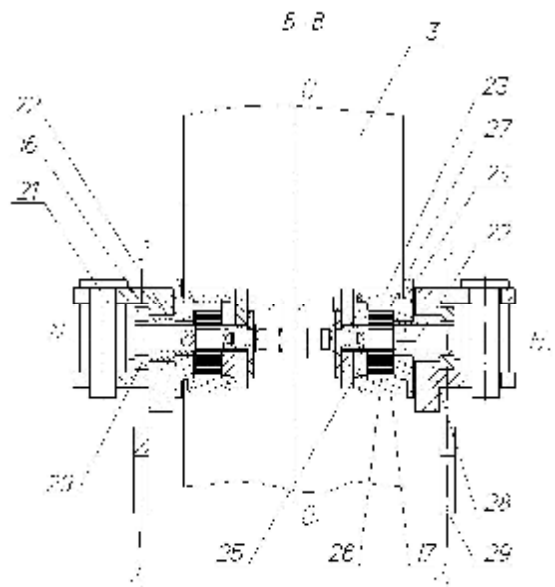


Рис.4. Сечение В-В страховочного приспособления:  
22 – ось, 23 – стакан, 24 – реборда, 25 – крышка, 26 – плоская спиральная пружина,  
27 – палец, 28 – втулка

При сварке самоходная тележка вместе со страховочным приспособлением перемещается по рейке, закрепленной при помощи кронштейнов 4 к изделию. При этом механизм перемещения тележки 7 при помощи роликов 2 поднимает тележку вверх вдоль стыка, который сваривается с заданной скоростью сварки. Вместе с тележкой перемещаются водоохлаждаемые ползуны 10, которые формируют сварной шов. При движении внешний ролик 18 будет поворачиваться полностью вокруг своей оси, а внутренний ролик 17 будет совершать небольшие поворотно-поступательные движения, которые не мешают перемещению тележки 1 по рейке 3.

В случае аварийной ситуации аппарат начинает перемещаться вниз, при этом внутренний ролик 17, за счет эксцентриситета заклинивает на поверхности рейки 3. Он блокирует дальнейшее движение аппарата вниз. Потом поворотом двух Г-образных рычагов 29 освобождают от заклинивания страховочное приспособление. Во время переустановки сварочного аппарата

или при опускании его страховочное приспособление устанавливают в отжатом положении, поворачивая рычаг 29 влево. Для проведения сварки рычаг 29 поворачивают в рабочее положение (см. рис.5).

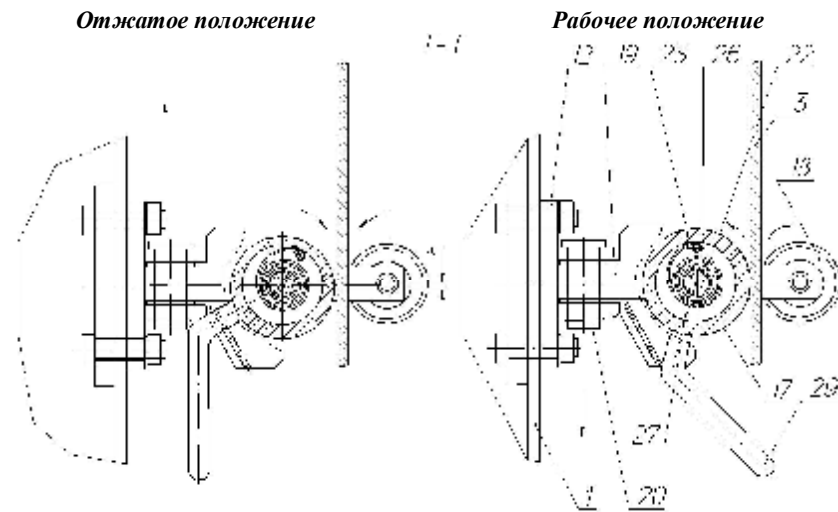


Рис. 5. Основные положения страховочного приспособления

**Заключение.** При внедрении страховочного приспособления на аппарате АШ -115М при электрошлаковой сварке не возникает аварийного падения аппарата с рабочей высоты во время сварки, что может привести к непоправимым разрушениям узлов аппарата и всего аппарата в целом, а также предотвращается производственный травматизм рабочего персонала. В дальнейшем планируется провести широкое исследование как самого страховочного приспособления, так и аппарата с приспособлением в целом.

**Список литературы:** 1. ГОСТ 30482-97. Межгосударственный стандарт сварка сталей электрошлаковая. 2. Новиков М.П. Справочник металлста. В 5-ти томах. Том 4. – М.: Машиностроение, 1977. – 707 с. 3. Абакумов М.М. Современные станочные приспособления. – М.: Машгиз, 1960. 4. Антонюк В.Е. В помощь молодому конструктору станочных приспособлений. – Минск: Беларусь, 1975. 5. Орлов П.И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие в 3-х книгах. – М.: Машиностроение, 1977. 6. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х томах. – М.: Машиностроение, 1979. 7. Самохвалов Я.А. Справочник техника-конструктора. – Киев: Техніка, 1978. – 592с. 8. Гжиров Р.И. Краткий справочник конструктора. – Л.: Машиностроение, 1983. – 464 с.

Поступила в редколлегию 21.02.08

*Е.И. ЗИНЧЕНКО*, науч. сотр., канд. техн. наук,  
*Г.А. КРОТЕНКО*, науч. сотр., *И.Я. ХРАМЦОВА*, науч. сотр., НТУ „ХПИ”

## ПРОБЛЕМЫ СИНТЕЗА МЕХАНИЗМОВ

У статті розкриті проблеми синтезу механізмів за період з 1930 року і по сьогоднішній час. Наведено бібліографію існуючих методів, груп і напрямків синтезу механізмів, зроблені висновки. Показані переваги та недоліки методів синтезу шарнірно-важільних механізмів. Розглянуто проблеми синтезу механізмів з вистоями, а також механізмів високих класів.

In the article the problems of synthesis mechanisms in the period since 1930 year and to present to day are open. Bibliography of available methods, groups and directions synthesis mechanisms and deduction are adduced. Advantages and defects of methods synthesis link-lever mechanisms are demonstrated. The problems of synthesis mechanisms with the stop and problems of synthesis mechanisms high classes are considered.

**Введение.** Задача о построении механизма, который сможет удовлетворить всем наперед заданным условиям, издавна и по сей день интересует механиков. В сущности, она является одной из главнейших, если не самой главной, в кинематике механизмов.

**Проблемы синтеза с 1930 года и по настоящее время.** Со второй половины 30 годов 20 столетия основной тематикой исследования являлись вопросы структуры и классификации механизмов, кинематика и кинестатика плоских и пространственных рычажных механизмов. В значительно меньшей мере изучался синтез механизмов.

Тематика исследований изменяется уже во время Великой Отечественной войны. Большое значение начинают приобретать проблемы синтеза механизмов. Большие научные группы работают в Грузии и во многих других союзных республиках. Вопросы синтеза механизмов изучаются также в Армении, Узбекской ССР. В 60-70-х годах советская школа теории машин и механизмов являлась самой сильной в мире и по своему составу, и по охвату исследуемых проблем, и по качеству полученных результатов. В Советском Союзе выполнялось 50% всех работ по теории машин и механизмов.

В это же время вопросы синтеза механизмов составляли основную тематику исследований немецкой школы механики машин (как в ГДР, так и в ФРГ). Здесь развивалось классическое наследие Бурместера, Альта и Грюблера: систематика и классификация механизмов, экспериментальный синтез механизмов, синтез шарнирных, зубчатых и кулачковых механизмов [1].

Советским читателям, которые интересовались задачами синтеза механизмов, было хорошо известно имя В. Лихтенхельдта – члена Академии наук ГДР, директора института теории механизмов, точной механики и текстильных машин при Дрезденском техническом университете. Его многочисленные статьи (с 1931 г.) были посвящены проблемам синтеза различных механизмов ткацких станков, точного приборостроения. Но нужно от-

метить, что все же немецкая школа проявила в это время незнание русской научной литературы, что сводилось к тому, что при составлении библиографий они указывали очень малое количество русских работ, на которые опирались. Так, например, Лихтенхельдт кустарным способом выводил условие равновесия сил, приложенных к различным точкам механизма, вместо того, чтобы воспользоваться классической теоремой Н.Е. Жуковского о жестком рычаге (1964 г.).

Лихтенхельдт является ярким представителем геометрической школы Бурместера в ее наиболее чистом виде: он применяет исключительно геометрические методы решения задач синтеза [2], что резко отличает его работы от предыдущих работ в этом направлении, например, от работы Р. Бейера [3].

Важное значение в вопросах синтеза принадлежало сводным монографиям, которые подводили итог науки за тот или иной, достаточно продолжительный период времени. К таким монографиям относятся опубликованные в Германии монографии Р. Бейера “*Technische Kinematik*” (1931 г.) и “*Kinematische Getriebesynthese*” (Берлин, 1953 г.) и монография Р. Крауса “*Getriebe Aufbau*” (1952 г.).

В СССР также была опубликована сводная монография “Синтез механизмов” (1944 г.) коллективом авторов в составе: И.И. Артоболевского, З.Ш. Блоха и В.В. Добровольского. Позже вышла сводная монография “Синтез плоских механизмов” (1959 г.), авторами которой являлись И.И. Артоболевский, Н.И. Левитский, С.А. Черкудинов [4]. Эта монография отражала научные результаты, полученные за промежуток времени с 1944 года по 1959 год. Большой интерес представляет монография [5], в которой дано систематическое изложение методов синтеза рычажных механизмов, основанных на использовании кинематической и проективной геометрии, а также теории алгебраических кривых. Характерным для этой монографии является тесное сочетание геометрических и аналитических методов.

В области синтеза кулачковых механизмов велись и продолжают вестись работы по уточнению выбора закона ведомого звена и определению основных размеров. В результате многочисленных исследований выяснилось, что этот закон следует выбирать не только с учетом заданных кинематических и динамических величин, но и с учетом технологии изготовления кулачка и достижимой точности воспроизведения его профиля. Накопленные данные по связи точности воспроизведения профиля кулачка с основными кинематическими и динамическими параметрами механизма позволили обосновать систему допусков на рабочий профиль и связанную с ней таблицу рекомендуемых законов движения ведомого звена. Можно утверждать, что предполагаемые преимущества некоторых сложных законов движения не могут быть реализованы при существующих методах обработки профиля кулачка. В этом можно убедиться, изучая материалы, помещенные в монографии [6].

Работы по синтезу комбинированных механизмов (кулачково-рычажных



зубчато-рычажных и др.) интересны тем, что они основаны на органическом слиянии методов синтеза рычажных механизмов с методами синтеза кулачковых, зубчатых и других механизмов.

В литературе достаточно полно исследованы и трехзвенные мальтийские механизмы с прямолинейными радиальными пазами. Синтезом механизмов с криволинейными пазами занимались и продолжают заниматься по настоящее время [7]. Механизмы мальтийских крестов изучались Г. Альтом, Р. Бейером, И.Э. Беккер, З.Б. Конторовичем, И.П. Варенцовым и др. Более поздние работы принадлежат Л.Н. Решетову, Е.Г. Нахапетяну и др. Н.В. Сперанский опубликовал монографию “Проектирование мальтийских механизмов” (1960 г.). Синтезом комбинированного мальтийского механизма по заданному закону движения ведомой массы в настоящее время занимается В.Р. Пасика [8].

Без сомнения, создание основ современных методов приближенного синтеза шарнирно-рычажных механизмов связано с именами П.Л. Чебышева и Л. Бурместера. П.Л. Чебышев в 1853 г. впервые сформулировал задачу приближенного синтеза шарнирно-рычажных механизмов. В последующих исследованиях он разработал метод подбора параметров кинематической схемы, при которых функция, воспроизводимая шарнирно-рычажным механизмом, имеет приближение к заданной непрерывной функции на заданном отрезке с наименьшими по модулю отклонениями. Такое приближение названо наилучшим приближением [9].

Методы синтеза шарнирно-рычажных механизмов можно подразделить на две группы [10]. В первой используются методы приближения функций, во второй – оптимизационные методы. Поиск оптимального решения во второй группе означает одновременно поиск правильной постановки задачи, при которой параметры механизмов следует искать из условия наилучшего удовлетворения требованиям технологического процесса [9]. Задачи оптимального проектирования механизмов чаще всего продолжают формулироваться как задачи наилучшего приближения функций [11, 12]. Это в какой-то степени снижает эффективность спроектированных механизмов. Метод Чебышева позволяет из множества возможных механизмов подобрать такой, который бы обеспечивал наилучшее приближение к дуге окружности или прямой. Выполнение этого условия приводит во многих случаях к неконструктивным формам механизма, а в некоторых случаях и к малому ходу по сравнению с радиусом кривизны искомого центра дуги окружности. Все эти недостатки возникают вследствие того, что решение задачи синтеза по Чебышеву основано не на уточнении параметров предварительно выбранного механизма, а на определении их, исходя из условия наименьшего отклонения от дуги окружности или прямой.

Оптимизационный синтез – сравнительно новое направление в синтезе рычажных механизмов. Монография, в которой одна из глав посвящена именно оптимизационному синтезу таких механизмов, была издана в 1988 году. Ее авторами являются Э.Е. Пейсах и В.А. Нестеров. Оптимизационный

синтез осуществляется на базе методов нелинейной оптимизации [13]. В настоящее время возросли сложность и комплексность проблем, возникающих и требующих решения в процессе проектирования механизмов. Современное состояние и проблемы многокритериального оптимизационного синтеза машиностроительных конструкций подробно изложено в статье [14].

Большой интерес представляет синтез рычажных механизмов с выстоями выходных звеньев. Существующие методы синтеза рычажных механизмов с выстоями основываются на свойствах крайних положений [15, 16] и свойствах шатунных кривых шарнирного четырехзвенника. Во втором случае используют либо приближенно-прямолинейные, либо приближающиеся к дуге окружности участки шатунной кривой [17, 18].

Методы, основанные на свойствах крайних положений, использовали в своих работах В.Г. Хомченко, Э.Е. Пейсах, Р.Л. Герасименко, С.А. Черкудинов, Н.В. Сперанский и другие. В этих случаях приближенный выстой выходного звена получается за счет того, что в окрестностях предельных положений звеньев большим перемещениям предшествующих групп звеньев соответствуют существенно меньшие перемещения последующих. Двух-, трехкратное использование этого эффекта обеспечивает выстой выходного звена рычажного механизма с требуемой точностью.

Одной из разновидностей этого способа получения приближенных выстоев является последовательное соединение простейших рычажных механизмов (например, четырехзвенных), проходящих на интервалах остановок через свои предельные положения. Приближенный выстой в этих механизмах получается за счет того, что в шарнирном четырехзвеннике малым углам поворота выходного звена вблизи его крайнего положения соответствуют значительно большие углы поворота входного звена [19].

Методы, которые используют либо приближенно-прямолинейные, либо приближающиеся к дуге окружности участки шатунной кривой, использовали в своих работах Чебышев П.Я., Левитский Н.И., Черкудинов С.А., Гродзенская Л.С., Киницкий Я.Т. и другие.

Задача о построении механизма, воспроизводящего некоторую кривую, встала перед учеными еще в середине 19 – го века.

Большой вклад в развитие идеи синтеза шарнирных механизмов с выстоем (выстоями) внес Хомченко В.Г. Задачу синтеза таких механизмов он решал разными способами. В одних работах одним из основных условий синтеза считается обеспечение наиболее точного выстоя выходного звена, в других – обеспечение циклограммы работы машины, а не точность выстоя [20, 21].

Перейдем к рассмотрению второго метода синтеза рычажных механизмов, основанного на свойствах шатунных кривых шарнирного четырехзвенника. В этом случае задача синтеза сводится к синтезу направляющего механизма, т.е. механизма, который должен обеспечить заданную форму шатунной кривой.

Синтезом направляющих механизмов занимались многие ученые. Аналитическое решение задачи второго метода синтеза делится на несколько на-

правлений:

- 1) синтез механизмов, точно воспроизводящих заданное движение;
- 2) синтез механизмов, дающих приближенное решение;
- 3) геометрический синтез, основанный на кинематико-геометрических исследованиях различных геометрических мест, определяемых движением отдельных точек механизмов [1].

Задачу первого направления решали Ш. Н. Поселье, Л. И. Липкин, С. Робертс, Г. Гарт, А.Б. Кемпе, Дж. Сильвестер и др. П.Л. Чебышев является основоположником второго, приближенного направления в решении задач о воспроизведении заданной кривой. Приближенный метод, основанный на теории наилучшего приближения функций, получил развитие в работах З.Ш.Блоха, Н.И.Левитского, С.А.Черкудинова [9, 22]. Идеи Чебышева П.Л. легли в основу работ по синтезу советских ученых Артоболевского И.И., Добровольского В.В. и др. Основоволожником третьего направления синтеза (геометрического) является Л.Бурместер. Его последователи – Г.Альт, Р.Бейер, В. Лихтенхельдт, К.Хайн, И.Фольмер и др. [23].

Альт и Флоке положили начало еще одному методу решения задач синтеза механизмов, так называемому динамическому синтезу.

Исследования механизмов второго класса, сообщающих выходному звену движение с приближенным выстоем, продолжают уже более 100 лет, начиная с работ П.Л. Чебышева по синтезу  $\lambda$ -образных механизмов. По этим работам защищены ряд докторских диссертаций (в последнее время – В.Г. Хомченко и Я.Т. Киницкий) и много кандидатских диссертаций (в последнее время – В. А. Харжевский). В настоящее время хорошо разработаны методы синтеза механизмов второго и третьего классов. Синтез механизмов более высоких классов находится на первоначальной стадии развития. Большой вклад в этой области сделали и продолжают делать У.А. Джолдасбеков, К.С. Иванов, Г.У. Уалиев, В.Г. Хомченко, Е.С. Гебель, Е.В. Солонин, Е.И. Зинченко [24, 25, 7]. Преимущества механизмов высоких классов по нагрузочной способности и функциональным возможностям подтверждено и доказано ранее многими учеными, например, академиком У.А. Джолдасбековым, В.Г. Хомченко, Я.Т. Киницким, Д.А. Кинжебаевой [26] и др.

**Выводы. Как видно из перечисленных ссылок на работы, которые касаются синтеза механизмов, этот вопрос интересовал и интересует по сей день ученых. Проектирование новых механизмов ведется исходя из обеспечения преимуществ по различным критериям работы или движения. Так, например, есть стремление замены кулачковых механизмов рычажными, механизмов низких классов – механиз-**

**мами более высоких классов.**

Наиболее полная библиография работ по теории механизмов и машин, в частности, по синтезу механизмов, охватывающая период от 30-х до 60-х годов 20 столетия, приведена К. Хайном в его курсе “Прикладная теория механизмов” (1961 г.). Библиография работ по истории механики машин, а также списки основных трактатов и учебной литературы в хронологическом порядке приведены в книге А.Н. Боголюбова “История механики машин” (1964 г.). Многие вопросы истории теории механизмов и машин и до настоящего времени остаются неизученными, особенно это касается истории отдельных школ и направлений.

**Список литературы:** 1. *Боголюбов А.Н.* Развитие проблем механики машин. – К.: Наукова думка, 1967. – 291с. 2. *Лихтенхельдт В.* Синтез механизмов. – М.:Наука, 1964. – 227 с. 3. *Бейер Р.* Кинематический синтез механизмов. – К.: Машгиз, 1959. 4. *Артоболевский И.И., Левитский Н.И., Черкудинов С.А.* Синтез плоских механизмов. – М.: Гос.изд-во физ.-мат.лит-ры, 1959. – 1084 с. 5. *Геронимус Я.Л.* Геометрический аппарат теории синтеза плоских механизмов. – М.: Изд-во физ.-мат. лит-ры, 1962. 6. *Лившиц Б.И.* Технология изготовления и сборки кулачковых механизмов. – М.: Машгиз, 1963. 7. *Зинченко Е.И.* Кинематический синтез шестизвенных механизмов четвертого класса с выстоем выходного звена: Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02. – Харьков. – 2007. – 176 с. 8. *В.Р. Пасика.* Синтез комбинированного мальтийского механизма с пружинным валом за заданным законом руху веденої маси // Вісник НТУ “ХПІ”. – Харків, 2007. – Вип. 29. – С.95-108. 9. *Черкудинов С. А.* Синтез плоских шарнирно-рычажных механизмов. – М.: Изд-во академии наук СССР, 1959. – 323 с. 10. *Новгородцев В.А.* Некоторые вопросы оптимального проектирования механизмов при помощи ЭВМ // Теория механизмов и машин. – Харьков: Выща школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1979. – Вып.27. – С. 104-111. 11. *Харжевський В. О.* Синтез важливих прямолінійно-напрямних механізмів та механізмів із зупинкою вихідної ланки на базі шарнірного чотириланкового механізму: Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02. – Хмельницький – 2004. – 262 с. 12. *Харжевський В.О., Киницкий Я.Т.* Численно-аналитический метод синтеза важных механизмов с зупинкою вихідної ланки на базі несиметричного шарнірного чотириланкового механізму з використанням точок Болла // Вісник Технол. у-ту Поділля. – Хмельницький: ТУП, 2003. – №4. – С.43-54. 13. *Пейсах Э.Е., Нестеров В.А.* Система проектирования плоских рычажных механизмов. – М.: Машиностроение, 1988. – 232 с. 14. *Киндрацький Б., Сулим Г.* Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд) // Машинознавство. – Львів. – 2002. – №10. – С.26-40. 15. *Пейсах Э. Е., Герасименко Р. Л.* Аналитический синтез восьмизвенного плоского шарнирного механизма с двумя выстоями ведомого звена в крайних положениях / Ленингр. политехн. ин-т. – Л. – 1982. – 31с. – Деп. в ВИНТИ. 16. *Nerge G.* Zur Konstruktion von Rastgetrieben unter Ausnutzung der Totlagenwirkung. – Mabaу. Wiss Z. TH Dresden, 1956/57. – Н.2. –S. 279-282. 17. *Чебышев П. Л.* Теория механизмов, известных под именем параллелограммов // Полн.собр.соч. – М.; Л.:Изд-во АН СССР, 1947. – Т. 2. – С. 23-51. 18. *Чебышев П. Л.* О простейшей суставной системе, доставляющей движения, симметрические около оси // Полн. собр. соч. – М.; Л.: Изд-во АН СССР, 1948. – Т. 4. – С.167-211. 19. *Котляр Е.И., Новгородцев В.А., Соболев А.Н.* Проектирование исполнительных механизмов с выстоем выходного звена // Материалы Междунар. научно-техн. конф. “Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье”. – Харьков: ХГПУ. – 1996. – С.39-42. 20. *Хомченко В. Г.* Аналитический синтез шестизвенных шарнирных механизмов с одной приближенной остановкой выходного звена по заданной циклограмме // Изв. вузов. Машиностроение. – 1984. – №6. – С.47-50. 21. *Хомченко В. Г.* Аналитический синтез кинематических схем шести- и восьмизвенных шарнирных механизмов с одной остановкой выходного звена по заданной циклограмме // Изв. вузов. Машиностроение. – 1985. – №5. – С.40-43. 22. *Блох З. Ш.* Приближенный синтез механизмов. – М.: Машгиз, 1948. – 172 с. 23. *Alt H.* Uber Totlagen des Gelenkvierecks // Zeitschr für angewandte Mathematik Und Mechanik, 1925. – Bd.Y. – S.337-346. 24. *Джолдасбеков У. А., Иванов К. С.* Синтез плоских рычажных механизмов четвертого класса // Теория механизмов и машин (материалы I Всесоюзного съезда). – Алма-Ата: Наука Казахской ССР, 1977. – С.12. 25. *Хомченко В. Г., Гебель Е.С., Солонин Е.В., Солонин В.В.* Кинематический синтез и анализ рычажных механизмов 4 класса с

Поступила в редколлегию 05.03.2008

УДК 539.3

*А.А. ЗОЛОЧЕВСКИЙ*, д-р. техн. наук, *Г.В. ГОНЧАРОВА*, НТУ  
“ХПИ”,

*Ю.А. БОРОДЕНКО*, канд. техн. наук, *Ю.С. КОЗЬМИН*, Институт  
сцинтилляционных материалов НАН Украины, г. Харьков

### МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЕГРАДАЦИИ СЦИНТИЛЛЯЦИОННЫХ ДЕТЕКТОРОВ

У статті описані дослідження взаємозв'язку між характеристиками сцинтиляційних матеріалів, такими як структура, склад та дефекти мікроструктури, та властивостями матеріалів, пов'язаними з дифузійними процесами та деформуванням, а також дослідження впливу характеристик матеріалів, градієнтів температури, кисню та вологи, випромінювання та повзучості на деградацію та зниження терміну експлуатації сцинтиляційних детекторів. Також в роботі буде описано, як характеристики матеріалу, дифузійні процеси, температурні градієнти, випромінювання та повзучість, а також зростання пошкоджуваності внаслідок повзучості, що супроводжується мікроструктурними змінами в детекторах через деякий час, можуть бути керованими, використовуючи аналіз напруженого стану. Це дозволить знизити деградацію та оптимізувати конструкцію, а також підвищити час експлуатації сцинтиляційних детекторів.

In this paper, a comprehensive investigation will be carried out with the main focus directed at the understanding of the relationships between characteristics of scintillators such as structure, composition and microstructure defects, and material properties related to diffusion processes and deformation as well as at the understanding on how these material characteristics, gradients of temperature, oxygen and water, radiation and creep affect degradation and lifetime reduction of scintillators. Furthermore, focus is put on how the material characteristics, diffusion processes, thermal gradients, radiation and creep as well as the creep damage growth due to microstructural changes of scintillators over time may be controlled using induced stress analysis in order to reduce degradation and optimize design, and extend lifetime of scintillators.

**Введение.** Одним из основных методов, используемых при регистрации и спектрометрии ионизирующих излучений в различных областях физики высоких энергий, ядерной медицины, геофизики, в мониторинге биологических объектов и окружающей среды, является сцинтилляционный метод, ос-

нованный на возникновении вспышек света в люминофорах. Этот метод нашел широкое применение в элементах систем детектирования ионизирующих излучений [1-3].

Сцинтилляционный детектор представляет собой систему в виде сцинтиллятора, сочлененного с фоточувствительным элементом (фотодиодом или фотоэлектронным умножителем). Детектор окружен светоотражающей оболочкой и, как правило, герметизирован в корпусе. Таким образом, практически в детектор объединяются несколько разнородных оптических и конструктивных материалов. В зависимости от эксплуатационных требований, предъявляемых к детектору, при согласовании материалов возникают технические противоречия из-за различия физических свойств. Устранение этих противоречий приводит как к появлению новых решений в других областях науки и техники, так и к получению новых материалов.

Твердые сцинтилляторы, нашедшие применение в элементах систем детектирования ионизирующих излучений, представляют собой органические и неорганические монокристаллы и поликристаллы, а также аморфные (пластмассовые) сцинтилляторы [1-3]. В зависимости от назначения сцинтилляторы придают форму пластин, стержней, цилиндров, пленок, гранул, нитей.

*Неорганические сцинтилляторы* обладают достаточным сечением полного поглощения гамма-фотонов и высокой прозрачностью в пределах полосы флуоресценции. Это позволяет использовать кристаллы большого объема, что обеспечивает высокую чувствительность детектирования и широкий энергетический диапазон применения [1].

*Органические сцинтилляторы* обладают высоким быстродействием и высокой прозрачностью к собственной флуоресценции, эффективно регистрируют нейтроны, успешно используются при идентификации ионизирующих излучений по форме импульса. Обладая малым эффективным атомным номером, они имеют преимущества перед неорганическими кристаллами при регистрации легких заряженных частиц, что особенно важно в задачах радиоэкологии.

Наряду с монокристаллами широкое распространение получили прессованные *поликристаллические органические сцинтилляторы* (полисицины), обладающие более высокой механической и термической стойкостью при таком же световом выходе. Повышенная прочность полисицинов связана с тем, что в поликристалле тепловое или механическое воздействие обычно ограничено малым объемом, а в монокристалле трещина легко распространяется по всему объему. Полисицинам легко придавать любую сложную форму и любые размеры.

*Пластмассовые сцинтилляторы* в качестве элементов сложных детекторных систем современных ускорителей в течение длительного времени (до 10 лет) должны работать при интенсивных радиационных нагрузках. Для удовлетворительной работы в подобных условиях они должны иметь не только высокую стойкость к воздействию ионизирующих излучений, но и высокую долговременную стабильность. Проблема радиационной стойкости пластмассовых сцинтилляторов является предметом многочисленных исследований, и за последние годы накоплен значительный объем экспериментальных

данных. При этом совершенно недостаточное внимание уделяется долговременной стабильности параметров пластмассовых сцинтилляторов в процессе их хранения и эксплуатации [2].

Основными характеристиками сцинтилляторов являются световой выход (отношение числа фотонов, излученных сразу после поглощения ионизирующей частицы или  $\gamma$ -кванта, к поглощенной дозе), энергетическое разрешение, эффективный атомный номер, время высвечивания, максимум спектра излучения, уровень послесвечения, прозрачность к собственному излучению.

В ходе эксплуатации сцинтилляторов в результате влияния термических, механических и радиационных воздействий, а также влияния внешней среды, в системах неизбежно происходят различного рода изменения во времени. Таким образом, влияние дестабилизирующих факторов на сроки работоспособности сцинтилляторов, а также изменения во времени радиационной стойкости и стабильности, термостабильности, механической прочности, гигроскопичности сцинтилляционных материалов являются не менее важными показателями, чем сцинтилляционные характеристики [3]. Так, например, в полимерной матрице протекают процессы, сопровождающиеся деградацией ее химической и физической структуры. Со временем на поверхности и в объеме образуются точечные дефекты, микропоры, трещины серебра и микротрещины. Поверхность приобретает матовый оттенок, сцинтиллятор теряет прозрачность, его световой выход уменьшается. Причинами происходящих изменений могут быть напряжения, возникающие в полимерной матрице в процессе синтеза (из-за фиксированного расположения макромолекул, которое не является равновесным), миграция низкомолекулярных соединений из объема к поверхности и термоокислительные процессы, протекающие при повышенных температурах.

Проблема радиационной стойкости, связанная с особыми условиями работы сцинтилляторов, является предметом многочисленных исследований, и за последние годы накоплен значительный объем экспериментальных данных. Для кристаллов создание собственных дефектов при облучении может приводить к окрашиванию и, следовательно, к потере их прозрачности. Наряду с этим может происходить радиационно-наведенное изменение центра свечения и, в результате, падение сцинтилляционного выхода.

Однако, несмотря на достаточно большое число экспериментальных исследований, связанных с радиационно-стимулированными изменениями сцинтилляционных свойств щелочно-галогидных кристаллов, механизм радиационных изменений светового выхода недостаточно изучен, главным образом, ввиду большого разброса дозовых зависимостей светового выхода исследованных образцов. Этот разброс обусловлен высокой структурной чувствительностью радиационной стойкости [1, 3].

Методы выращивания кристаллов, используемых в качестве сцинтилляторов, еще далеки от совершенства и не позволяют получать образцы с хорошо воспроизводимыми физическими свойствами. Это приводит к разбросу экспериментальных данных, имеющих в литературе, о характеристиках флуоресценции, чувствительных к структурным дефектам и примесям. Поэтому экспе-

риментальные данные о радиационных изменениях сцинтилляционных кристаллов могут сильно различаться даже для “хороших” образцов в зависимости от плотности дислокаций и концентрации затравочных пор. Это обстоятельство затрудняет исследование механизмов радиационных повреждений кристаллов. Изучение этих механизмов требует специальных экспериментов, например, с повышением плотности дислокаций путем приложения к образцу механического напряжения, например, в условиях одноосного растяжения [1].

Требования к сцинтилляторам настолько разнообразны, что, как показывает анализ, нет такого материала, который являлся бы оптимальным одновременно для всех применений. Стабильность некоторых характеристик (таких, например, как пространственная и химическая однородность, стойкость и механическая прочность, зависимость изменения светового выхода от времени и температуры) должна быть задомо известна или подконтрольна. Нечувствительность к воздействию окружающей среды, влаги и света также является желательным свойством.

В дальнейшем под деградацией сцинтилляционного детектора мы будем понимать сложный комплекс химических и физических процессов, происходящих под влиянием окружающей среды, при его хранении, эксплуатации и переработке планируемого срока службы, приводящий к необратимому изменению и ухудшению регистрирующих свойств в процессе работы детектора.

Исследовать процесс деградации сцинтиллятора или детектора на его основе можно двумя путями. Первый путь связан с оценкой значения вероятности безотказной работы сцинтилляционных детекторов. Трудность этого пути состоит не только в необходимости проведения большого количества длительных и дорогостоящих испытаний, но также и в том, что разработанные статистические методы их оценки для данного типа изделий неприменимы из-за ограниченного серийного выпуска (сотни, в отдельных случаях тысячи штук). Второй путь основан на построении математической модели деградации сцинтилляционных детекторов.

**1. Цели работы.** Основными целями данной работы являются:

- изучение механизмов термической, химической, механической, радиационной и структурной деградации сцинтилляционных детекторов;
- разработка подходов к моделированию термической, химической, механической, радиационной и структурной деградации сцинтилляционных детекторов;
- разработка обобщенных микро-мезо-макро определяющих соотношений, которые могут быть использованы для расчетов кинетики изменения во времени напряжений в сцинтилляторах, а также повреждаемости сцинтилляционных материалов детекторов, которые находятся в неустановившемся и установившемся режимах работы в условиях воздействия влаги, кислорода воздуха, температуры и ионизирующих излучений;
- установление связи между усадкой, разбуханием, температурным расширением, радиационным распуханием, явлением ползучести, процессом повреждаемости, и перераспределением напряжений и развитием деградации сцинтилляционных детекторов во времени;

- разработка программного обеспечения в форме компьютерных структурных моделей для анализа во времени напряженного состояния в детекторах, для анализа прочности и длительной прочности, для обеспечения безопасной работы и прогнозирования срока их службы;

- формулировка практических рекомендаций, которые базируются на результатах компьютерного моделирования детекторов, для усовершенствования сцинтилляционных материалов и конструкций, уменьшения деградации детекторов и увеличения их времени эксплуатации.

**2. Механизмы деградации.** В отдельном сцинтилляционном материале достаточно сложно обеспечить комбинацию высокой прочности и долговременной стабильности с высоким световым выходом. Так как детектору свойственна склонность к разрушению под действием высоких температурных, механических, диффузионных и радиационных напряжений [1-3], то главной проблемой конструкции детектора с плоской геометрией является необходимость обеспечения стабильной механической структуры. Напряжения, возникающие в детекторе, зависят от свойств материала, условий работы и геометрии конструкции. Так, детектор может быть оперт наполовину или оперт на пористый субстрат; также он может быть жестко заделанным или загерметизированным по периметру. Таким образом, напряжения в сцинтилляционных детекторах могут возникать от пространственных и временных градиентов температуры, а также от внешних нагрузок. Напряжения, обусловленные градиентами температур, а также разностью между коэффициентами температурного расширения и модулями Юнга материалов системы в виде сцинтиллятора, сочлененного с фоточувствительным элементом, будут возрастать с ростом площади системы. А это, в свою очередь, будет ограничивать желание максимизировать результаты работы детектора, увеличивая его площадь. Таким образом, длительная прочность и срок эксплуатации детектора сильно зависят от влияния температуры, так как подвод тепла и охлаждение могут привести к высоким температурным напряжениям. Кроме этого, необходимо учитывать, что системы в виде сцинтиллятора, сочлененного с фоточувствительным элементом, являются механически нагруженными под действием собственного веса, а также могут находиться под нагрузками, которые возникают во время работы, при необходимом выравнивании системы. Вместе с герметизирующим материалом, необходимым для краев детектора, эти факторы могут быть причиной высоких механических напряжений, которые могут передаваться хрупким элементам системы. Таким образом, очень важным для структурного анализа системы в виде сцинтиллятора, сочлененного с фоточувствительным элементом, является изучение термоупругих деформаций и температурных напряжений в системах. Но этого недостаточно для полного понимания механизмов деградации сцинтилляционных детекторов во времени и причин снижения их времени эксплуатации. Поэтому необходимо дополнительно к вышесказанному идентифицировать явление, которое зависит от времени и связано с химической, радиационной и структурной деградацией сцинтилляционных детекторов во времени. Этот феномен может быть исследован экспериментально.

*Первое.* Активность влаги в детекторе, как правило, имеет место в тех областях, где сцинтилляционный материал контактирует с окружающей средой. Поэтому особый интерес для практики имеет исследование диффузии влаги в некоторых сцинтилляционных материалах. Скорость химической диффузии влаги зависит от структуры, состава и дефектов микроструктуры сцинтилляционного материала. Также стоит учитывать, что в пластмассовых сцинтилляторах, кроме термического расширения, присутствует и химическое расширение, обусловленное разбуханием сцинтиллятора из-за диффузии влаги. Как было выяснено ранее [2], это расширение дает дополнительный вклад в общее расширение сцинтилляционного материала.

Таким образом, во время работы детектор находится под действием градиента влаги и подвергается химически обусловленному деформированию вдоль толщины. Это явление вызывает появление диффузионных напряжений, которые в итоге могут привести к разрушению детектора. Эти химически наведенные в пластмассовых сцинтилляторах напряжения зависят от степени разбухания материала и геометрии системы. Таким образом, разбухание сцинтиллятора из-за диффузии влаги может быть причиной деградации детектора и уменьшения срока его службы. Вместе с тем, в литературе остается открытым вопрос о нахождении связи между диффузионными напряжениями в пластмассовых сцинтилляторах и концентрацией влаги [2].

*Второе.* В случае, когда сцинтилляционный материал контактирует с окружающей средой, может иметь место также активность кислорода воздуха в детекторе. Например, диффузия кислорода в пластмассовый сцинтиллятор может привести к усадке материала и к появлению дополнительных химически обусловленных напряжений [2]. Этот феномен может быть объяснен, если взять во внимание градиент концентрации кислорода по толщине детектора.

Таким образом, во время работы детектор может находиться под действием градиента концентрации кислорода и подвергаться усадке, что вызывает появление и перераспределение диффузионных напряжений. Последние зависят от усадки сцинтилляционного материала и геометрии системы в виде сцинтиллятора, сочлененного с фоточувствительным элементом. Таким образом, усадка пластмассового сцинтиллятора из-за диффузии кислорода может быть причиной деградации детектора и уменьшения срока его службы. Вместе с тем, в литературе не обсуждался вопрос о связи между диффузионными напряжениями в пластмассовых сцинтилляторах и концентрацией кислорода [2].

*Третье.* Термическая ползучесть сцинтилляционного материала также может вызывать деградацию детектора во времени и влиять на уменьшение времени его эксплуатации. Для кристаллических сцинтилляторов термическая ползучесть оказывается заметной при повышенных температурах, а для пластмассового сцинтиллятора термическая ползучесть заметна даже при комнатной температуре. Известно [3], что деформация ползучести поликристаллических сцинтилляторов связана с диффузией атомов разнообразных примесей и дефектов в кристалле. Как правило, на границах зерен материала присутствуют дефекты. Скорости различных миграционных процессов, ползучести и роста де-

фектов на границах зерен могут контролироваться с помощью коэффициента диффузии наиболее медленной примеси или ее концентрации.

Обычно результаты экспериментального изучения термической ползучести сцинтилляционного материала представляют в виде графиков (рис. 1), отображающих зависимость от времени деформаций ползучести при постоянных напряжениях и температуре. Эти графики называют кривыми ползучести. Вид кривых ползучести зависит от напряжения и температуры, при которых испытывался образец из сцинтилляционного материала. Как правило, испытания проводят в условиях одноосного растяжения образца. При нагружении образца деформация весьма быстро возрастает от нуля до некоторой величины. После прекращения роста нагрузки, полная деформация образца возрастает только за счет деформации ползучести, которая увеличивается во времени по закону, отображенному на рис. 1 линией *OABC*. Ординаты этой линии представляют собой величины деформации ползучести для определенного значения времени при фиксированных значениях напряжения и температуры. Тангенс угла наклона касательной к линии *OABC* с осью абсцисс выражает в масштабе скорость деформации, равную скорости деформации ползучести.

Процесс термической ползучести сцинтилляционного материала можно разделить на три стадии, относящиеся на рис. 1 к трем областям (I, II и III). В первой стадии (участок *OA*) скорость деформации ползучести постепенно уменьшается. Данное уменьшение скорости может быть объяснено взаимодействием механического упрочнения и термического разупрочнения. В первой стадии преобладает механическое упрочнение, связанное с ростом деформации ползучести. Во второй стадии (участок *AB*) устанавливается равновесие между механическим упрочнением и термическим разупрочнением. Процесс ползучести протекает с минимальной скоростью, постоянной во времени. В третьей стадии (участок *BC*) скорость деформации ползучести постоянно возрастает, пока не наступает разрушение в точке *C* (рис. 1). Заметим, что самая простая аппроксимация кривой ползучести *OABC* соответствует прямой линии *AD*. В этом случае вместо трех стадий процесса ползучести сцинтилляционного материала рассматривается только лишь установившаяся стадия.

Таким образом, термическая ползучесть сцинтиллятора может быть причиной деградации детектора и уменьшения срока его службы. Вместе с тем, в литературе отсутствуют публикации с анализом напряженного состояния в сцинтилляционных детекторах, функционирующих в условиях термической ползучести.

*Четвертое.* Итак, системы в виде сцинтиллятора, сочлененного с фоточувствительным элементом, часто функционируют в условиях высоких химических градиентов кислорода и влаги в комбинации с повышенной темпе-

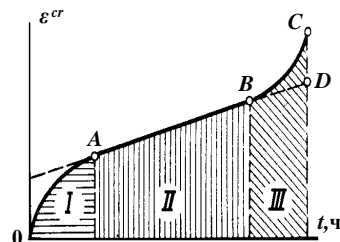


Рис. 1. Кривая термической ползучести в условиях одноосного растяжения при постоянном напряжении и температуре

ратурой и необратимыми деформациями ползучести, зависящими от времени. Даже в начальной стадии процесса ползучести кристаллических сцинтилляторов, дислокации и атомы примесей сосредотачиваются на границах зерен в форме каверн. Микроскопические каверны на границах зерен увеличиваются и объединяются, а дислокации, примеси и поры перемещаются к границам зерен. При этом на границах зерен начинается формирование микротрещин. Рост и слияние этих микротрещин приводит к разрушению кристаллических сцинтилляторов в финальной стадии процесса термической ползучести.

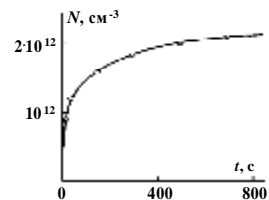


Рис. 2. Накопление субмикротрещин в режиме действия постоянного растягивающего напряжения для образцов из поливинилбутирала [4]

Ометим, что микротрещины формируются с преимущественной ориентацией, часто в направлении, перпендикулярном к направлению действия максимального главного напряжения. Таким образом, деформации термической ползучести изменяют микроструктуру кристаллических сцинтилляторов за счет дислокаций, примесей и пор в начальной стадии, микроскопических каверн при дальнейшем деформировании и за счет микротрещин с преимущественной ориентацией в финальной стадии процесса ползучести. При этом, скорость роста уже существующих микроскопических каверн и микротрещин на границах зерен, а также скорость образования новых микродефектов, существенно зависят от интенсивности процесса ползучести. С другой стороны, рост микроскопических каверн и микротрещин также оказывает влияние на развитие термической ползучести кристаллических сцинтилляторов. Это влияние начинается на начальной и установившейся стадии ползучести и становится заметным на третьей стадии, которая предшествует разрушению. При этом заметим, что на третьей стадии ползучести скорость деформации ползучести увеличивается вплоть до разрушения (вязкий тип разрушения). Разрушение вследствие ползучести без роста скорости деформации (хрупкий тип разрушения) также может наблюдаться в кристаллических сцинтилляторах.

Накопление повреждаемости в пластмассовом сцинтилляторе в условиях термической ползучести во многом идентично аналогичному процессу в кристаллическом сцинтилляторе. Например, рис. 2 иллюстрирует увеличение количества субмикротрещин с течением времени *t* в условиях одноосного растяжения образца из полимерного материала [4]. Накопление повреждаемости в полимере происходит более интенсивно при увеличении величины приложенного напряжения (рис. 3).

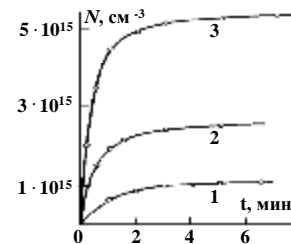


Рис. 3. Накопление субмикротрещин в образце из капрона при действии различных напряжений (в МПа)

Таким образом, термическая ползучесть и деградация сцинтиллятора, обусловленная ростом повреждаемости материала, происходят одновременно и влияют друг на друга. К сожа-

лению, теоретических и численных исследований повреждаемости вследствие термической ползучести в системах в виде сцинтиллятора, сочлененного с фоточувствительным элементом, в литературе не имеется.

**Пятое.** Ионизирующее излучение, действующее в течение длительного периода времени, вызывает значительные нарушения кристаллической решетки кристаллических сцинтилляторов, а также заметные изменения в полимерной матрице пластмассовых сцинтилляторов, что существенно изменяет физико-механические свойства сцинтилляционных материалов. В результате этих изменений происходит радиационное распухание сцинтилляторов, приводящее к возникновению радиационных напряжений, и, как следствие, радиационная деградация сцинтилляционных детекторов. Например, на рис. 4 представлено увеличение количества субмикротрещин с течением времени в условиях одноосного растяжения образца из полимерного материала без дополнительного ультрафиолетового облучения (1), а также в сочетании с ультрафиолетовым облучением (2). Видно, что ультрафиолетовое облучение приводит к возрастанию интенсивности процесса накопления повреждаемости в полимере. Очевидно, что радиационное распухание и накопление повреждаемости в сцинтилляционном материале под воздействием ионизирующего излучения протекают параллельно друг другу. К сожалению, в литературе отсутствуют работы, посвященные математическому моделированию радиационного распухания сцинтилляционных детекторов и повреждаемости сцинтилляторов под воздействием ионизирующего излучения.

**Шестое.** Во время своей работы сцинтилляционные детекторы подвергаются циклическому воздействию ионизирующего излучения, что, в свою очередь, в сочетании с механическими напряжениями вызывает циклическую радиационную ползучесть материалов и повреждаемость вследствие радиационной усталости. При этом скорости циклической ползучести и накопления повреждаемости в сильной степени зависят от характеристик цикла, напряженного состояния, плотности потока излучения и температуры материала. Процессы циклической радиационной ползучести материалов и повреждаемости вследствие радиационной усталости могут быть идентифицированы на основе данных базовых экспериментов в условиях циклического симметричного нагружения с постоянными значениями амплитудного напряжения и плотности потока излучения (рис. 5) в виде связи деформации циклической ползучести  $\epsilon^c$ , а также параметра повреждаемости  $\psi$  с числом циклов  $N$  [4].

Очевидно, что циклическая радиационная ползучесть и накопление по-

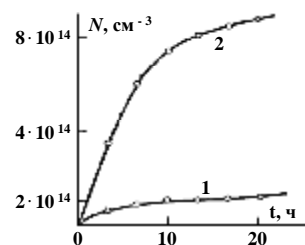


Рис. 4. Накопление субмикротрещин в режиме действия только постоянного растягивающего напряжения в 80 МПа (1), а также совместного действия напряжения в 80 МПа и ультрафиолетового облучения (2) в образцах из полипропилена [4]

вреждаемости вследствие радиационной усталости в сцинтилляционном материале оказывают взаимное влияние друг на друга. В тоже время, в литературе отсутствуют исследования, посвященные математическому моделированию циклической радиационной ползучести сцинтилляционных детекторов и повреждаемости сцинтилляторов вследствие радиационной усталости.

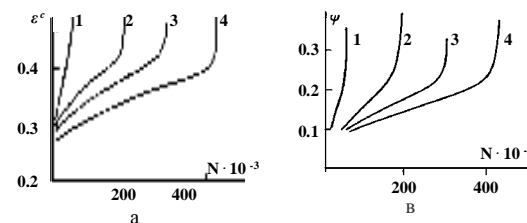


Рис. 5. Кривые циклической радиационной ползучести (а) и накопления повреждаемости вследствие радиационной усталости (в) в условиях циклического симметричного нагружения с постоянными значениями амплитудного напряжения  $\sigma_1$  (1),  $\sigma_2$  (2),  $\sigma_3$  (3),  $\sigma_4$  (4) и плотности потока излучения,  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 > \sigma_4$

**3. Новый обобщенный подход.** Перейдем к рассмотрению определяющих соотношений, которые могут быть использованы для расчетов кинетики изменения во времени напряжений в сцинтилляторах, а также повреждаемости сцинтилляционных материалов детекторов, которые находятся в условиях воздействия влаги, кислорода воздуха, температуры и ионизирующих излучений. Тензор деформаций  $\epsilon_{ij}$  в сцинтилляторах включает упругую составляющую  $\epsilon_{ij}^e$ , температурную составляющую  $\epsilon_{ij}^T$ , разбухание  $\epsilon_{ij}^d$  из-за диффузии влаги, усадку  $\epsilon_{ij}^o$  из-за диффузии кислорода воздуха, радиационное распухание  $\epsilon_{ij}^r$ , а также тензор деформаций термической ползучести  $\epsilon_{ij}^{cr}$  и тензор деформаций циклической радиационной ползучести  $\epsilon_{ij}^c$ , т.е.

$$\epsilon_{ij} = \epsilon_{ij}^e + \epsilon_{ij}^T + \epsilon_{ij}^d + \epsilon_{ij}^o + \epsilon_{ij}^r + \epsilon_{ij}^{cr} + \epsilon_{ij}^c. \quad (1)$$

Упругие деформации следуют обобщенному закону Гука. Закон температурного расширения имеет вид

$$\epsilon_{ij}^T = \alpha_{ij}^T T, \quad (2)$$

а закон радиационного распухания –

$$\epsilon_{ij}^r = \alpha_{ij}^r \Phi, \quad (3)$$

где  $T$  и  $\Phi$  – температура и флюенс ионизирующего излучения. Разбухание материала  $\epsilon_{ij}^d$  определяется соотношением

$$\epsilon_{ij}^d = \alpha_{ij}^d C_1, \quad (4)$$

а усадка –

$$\varepsilon_{ij}^o = -\alpha_{ij}^o C_2. \quad (5)$$

Здесь  $\alpha_{ij}^T, \alpha_{ij}^r, \alpha_{ij}^d, \alpha_{ij}^o$  – тензоры постоянных сцинтиллятора. Концентрация влаги  $C_1$  и концентрация кислорода воздуха  $C_2$  находятся интегрированием соответствующего дифференциального уравнения Фика второго рода, дополненного начальными и граничными условиями [5]. Компоненты тензора деформаций термической ползучести, включая соответствующий параметр повреждаемости материала, представлены в [6-8], а компоненты тензора деформаций циклической радиационной ползучести, включая параметр повреждаемости вследствие радиационной усталости, – в [9-12].

Анализ перераспределения напряжений в сцинтилляционных детекторах во времени на основе предложенных выше определяющих уравнений связан с необходимостью решения физической нелинейной трехмерной, двумерной и одномерной начально-краевых задач. Последние могут быть рассмотрены с использованием постановок, численных методик и программного обеспечения, представленных в [13-17]. Примеры численных исследований напряженного состояния в сцинтилляционных детекторах будут рассмотрены в следующей статье.

Список литературы: 1. *Глобус М. Е., Гринев Б. В.* Неорганические сцинтилляторы. Новые и традиционные материалы. – Х.: Акта, 2001. – 408 с. 2. *Гринев Б. В., Сенчишин В. Г.* Пластмассовые сцинтилляторы. – Х.: Акта, 2003. – 324 с. 3. *Гринев Б.В., Семиноженко В.П.* Сцинтилляционные детекторы ионизирующих излучений для жестких условий эксплуатации. —Х.: Основа, 1993. – 155 с. 4. *Тамуж В.П., Куксенко В.С.* Механика разрушения полимерных материалов. – Рига: Зинатне, 1978. – 294 с. 5. *Crank J.* The Mathematics of Diffusion. Second Edition. – Oxford: Oxford University Press, 1999. 6. *Betten J., Sklepus S., Zolochovsky A.* A microcrack description of creep damage in crystalline solids with different behaviour in tension and compression. *Int. J. Damage Mech.* – 1998. – 8. – PP.197-232. 7. *Zolochovsky A., Obataya Y.* Tension-compression asymmetry of creep and unilateral creep damage in aluminum for isothermal and nonisothermal processes. *JSME Int. J.* – 2001. – 44A. – PP.100–108. 8. *Zolochovsky A., Voyiadjis G.Z.* Theory of creep deformation with kinematic hardening for materials with different properties in tension and compression. *Int. J. Plast.* – 2005. – 21. – PP.435–462. 9. *Breslavsky D. V., Morachkovsky O. K., Zolochovsky A.A.* Dynamic creep behaviour of structures //Structural Dynamics-EURODYN'93, Moan et al. (Eds.). – Rotterdam: Balkema, 1993. – PP.795-801. 10. *Zolochovsky A., Itoh T., Obataya Y.* A continuum damage mechanics model for multiaxial low cycle fatigue failure. *Journal of the Mechanical Behavior of Materials.* – 2001. – 12. – PP.1-19. 11. *Zolochovsky A., Obataya Y., Itoh T., Betten J.* A continuum damage mechanics model with the strain-based approach to biaxial low cycle fatigue failure. *Engineering Research.* – 2000. – 66. – PP.67-73. 12. *Zolochovsky A., Obataya Y., Betten J.* Critical plane approach with two families of microcracks for modeling of unilateral fatigue damage. *Engineering Research.* – 2000. – 66. – PP.49-56. 13. *Zolochovskij A. A.* Creep of structural elements from materials with characteristics depending upon type of loading. *Technische Mechanik.* – 1988. – 9. – PP. 177-184. 14. *Zolochovskii A. A., Koz'min Yu. S.* Nonlinear deformation of rectangular thick-walled shells consisting of material that responds differently to tension and compression. *International Applied Mechanics.* – 1993. – 29. – PP. 624-630. 15. *Kozmin Ju. S., Zolochovskij A. A.* Nonlinear deformation of thick-walled shells having a square base and made of materials whose properties are dependent on the type of loading. *Technische Mechanik.* – 1990. – 11. – PP. 214-221. 16. *Zolochovsky A., Hop J. G., Servant G., Foonsaes T., Oye H. A.* Creep and sodium expansion in a semigraphitic cathode carbon //Light Metals, Crepeau P. (Ed.). – Warrendale: The Minerals, Metals and Materials Society, 2003. – PP.595-602. 17. *Zolochovsky A., Galishin A., Sklepus S., Voyiadjis G. Z.* Analysis of creep deformation and creep damage in thin-walled branched shells from materials with different behavior in tension and compression. *International Journal of Solids and Structures.* – 2007. – 44. – PP. 5075-5100.

Поступила в редколлегию 04.02.08

УДК 539.3

*А.А. ЗОЛОЧЕВСКИЙ, докт. техн. наук, Г.В. ГОНЧАРОВА, НТУ „ХПИ”, А.И. МИНКО, докт. мед. наук, И.В. ШАЛАШОВА,*  
**ГУ „Институт неврологии, психиатрии и наркологии АМН Украины”,**  
**г. Харьков**

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИФFUЗИОННЫХ НАПРЯЖЕНИЙ,  
 НАВЕДЕННЫХ ПСИХОАКТИВНЫМИ ВЕЩЕСТВАМИ, В  
 КРОВЕНОСНЫХ СОСУДАХ БИОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Теоретичні та числові дослідження даної роботи пов'язані з урахуванням впливу явища переносу психоактивної речовини та дифузійного укорочення кров'яних судин в розрахунках залежних від часу розподілень напружень, наведених психоактивною речовиною, в кров'яних судинах. Розглянута біомеханічна модель з шістьма параметрами. Проаналізовані отримані числові результати.

In this paper, a comprehensive theoretical and numerical investigation has been carried out with the main focus directed at the understanding on how penetration of psychoactive medium and diffusion shrinkage of the blood



vessels affect the time dependent and diffusion induced stress distribution in the blood vessels. Biomechanical model with six parameters has been considered. The obtained numerical results have been analyzed.

**Введение.** Актуальные тенденции распространения зависимости от психоактивных веществ (алкоголь, наркотики и другие) в Украине приобретают характер, угрожающий воспроизводству ее населения [1]. В связи с этим вопросы своевременной диагностики, профилактики и лечения лиц, употребляющих психоактивные вещества и находящихся от них в зависимости, имеют огромное значение. На этом пути проблема математического моделирования биомеханических явлений занимает важное место, поскольку она позволяет прогнозировать во времени характер распространения зависимости человека от психоактивных веществ, а затем сформулировать научно обоснованные профилактические и лечебные рекомендации, а также новые диагностические подходы.

Целью данной работы является разработка математической модели, позволяющей оценить уровень диффузионных напряжений, возникающих в кровеносных сосудах биомеханической системы под воздействием психоактивных веществ, находящихся в крови. Очевидно, что превышение диффузионными напряжениями некоторого допустимого значения может привести к разрушению кровеносного сосуда. Отметим, что вопросы динамики и динамической устойчивости кровеносных сосудов как деформируемых многослойных оболочек из биополимеров с протекающей в них кровью, моделируемой вязкой жидкостью, были предметом многочисленных публикаций [2], начиная с Эйлера, Юнга, Вебера и др., и в данной работе рассматриваться не будут.

**1. Математическая модель кровеносного сосуда.** Как известно [2-4], стенки кровеносных сосудов состоят из нескольких слоев, обладающих различными биомеханическими свойствами, и по существу представляют собой многослойную оболочку из композитных материалов, в которой матрица и арматура выполняют как конструкционную, так и биологическую роль (рис. 1). В зависимости от их назначения кровеносные сосуды классифицируются как упругие (крупные), мышечные (средние) и капиллярные [3], а их диаметр варьируется от нескольких микрон до нескольких миллиметров [3, 5, 6]. В первом приближении упругий кровеносный сосуд может быть рассмотрен как однослойная однородная оболочка из изотропного материала с модулем упругости в осевом направлении сосуда [3].

Рассмотрим длинный полый цилиндр, моделирующий упругий кровеносный сосуд биомеханической системы. Диффузия психоактивного вещества, находящегося в крови, в кровеносный сосуд начинается с внутренней поверхности цилиндра и завершается по достижению веществом его внешней поверхности. Начальное состояние кровеносного сосуда предполагается ненапряженным. Деформация цилиндра с отверстием  $a \leq r \leq b$  под воздействием



Рис. 1. Схема кровеносного сосуда [2]

психоактивного вещества анализируется в цилиндрической системе координат  $(r, \theta, z)$  в условиях плоской деформации и симметрии вокруг оси  $z$ . Здесь  $r$  – радиальная координата,  $\theta$  – соответствует окружному направлению, а  $z$  – осевая координата. Давлением, действующим на внутренней ( $r = a$ ) и внешней ( $r = b$ ) поверхностях цилиндра, а также на его краях, пренебрегаем. Концентрация психоактивного вещества в кровеносном сосуде – функция, зависящая только от радиальной координаты  $r$  и времени  $t$ . Предполагается, что три осевые компоненты напряжений  $\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_z$  и три компоненты деформации  $\epsilon_r, \epsilon_\theta, \epsilon_z$  отличны от нуля. Все остальные компоненты являются нулевыми, а именно  $\tau_{\theta r}, \gamma_{\theta r}$  – из-за симметрии, а  $\tau_{\theta z}, \tau_{zr}, \gamma_{\theta z}, \gamma_{zr}$  – из-за плоской деформации.

Пусть компоненты деформации являются суммой компонент упругого деформирования и компонент диффузионно наведенного деформирования, т.е.,

$$\epsilon_r = \epsilon_r^e + \epsilon_r^d, \quad \epsilon_\theta = \epsilon_\theta^e + \epsilon_\theta^d, \quad \epsilon_z = \epsilon_z^e + \epsilon_z^d. \quad (1)$$

Материал кровеносного сосуда предполагается начально изотропным, и компоненты упругой деформации могут быть определены согласно обобщенному закону Гука:

$$\epsilon_r^e = \frac{1}{E} [\sigma_r - \nu(\sigma_\theta + \sigma_z)]; \quad \epsilon_\theta^e = \frac{1}{E} [\sigma_\theta - \nu(\sigma_r + \sigma_z)]; \quad \epsilon_z^e = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_r + \sigma_\theta)], \quad (2)$$

где  $E$  – модуль упругости,  $\nu$  – коэффициент Пуассона. Модуль упругости крупных кровеносных сосудов изменяется от 0.11 МПа до 0.79 МПа [3, 7-9], а коэффициент Пуассона имеет значение немногим больше нуля [6].

Экспериментально установлено [6], что диффузия лечебных или психоактивных веществ из крови в кровеносный сосуд приводит к его значительному укорочению в осевом направлении, иногда достигающему 40%. В связи с этим мы можем принять, что

$$\epsilon_r^d = \epsilon_\theta^d = \epsilon_z^d = -AC, \quad (3)$$

где  $A$  – константа биоматериала сосуда. Используя уравнения (1)-(3), получим

$$\epsilon_r = \frac{1}{E} [\sigma_r - \nu(\sigma_\theta + \sigma_z)] - AC; \quad \epsilon_\theta = \frac{1}{E} [\sigma_\theta - \nu(\sigma_r + \sigma_z)] - AC, \quad (4)$$

$$\epsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_r + \sigma_\theta)] - AC.$$

Заметим, что в уравнениях (4) напряжения, деформации и концентрация психоактивного вещества в кровеносном сосуде – функции, зависящие только от радиальной координаты и времени.

Укорочение цилиндра в его осевом направлении из-за диффузии психоактивного вещества в кровеносный сосуд может быть определено [10]:

$$\varepsilon_z = -2 \frac{A}{b^2 - a^2} \int_a^b C r dr. \quad (5)$$

Диффузионные напряжения, наведенные психоактивными веществами, в кровеносном сосуде рассматриваемой биомеханической системы могут быть записаны как [10]

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu} \left( \frac{r^2 - a^2}{2r^2} \varepsilon_z + A \frac{1}{r^2} \int_a^r C r dr \right), \quad \sigma_z = \frac{E}{1-\nu} (\varepsilon_z + AC). \quad (6)$$

$$\sigma_\theta = \frac{E}{1-\nu} \left( \frac{r^2 + a^2}{2r^2} \varepsilon_z - A \frac{1}{r^2} \int_a^r C r dr + AC \right),$$

**2. Моделирование диффузии и диффузионных напряжений.** Концентрация психоактивного вещества в кровеносном сосуде  $C$  удовлетворяет дифференциальному уравнению Фика второго рода [11]:

$$\frac{\partial C}{\partial t} = D \left( \frac{\partial^2 C}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial C}{\partial r} \right), \quad (7)$$

где  $D$  – коэффициент диффузии. Для различных лечебных веществ последний изменяется в широком диапазоне от  $10^{-16}$  м<sup>2</sup>/с до  $10^{-11}$  м<sup>2</sup>/с [12-22]. Предполагается также, что на внутренней поверхности цилиндра  $r = a$  концентрация психоактивного вещества постоянна, а на внешней поверхности  $r = b$  диффузионный поток равен нулю. К тому же, в начальный момент времени концентрация психоактивного вещества во всех точках цилиндра предполагается равной нулю. Сформулированные выше граничные условия для цилиндра с отверстием, а также начальное условие математически можно представить следующим образом:

$$C = C_0, r = a, t \geq 0; \frac{\partial C}{\partial r} = 0, r = b, t \geq 0; C = 0, r \in (a, b), t = 0. \quad (8)$$

Решение уравнения (7) с учетом (8) имеет вид [23]:

$$C = C_0 \left\{ 1 + \pi \sum_{n=1}^{\infty} \exp(-D \alpha_n^2 t) \frac{J_1^2(b \alpha_n)}{J_0^2(a \alpha_n) - J_1^2(b \alpha_n)} [J_0(r \alpha_n) \times \right. \\ \left. \times Y_0(a \alpha_n) - J_0(a \alpha_n) Y_0(r \alpha_n)] \right\}. \quad (9)$$

Здесь  $J_0(x)$  и  $J_1(y)$  – функции Бесселя первого рода нулевого порядка и функции Бесселя первого рода первого порядка, соответственно,  $Y_0(x)$  и  $Y_1(y)$  – функции Бесселя второго рода нулевого порядка и функции Бесселя второго рода первого порядка, соответственно, и  $\alpha_n$  ( $n = 1, 2, \dots, \infty$ ) – действительные корни уравнения:

$$Y_0(a \alpha_n) J_1(b \alpha_n) - J_0(a \alpha_n) Y_1(b \alpha_n) = 0. \quad (10)$$

Подставляя выражение (9) в уравнения (5) и (6), получаем следующие окончательные результаты для диффузионного укорочения кровеносного сосуда и диффузионных напряжений

$$\varepsilon_z = -AC_0 \left\{ 1 + 2\pi \frac{ab}{b^2 - a^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{S_n}{\alpha_n} [J_0(a \alpha_n) Y_0(a \alpha_n) - Y_0(a \alpha_n) J_1(a \alpha_n)] \right\}, \quad (11)$$

$$S_n = \frac{J_1^2(b \alpha_n)}{J_0^2(a \alpha_n) - J_1^2(b \alpha_n)} \exp(-D \alpha_n^2 t), \quad (12)$$

и

$$\sigma_r = \frac{(r^2 - a^2)E}{(1-\nu)2r^2} \left\{ \varepsilon_z + AC_0 + \frac{2AC_0\pi}{(r^2 - a^2)} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{S_n}{\alpha_n} \left\{ Y_0(a \alpha_n) \times \right. \right. \\ \left. \left. \times [r J_1(r \alpha_n) - a J_1(a \alpha_n)] - J_0(a \alpha_n) [r Y_1(r \alpha_n) - a Y_1(a \alpha_n)] \right\} \right\};$$

$$\sigma_\theta = \frac{E}{(1-\nu)r^2} \left\{ \frac{r^2 + a^2}{2} \varepsilon_z + \frac{r^2 + a^2}{2} AC_0 - AC_0 \pi \sum_{n=1}^{\infty} S_n \left\{ \frac{1}{\alpha_n} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times Y_0(a \alpha_n) [r J_1(r \alpha_n) - a J_1(a \alpha_n)] - J_0(a \alpha_n) [r Y_1(r \alpha_n) - \right. \right. \\ \left. \left. - a Y_1(a \alpha_n)] - r^2 [J_0(r \alpha_n) Y_0(a \alpha_n) - J_0(a \alpha_n) Y_0(r \alpha_n)] \right\} \right\}; \quad (13)$$

$$\sigma_z = \frac{E}{1-\nu} \left\{ \varepsilon_z + AC_0 + AC_0 \pi \sum_{n=1}^{\infty} S_n [J_0(r \alpha_n) Y_0(a \alpha_n) - J_0(a \alpha_n) Y_0(r \alpha_n)] \right\}.$$

**3. Результаты расчетов.** Перейдем к численным исследованиям диффузионного укорочения сосуда и диффузионных напряжений, наведенных психоактивным веществом, в упругом кровеносном сосуде биомеханической



Рис. 2. Распределение концентрации психоактивного вещества в радиальном направлении кровеносного сосуда с  $\varepsilon_{\max} = -0.1$  для различных моментов времени:

$$1 - 0.001t, 2 - 0.01t, 3 - 0.1t, 4 - t.$$

системы [3] с радиусами внутренней  $a = 1 \cdot 10^{-3}$  м и внешней  $b = 1.5 \cdot 10^{-3}$  м поверхностей. Модуль упругости  $E = 0.26$  МПа [3, 9] и коэффициент Пуассона  $\nu = 0.1$  [6]. Коэффициент диффузии  $D = 5.76 \cdot 10^{-8}$  м<sup>2</sup>/с.

Численными исследованиями выявлены количественные и качественные особенности перераспределения во времени концентрации психоактивного вещества, диффузионных напряжений и интенсивности диффузионных напряже-

ний в упругом кровеносном сосуде. Установлено, в частности, практически незаметное влияние коэффициента Пуассона на результаты расчетов, в связи с чем можно принять  $\nu = 0$ . С другой стороны, установлено, что результаты расчетов существенно зависят от значения максимально возможного диффузионного укорочения сосуда  $\epsilon_{\max} = -AC_0$ , причем конкретные величины множителей  $A$  и  $C_0$  сами по себе не играют определяющей роли, так как искомые результаты зависят исключительно от их произведения.

На рис. 2 показано перераспределение концентрации психоактивного вещества во времени согласно уравнению (9) для кровеносного сосуда с

$\epsilon_{\max} = -0.1$ . Можно заметить, что концентрация психоактивного вещества возрастает в каждой точке сосуда с течением времени и по достижению времени насыщения  $t = t_*$ , взятого равным 15с, всюду принимает значение  $C_0$ . Обратим внимание, что фактически диффузия происходит за 5с, а затем концентрация психоактивного вещества в сосуде незначительно изменяется во времени. Рис. 3 иллюстрирует процесс диффузионного укорочения сосуда во времени, рассчитанный на основе зависимости (11).

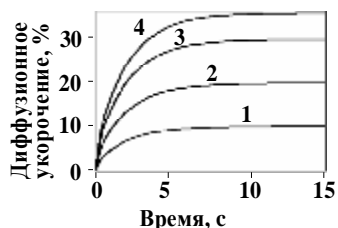


Рис. 3. Диффузионное укорочение сосуда во времени для  $\epsilon_{\max} = -0.1$  (1),  $\epsilon_{\max} = -0.2$  (2),  $\epsilon_{\max} = -0.3$  (3),  $\epsilon_{\max} = -0.36$  (4)

Рис. 4-6 демонстрируют перераспределение во времени напряжений, наведенных психоактивным веществом, в кровеносном сосуде с  $\epsilon_{\max} = -0.1$ . Результаты получены на основе уравнений (13).



Рис. 4. Распределение радиальных напряжений в сосуде для  $\epsilon_{\max} = -0.1$  для различных моментов времени: 1 –  $0.001t_*$ , 2 –  $0.01t_*$ , 3 –  $0.1t_*$ , 4 –  $t_*$

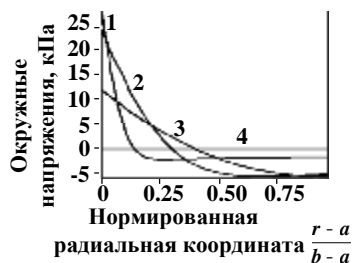


Рис. 5. Распределение окружных напряжений в сосуде с  $\epsilon_{\max} = -0.1$  для различных моментов времени: 1 –  $0.001t_*$ , 2 –  $0.01t_*$ , 3 –  $0.1t_*$ , 4 –  $t_*$

На рис. 4 видно, что радиальные напряжения  $\sigma_r$  всегда положительны для всех моментов времени  $t < t_*$ , кроме точек сосуда, где согласно граничным условиям  $\sigma_r = 0$ . При этом процесс перераспределения радиальных напряжений в кровеносном сосуде можно разделить на два диффузионных периода. В течение первого периода во всех точках сосуда, за исключением граничных контуров с  $\sigma_r = 0$ , радиальные напряжения возрастают со временем. Второй период диффузии начинается, когда имеет место процесс релаксации рассматриваемых диффузионных напряжений. При полном насыщении сосуда психоактивным веществом радиальные напряжения равны нулю.

Рис. 5 иллюстрирует изменение окружных напряжений  $\sigma_\theta$  во времени в радиальном направлении сосуда. Видно, что в моменты времени  $t < t_*$  окружные напряжения вблизи поверхности  $r = b$  – сжимающие. Более того, максимальные по абсолютной величине значения сжимающих напряжений при  $t = 0.01t_*$  достигаются на внешней поверхности сосуда, а именно, 6 кПа. Около поверхности  $r = a$  имеют место растягивающие напряжения. Так, в момент времени  $t = 0.001t_*$  окружное напряжение на внутренней поверхности сосуда равняется 27 кПа. Заметим также, что с момента полного насыщения кровеносного сосуда психоактивным веществом окружные напряжения равняются нулю.



Рис. 6. Распределение осевых напряжений в сосуде с  $\epsilon_{\max} = -0.1$  для различных моментов времени: 1 –  $0.001t_*$ , 2 –  $0.01t_*$ , 3 –  $0.1t_*$ , 4 –  $t_*$

Картина перераспределения во времени осевых напряжений  $\sigma_z$  в радиальном направлении сосуда представлена на рис. 6. Видно, что характер изменения осевых напряжений идентичен случаю окружных напряжений. Начиная с момента времени  $t = t_*$  осевые напряжения становятся равными нулю.

Рис. 7 иллюстрирует перераспределение во времени интенсивности диффузионных напряжений, вычисляемой по следующей формуле:

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_z - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2}. \quad (14)$$

Видно, что максимальное значение интенсивности напряжений в кровеносном сосуде с  $\epsilon_{\max} = -0.1$  равняется 27 кПа и достигается при  $t = 0.001t_*$ .

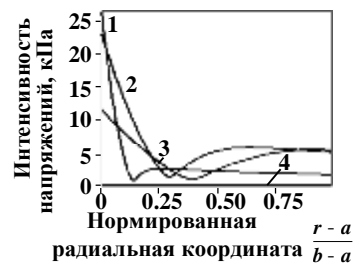


Рис. 7. Распределение интенсивности напряжений в сосуде с  $\epsilon_{\max} = -0.1$  для различных моментов времени: 1 –  $0.001t_*$ , 2 –  $0.01t_*$ , 3 –  $0.1t_*$ , 4 –  $t_*$

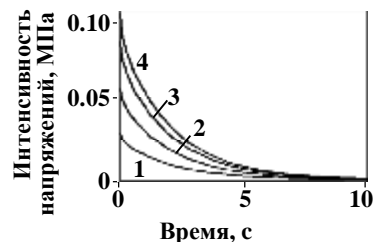


Рис. 8. Перераспределение во времени интенсивности напряжений на внутренней поверхности сосуда для  $\epsilon_{\max} = -0.1$  (1),  $\epsilon_{\max} = -0.2$  (2),  $\epsilon_{\max} = -0.3$  (3),  $\epsilon_{\max} = -0.36$  (4)

Условие прочности кровеносного сосуда имеет вид:

$$\sigma_i \leq [\sigma], \quad (15)$$

где  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение. Принимая  $[\sigma] = 0.1$  МПа [9], нетрудно сделать вывод (рис. 8) о том, что для кровеносных сосудов с  $|\epsilon_{\max}| < 0.36$  условие прочности (15) выполняется. С другой стороны, как видно из рис. 8, для кровеносного сосуда с  $|\epsilon_{\max}| = 0.36$  условие прочности (15) не выполняется, и имеет место разрушение сосуда.

**Выводы.** Предложена математическая модель, позволяющая определить диффузионное укорочение сосуда и диффузионные напряжения, возникающие в кровеносных сосудах биомеханической системы под воздействием психоактивных веществ, находящихся в крови. Предложенная модель включает четыре параметра ( $A$ ,  $C_0$ ,  $E$ ,  $D$ ) и два геометрических размера сосуда ( $a$ ,  $b$ ). Численными исследованиями выявлены количественные и качественные особенности перераспределения во времени концентрации психоактивного вещества, диффузионных напряжений и интенсивности диффузионных напряжений в упругом кровеносном сосуде. Сформулировано условие прочности сосуда и исследовано его разрушение.

**Список литературы:** 1. Лінський І.В., Голубчиков М.В., Мінко О.І., Первомайський Е.Б., Дьяченко Л.І., Петриненко О.О., Мінко О.О. Актуальні тенденції поширення залежності від психоактивних речовин в Україні // Щорічний аналітичний огляд. Вип.3. – Харків: АМН України, 2006. – 46 с. 2. Малмейстер А.К., Тамуж В.П., Тетерс Г.А. Сопротивление полимерных и композитных материалов. – Третье издание. – Рига: Зинатне, 1980. – 572 с. 3. Jiménez M.I.B. An object oriented modeling framework for the arterial wall. PhD thesis, University of Los Andes, Bogota, Colombia. – 2007. 4. Figueroa Roldán H.M. Estimation of vessel wall compliance using acoustic reflectometry. MSc thesis, University of Puerto Rico, Mayaguez. – 2006. 5. Tóth M., Nádasy G.L., Nyáry I., Kerényi T., Monos E. Are there systemic changes in the arterial biomechanics of intracranial aneurysm patients? // Pflügers Archiv European Journal of Physiology. – 2000. – 439. – PP.573-578. 6. Mehnen L.H. Ferromagnetic

amorphous bending sensors for artery wall displacement measurement simulation and practice. Ph.D Thesis, Institut für Analysis und Technische Mathematik, Wien. – 2002. 7. Liao D., Arnett D.K., Tyroler H.A., Riley W.A., Chambless L.E., Szklo M., Heiss G. Arterial stiffness and the development of hypertension: The ARIC study // The importance of arterial stiffness measurement, Lannert A. (Ed.). - The Hungarian Arterial Stiffness Society: Medexpert Ltd., 2007. – PP.8-9. 8. Levesque M.L., Liepsch D., Moravec S., Nerem R.M. Correlation of endothelial cell shape and wall shear stress in a stenosed dog aorta // Arteriosclerosis, Trombosis, and Vascular Biology. – 1986. – 6. – PP.220-229. 9. Schmid F., Sommer G., Rappolt M., Schulze-Bauer C.A.J., Reginig T.P., Holzzapfel G.A., Laggner P., Amenitsch H. In situ tensile testing of human aortas by time-resolved small-angle X-ray scattering // Journal of Synchrotron Radiation. – 2005. – 12. – PP.727-733. 10. Zolochovsky A.A., Goncharova G.V., Sodium penetration and chemically induced stresses in the hollow cylinder of Rapoport-Samoilenko apparatus - I. Constitutive modelling // Вісник НТУ „ХПІ”. Тематичний випуск „Машинобудівництво і САПР”. – 2007. – № 29. – С.139-149. 11. Crank J. The Mathematics of Diffusion. Second Edition. - Oxford: Oxford University Press, 1999. 12. Berger J., Reist M., Mayer J.M., Felt O., Gurny R. Structure and interactions in chitosan hydrogels formed by complexation or aggregation for biomedical applications // European Journal of Pharmaceutics and Biopharmaceutics. – 2004. – 57. – PP.35-52. 13. Sidman K.R., Arnold D.L., Steber W.D., Nelsen L., Granchelli F.E., Sheth S.G. Use of synthetic polypeptides in the preparation of biodegradable delivery vehicles for narcotic antagonists // Narcotic Antagonists: The Search for Long-Acting Preparations, Willette R. (Ed.). – The National Institute on Drug Abuse: Maryland, 1976. - P. 33-38. 14. Kalia Y. N., Guy R. H. Modeling transdermal drug release // Advanced Drug Delivery Reviews. – 2001. – 48. – PP.159-172. 15. Tojo K., Isowaki A. Pharmacokinetic model for in vivo/in vitro correlation of intravitreal drug delivery // Advanced Drug Delivery Reviews. – 2001. – 52. – PP.17-24. 16. Rappitsch G., Perktold K., Pernkopf E. Numerical modeling of shear-dependent mass transfer in large arteries // International Journal for Numerical Methods in Fluids. – 1997. – 25. – PP.847-857. 17. Mathys K., Verdonck P. Development and modeling of arterial applanation tonometry: A review // Technology and Health Care. – 2002. – 10. – PP.65-76. 18. Nair P.K., Huang N.S., Hellums J.D., Olsson J.S. A simple model for prediction of oxygen transport rates by flowing blood in large capillaries // Microvascular Research. – 1990. – 39. – PP.203-211. 19. Carboni E., Silvagni A., Rolando M.T.P., Di Chiara G. Stimulation of in vivo dopamine transmission in the bed nucleus of stria terminalis by reinforcing drugs // The Journal of Neuroscience. – 2000. – 20, RC102. – PP. 1-5. 20. Avci R., Maccagnano S., Bohannon G., Gresham G., Groenewold G. Application of ToF-SIMS to studying surface diffusion: Do cocaine and heroin form a two-dimensional gas on surfaces? - American Physical Society, Annual March Meeting, March 12 - 16, Abstract #L13.008. - 2001 Washington State Convention Center Seattle, Washington Meeting ID: MAR01. P.1. 21. Herrmann S., Winter G., Mohl S., Siepmann F., Siepmann J. Mechanisms controlling protein release from lipidic implants: effects of PEG addition // Journal of Controlled Release. – 2007. – 118. – PP.161-168. 22. Siepmann F., Hoffmann A., Leclercq B., Carling B., Siepmann J. How to adjust desired drug release patterns from ethylcellulose-coated dosage forms // Journal of Controlled Release. – 2007. – 119. – PP.182-189. 23. Carslaw H. S., Jaeger J.C. Conduction of heat in solid. -Second edition. – New York: Oxford University Press, 1997.

Поступила в редакцию 04.03.08

УДК 621.833.6

**С.Н. КАВЕЦКИЙ**, аспирант, НТУ “ХПИ”, **Т.В. ГЕРЕШ**, Харьковский аэрокосмический университет им. Жуковского “ХАИ”, г. Харьков

### СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ АА И ІІ СО СВЯЗАННЫМИ И НЕСВЯЗАННЫМИ КОЛЕСАМИ С УЧЕТОМ УГЛОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

У статті показано можливість синтезу планетарних механізмів АА, ІІ з незв'язаними колесами і АА, ІІ із зв'язаними колесами. Розглянуто синтез планетарних механізмів АА, ІІ і АА, ІІ

з урахуванням можливих значень кутів зацеплення на етапі проектування. Отримані генеральні рівняння, що враховують параметри геометричного розрахунку зубчастих пар що входять до складу механізму.

Possibility of synthesis of planetary mechanisms  $AA, II$  with unrelated wheels and  $\overline{AA}, \overline{II}$  with the linked wheels is shown in the article. The synthesis of planetary mechanisms  $AA, II$  and  $\overline{AA}, \overline{II}$  is considered taking into account the possible values of angles of actions at the design stage. General equations are got taking into account the parameters of geometrical calculation of gear pairs which are the part of mechanism.

**Введение:** Планетарные механизмы обладают рядом достоинств по сравнению с рядными или кратными механизмами, что привело к их широкому применению при конструировании различных механических систем. Однако наряду с их достоинствами, планетарные механизмы также имеют и недостатки. Например, для схем  $AA$  и  $II$  часто возникает вопрос об ограниченности их применения в связи с невысоким КПД, заклинивания зубьев (для внутреннего зацепления), неравномерности возникновения нагрузки среди сателлитов. При этом интересен вопрос о возможности изготовления планетарных механизмов.

1. **Основная часть:** Как известно, для работоспособности планетарного механизма необходимо выполнение следующих условий: соосности, сборки, передаточного отношения и соседства. Так, для схем  $AA$  и  $II$  планетарных механизмов условие передаточного отношения и сборки имеют вид [1]:

$$\begin{cases} \frac{Z_1}{k} \left( 1 - \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3} \right) + \frac{Z_2}{Z_3} Q = P, & \text{условие сборки;} \\ i_{1H}^4 = 1 - \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}, & \text{условие передаточного отношения.} \end{cases} \quad (1)$$

Условие соосности в общем виде с учетом углов зацепления в первой и второй ступенях можно записать, используя [2]:

$$\begin{cases} \lambda \frac{Z_1 + Z_2}{Z_3 + Z_4} = t, & \text{для схемы } AA, \\ \lambda \frac{Z_1 - Z_2}{Z_4 - Z_3} = t, & \text{для схемы } II, \end{cases} \quad (2)$$

где  $\lambda = \frac{m_{12}}{m_{34}}$  – отношение модулей зубчатых колес первой и второй ступеней соответственно.

С учетом параметра  $x$ , определяющего отношение чисел зубьев сателлита второй и первой ступеней,

$$x = \frac{Z_2}{Z_3}, \quad (3)$$

и выражения (1), получают генеральные уравнения для чисел зубьев зубчатых колес  $Z_1, Z_3$  и  $Z_4$  [1]:

$$\begin{cases} Z_1 = k \frac{P - xQ}{i_{1H}^4}; & Z_3 = \frac{Z_2}{x}; & Z_4 = Z_1 \frac{1 - i_{1H}^4}{x}. \end{cases} \quad (4)$$

Определим уравнение для определения чисел зубьев колеса  $Z_2$  при выбранной схеме  $AA$ . Подставляя выражения для  $Z_3$  и  $Z_4$  в условие соосности (2), получим:

$$\lambda \frac{Z_1 + Z_2}{\frac{Z_2}{x} + Z_1 \frac{1 - i_{1H}^4}{x}} = t \Rightarrow Z_2 = \frac{t}{\lambda} \left( \frac{Z_2}{x} + Z_1 \frac{1 - i_{1H}^4}{x} \right) - Z_1.$$

Выражая  $Z_2$ , получим уравнение:

$$Z_2 = Z_1 \frac{t - t i_{1H}^4 - x\lambda}{x\lambda - t}. \quad (5)$$

Аналогично получим уравнение для определения чисел зубьев колеса  $Z_2$  при выбранной схеме  $II$ . Подставляя выражение для  $Z_3$  и  $Z_4$  в условие соосности (2), получим:

$$\begin{aligned} \lambda \frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 \frac{1 - i_{1H}^4}{x} - \frac{Z_2}{x}} = t &\Rightarrow Z_2 = Z_1 - \frac{t}{\lambda} \left( Z_1 \frac{1 - i_{1H}^4}{x} - \frac{Z_2}{x} \right) \Rightarrow \\ &\Rightarrow Z_2 - \frac{Z_2 t}{x\lambda} = Z_1 - Z_1 t \frac{1 - i_{1H}^4}{x\lambda}. \end{aligned}$$

Выражая  $Z_2$ , получим уравнение:

$$Z_2 = Z_1 \frac{x\lambda - t + t i_{1H}^4}{x\lambda - t}. \quad (6)$$

Получим уравнения для определения числа зубьев планетарных механизмов  $\overline{AA}$  и  $\overline{II}$ , учитывая, что первая и вторая ступени связаны через общий сателлит. Следовательно, параметры  $x$  и  $\lambda$  для этих схем механизмов

будут равны:  $x = \frac{Z_2}{Z_3} = 1, \quad \lambda = \frac{m_{12}}{m_{34}} = 1.$

Следовательно, генеральные уравнения примут вид:

- схема  $\overline{AA}$ 

$$\begin{cases} Z_1 = k \frac{N}{i_{1H}^4}; \\ Z_3 = Z_2 = Z_1 \frac{t - ti_{1H}^4 - 1}{1-t}; \\ Z_4 = Z_1(1 - i_{1H}^4); \end{cases} \quad (7)$$
- схема  $\overline{II}$ 

$$\begin{cases} Z_1 = k \frac{N}{i_{1H}^4}; \\ Z_3 = Z_2 = Z_1 \frac{1-t + ti_{1H}^4}{1-t}; \\ Z_4 = Z_1(1 - i_{1H}^4). \end{cases} \quad (8)$$

Из полученных уравнений (5) и (6) следует, что при  $t=1$  нельзя синтезировать планетарные механизмы  $\overline{AA}$  и  $\overline{II}$ , а для других значений параметра  $t$  возможно. Параметр  $t$  можно брать в пределах  $[0,8...1,2]$ , в этом случае угол зацепления зубчатой пары первой ступени будет изменяться в пределах  $[20^\circ...44^\circ]$  и для второй ступени в пределах  $[40^\circ...20^\circ]$  [2].

Рассмотрим, как изменятся системы неравенств, определяющие область существования планетарных механизмов  $\overline{AA}$  и  $\overline{II}$ .

Из уравнений (5) и (6) можно сделать вывод, что генеральные уравнения имеют смысл, если выполнены условия:

- схема  $\overline{AA}$ 

$$\begin{cases} t - ti_{1H}^4 - x\lambda > 0 & \text{для } x\lambda > t, \\ t - ti_{1H}^4 - x\lambda < 0 & \text{для } x\lambda < t; \end{cases} \quad (9)$$
- схема  $\overline{AA}$ 

$$\begin{cases} t - ti_{1H}^4 - 1 > 0 & \text{для } t < 1, \\ t - ti_{1H}^4 - 1 < 0 & \text{для } t > 1; \end{cases} \quad (10)$$
- схема  $\overline{II}$ 

$$\begin{cases} x\lambda - t + ti_{1H}^4 > 0 & \text{для } x\lambda > t, \\ x\lambda - t + ti_{1H}^4 < 0 & \text{для } x\lambda < t; \end{cases} \quad (11)$$
- схема  $\overline{II}$ 

$$\begin{cases} 1 - t + ti_{1H}^4 > 0 & \text{для } t < 1, \\ 1 - t + ti_{1H}^4 > 0 & \text{для } t > 1. \end{cases} \quad (12)$$

Выражая из неравенств (9)-(12) передаточное отношение  $i_{1H}^4$ , получим:

- схема  $\overline{AA}$ 

$$\begin{cases} i_{1H}^4 < 1 - \frac{x\lambda}{t} & \text{для } x\lambda > t, \\ i_{1H}^4 > 1 - \frac{x\lambda}{t} & \text{для } x\lambda < t; \end{cases} \quad (13)$$
- схема  $\overline{AA}$ 

$$\begin{cases} i_{1H}^4 < 1 - \frac{1}{t} & \text{для } t < 1, \\ i_{1H}^4 > 1 - \frac{1}{t} & \text{для } t > 1; \end{cases} \quad (14)$$
- схема  $\overline{II}$
- схема  $\overline{II}$

$$\begin{cases} i_{1H}^4 > 1 - \frac{x\lambda}{t} & \text{для } x\lambda > t, \\ i_{1H}^4 < 1 - \frac{x\lambda}{t} & \text{для } x\lambda < t; \end{cases} \quad (15)$$

$$\begin{cases} i_{1H}^4 > 1 - \frac{1}{t} & \text{для } t < 1, \\ i_{1H}^4 < 1 - \frac{1}{t} & \text{для } t > 1. \end{cases} \quad (16)$$

Определим второе ограничивающее условие для передаточного отношения  $i_{1H}^4$ . Запишем условие соседства спутников планетарного механизма:

- схема  $\overline{AA}$ 

$$\begin{cases} (Z_4 + Z_3) \sin \frac{\pi}{k} \geq Z_3 + 2, & \text{для } x\lambda > 1, \\ (Z_1 + Z_2) \sin \frac{\pi}{k} \geq Z_2 + 2, & \text{для } x\lambda < 1. \end{cases} \quad (17)$$

- схема  $\overline{II}$ 

$$\begin{cases} (Z_4 - Z_3) \sin \frac{\pi}{k} \geq Z_3 + 2, & \text{для } x\lambda > 1, \\ (Z_1 - Z_2) \sin \frac{\pi}{k} \geq Z_2 + 2, & \text{для } x\lambda < 1. \end{cases} \quad (18)$$

Используя условие соосности для максимального числа зубьев  $Z_4$  при  $x\lambda > t$  и  $x\lambda < t$  и совершив предельный переход [1], получим:

- схема  $\overline{AA}$ 

$$\begin{cases} i_{1H}^4 > \frac{1 - \frac{x\lambda}{t}}{1 - \sin \frac{\pi}{k}} & \text{для } x\lambda > t, \\ i_{1H}^4 < \frac{t - x\lambda}{t - x\lambda \sin \frac{\pi}{k}} & \text{для } x\lambda < t; \end{cases} \quad (19)$$
- схема  $\overline{AA}$ 

$$\begin{cases} i_{1H}^4 > \frac{t-1}{t - t \sin \frac{\pi}{k}} & \text{для } t < 1, \\ i_{1H}^4 < \frac{t-1}{t - \sin \frac{\pi}{k}} & \text{для } t > 1; \end{cases} \quad (20)$$
- схема  $\overline{II}$ 

$$\begin{cases} i_{1H}^4 < \frac{1 - \frac{x\lambda}{t}}{1 + \sin \frac{\pi}{k}} & \text{для } x\lambda > t, \\ i_{1H}^4 > \frac{t - x\lambda}{t + x\lambda \sin \frac{\pi}{k}} & \text{для } x\lambda < t; \end{cases} \quad (21)$$
- схема  $\overline{II}$ 

$$\begin{cases} i_{1H}^4 < \frac{t-1}{t + t \sin \frac{\pi}{k}} & \text{для } t < 1, \\ i_{1H}^4 > \frac{t-1}{t + \sin \frac{\pi}{k}} & \text{для } t > 1. \end{cases} \quad (22)$$

Полученные неравенства (13)-(16) и (19)-(22) дают возможность для ка-

ждого выбора параметров  $x\lambda$  и  $t$  определить пределы возможных передаточных отношений синтезируемого механизма. Неравенства, определяющие пределы изменения передаточного отношения, приведены в табл. 1, 2.

Таблица 1

Системы неравенств, определяющие область существования планетарных механизмов  $\overline{AA}$  и  $\overline{II}$

Схема механизма	Неравенства, определяющие безусловную область существования при	
	$x\lambda > t$	$x\lambda < t$
$\overline{AA}$	$1 - \frac{x\lambda}{t} > i_{1H}^4 > \frac{1 - \frac{x\lambda}{t}}{1 - \sin \frac{\pi}{k}}$	$1 - \frac{x\lambda}{t} < i_{1H}^4 < \frac{t - x\lambda}{t - x\lambda \sin \frac{\pi}{k}}$
$\overline{II}$	$1 - \frac{x\lambda}{t} < i_{1H}^4 < \frac{1 - \frac{x\lambda}{t}}{1 + \sin \frac{\pi}{k}}$	$1 - \frac{x\lambda}{t} > i_{1H}^4 > \frac{t - x\lambda}{t + x\lambda \sin \frac{\pi}{k}}$

Таблица 2

Системы неравенств, определяющие область существования планетарных механизмов  $\overline{AA}$  и  $\overline{II}$

Схема механизма	Неравенства, определяющие безусловную область существования при	
	$t < 1$	$t > 1$
$\overline{AA}$	$1 - \frac{1}{t} > i_{1H}^4 > \frac{t-1}{t-t \sin \frac{\pi}{k}}$	$1 - \frac{1}{t} < i_{1H}^4 < \frac{t-1}{t - \sin \frac{\pi}{k}}$
$\overline{II}$	$1 - \frac{1}{t} < i_{1H}^4 < \frac{t-1}{t+t \sin \frac{\pi}{k}}$	$1 - \frac{1}{t} > i_{1H}^4 > \frac{t-1}{t + \sin \frac{\pi}{k}}$

#### Общие выводы.

1. Получены генеральные уравнения для синтеза планетарных механизмов  $\overline{AA}$ ,  $\overline{AA}$ ,  $\overline{II}$  и  $\overline{II}$  с учетом корректировки углов зацепления для пар связанных и несвязанных зубчатых колес на этапе синтеза механизма.
2. Получены условия для определения пределов возможных передаточных отношений проектируемого механизма для каждого выбора параметров  $x\lambda$  и  $t$ .
3. Синтез планетарного механизма для схем  $\overline{AA}$ ,  $\overline{AA}$ ,  $\overline{II}$  и  $\overline{II}$ , проведенный с использованием генеральных уравнений (4)-(8), дает возможность получить дополнительные комбинации чисел зубьев, которые нельзя получить с помощью генеральных уравнений, приведенных в [1].

4. Полученные неравенства, определяющие область существования планетарных механизмов  $\overline{AA}$  и  $\overline{II}$  (см. табл. 1), дают возможность получить дополнительные изолинии на известных областях существования, приведенных в [1].

5. С помощью неравенств, определяющих область существования планетарных механизмов  $\overline{AA}$  и  $\overline{II}$ , приведенных в табл. 2, можно оценить пределы изменения передаточного числа и построить область существования планетарных механизмов для этих схем.

**Список литературы:** 1. *Ткаченко В.А.* Планетарные механизмы (оптимальное проектирование). – Харьков: Издательский центр ХАИ. – 2003. – 446 с. 2. *Кавецкий С.Н., Гереш Т.В.* Зависимость углов зацепления зубчатых пар планетарных механизмов со связанными и несвязанными колесами. // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: Машиностроение и САПР. – № 2. – 2008. – С.115-120.

Поступила в редколлегию 17.03.08

УДК 539.3

**Т.В. ПОЛИЩУК**, зам. генерального директора, ОАО „Азовобщесмаш”, г. Мариуполь

#### НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ МАКЕТА МЕХАНИЗМА НАКЛОНА ПЛАВИЛЬНОЙ ПЕЧИ: МОДЕЛИ, АЛГОРИТМЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ

У статті запропонована методика параметричного розрахунку макета механізму нахилу плавильної печі у складі автоматизованої лінії крупного вагонного литва. Отримані раціональні параметри, що забезпечують оптимальне напруження в конструкції та мінімальний контактний тиск на поверхні перекачування механізму нахилу ливарної печі по опорній поверхні. Як результати наведені картини напружено-деформованого стану та графіки залежностей величин напружень, переміщень та контактного тиску від геометричних параметрів.

In the article is offered method of self-reactance calculation of model of mechanism of inclination of smelting furnace in composition the automated line of the large carriage casting. Rational parameters which provide optimum tensions in constructions and minimum contact pressure on-the-spot rolling of mechanism of inclination of smelting furnace on an underlayment are got. As results the pictures of the tensely-deformed state are resulted, and graphic arts of dependence of sizes of tensions, moving and contact pressure from geometrical parameters.

**Введение.** Внедрение в производство новых технологических элементов является актуальной и сложной задачей. Одним из таких многочисленных внедряемых элементов на ЗАО „АзовЭлектроСталь” является плавильная печь общей производительностью 60 т. Необходимость пуска новой плавильной печи связана с увеличением объема производства крупного вагонного литья. Что в свою очередь связано с увеличением спроса на продукцию ОАО „Азовмаш”. Для внедрения такой печи необходимо рассчитать и спроектировать некоторые элементы. В данном случае проектируется механизм наклона плавильной печи, отвечающий за наклон плавильной печи при сливе расплавленного металла и шлака. Таким образом, была поставлена задача исследования работоспособности и надежности механизма наклона плавильной печи.

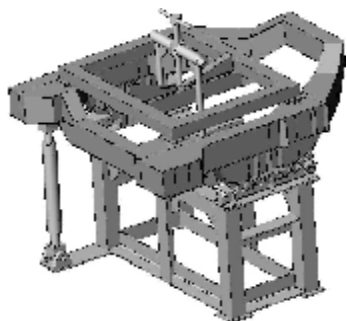


Рис. 1. Общий вид макета МНПП с нагрузочным устройством

печи (МНПП). В основу исследований предлагается положить макетирование, поскольку это один из вариантов при проектировании оптимальных конструкций по комплексным критериям нагрузочной способности, прочности, жесткости, контактной прочности и металлоемкости. Для этого предлагается спроектировать макет с оптимальными геометрическими характеристиками. Общий вид исходного макета МНПП приведен на рис. 1.

**Технология исследования.** В основу технологии исследования положена следующая схема (рис. 2). В основной части этой схемы лежит уже традиционная

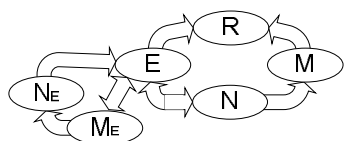


Рис.2. Общая методика расчетно-экспериментальных исследований:  $R$  – реальный объект;  $M$  – математическая модель;  $N$  – численная модель;  $E$  – экспериментальная модель (макет);  $N_E$  – численная модель макета;  $M_E$  – математическая модель макета

схема исследования, которая предлагается во многих работах [1, 2]. Она была расширена за счет добавления к ней некоторых предложений, связанных с созданием опытного макета масштабom 1:10. Эту схему можно трактовать следующим образом: реальный объект исследуется при помощи математической модели и численных методов, после чего полученные численные результаты верифицируются при помощи экспериментальных исследований. Однако, поскольку создать полный экспериментальный образец, который потом не будет применен в производстве, слишком затратно и долго, предлагается проводить верификацию результатов на макете. При этом геометрия макета МНПП полностью повторяет геометрию реального объекта, но в уменьшенном масштабе. В итоге предлагается заменить испытания реальной конструкции испытаниями макета.

При исследовании напряженно-деформированного состояния (НДС) маке-

та МНПП, при математическом описании и численном решении задачи предлагается использовать описанный и примененный в работах многих авторов [3, 4] обобщенный параметрический подход. Этот подход предполагает создание семейства геометрических и физических моделей.

**Математические модели.** В работах, представленных ранее, приведены общие схемы исследования и обоснование выбора математических моделей, алгоритм расчета кинематики при наклоне МНПП, а также приведены общие подходы к описанию моделирования контактного взаимодействия элементов конструкции [5-7]. Исследование напряженно-деформированного состояния макета МНПП проводится методом конечных элементов (МКЭ), реализованным, в частности, в таких коммерческих САЕ продуктах как ANSYS, ABAQUS, Cosmos и т.п. Среди численных методов метод конечных элементов на сегодняшний день наиболее универсален для расчета НДС конструкции. Он особенно привлекателен своей гибкостью, простотой программной реализации, а также тем, что хорошо подходит для моделирования изучаемого явления.

Фундаментальный принцип МКЭ заключается в разбиении изучаемой области на элементарные области конечных размеров. В каждой из этих областей, называемых конечными элементами (КЭ), неизвестная функция аппроксимируется полиномом. Разбиение или дискретизация области совершается с учетом некоторых правил, позволяющих обеспечить эффективность производимых расчетов [8, 9]. Если используется МКЭ в варианте метода перемещений, то за основные неизвестные принимаются компоненты перемещений в узловых точках, расположение которых зависит от формы подобласти, вида используемого полинома. При этом НДС элемента однозначно определяется через его узловые перемещения. В пространственных задачах перемещения в подобласти аппроксимируются трехмерной вектор-функцией

$$u(x_1, x_2, x_3) = G(x_1, x_2, x_3)u, \quad (1)$$

где  $G(x_1, x_2, x_3)$  – матрица,  $u$  – вектор, состоящий из фиксированных значений искомых перемещений в выбранных узловых точках элемента, по которым позже устанавливается связь с соседними элементами. Используя соотношение между растяжением и сдвигом, представленное в матричном виде:

$$e(x_1, x_2, x_3) = D_G(x_1, x_2, x_3)u, \quad (2)$$

и закон Гука, записанный следующим образом:

$$s(x_1, x_2, x_3) = He, \quad (3)$$

можно выразить напряжения  $s$  через перемещения  $u$  в фиксированных узлах. Векторы  $s$ ,  $e$  составлены из ненулевых компонент соответствующих тензоров. В равенстве (2)  $D_G$  можно построить, используя матрицу  $G$  и фор-



мулы Коши

$$e_{ik} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right), \quad i, k = 1, 2, 3. \quad (4)$$

Принцип минимума потенциальной энергии позволяет получить условия статического равновесия

$$f^{(i)} = K_i u^{(i)} \quad (5)$$

на каждом элементе  $\Omega_i$ ,  $i = 1, 2, \dots, N$ . Здесь  $u^{(i)}$  – вектор искомых перемещений в узловых точках  $\Omega_i$ , а  $f^{(i)}$  – вектор сил, приложенных в узлах  $\Omega_i$ . Выполнение условий равновесия в узлах всех элементов области приводит к системе линейных алгебраических уравнений относительно перемещений узловых точек

$$Ku = f \quad (6)$$

с симметричной разреженной матрицей  $K$ , называемой глобальной матрицей жесткости. На основе физических соображений (заданы условия, сдерживающие перемещения тела как целого) эта матрица – положительно определенная. Решение системы линейных алгебраических уравнений дает приближения к перемещениям в узловых точках исследуемой задачи.

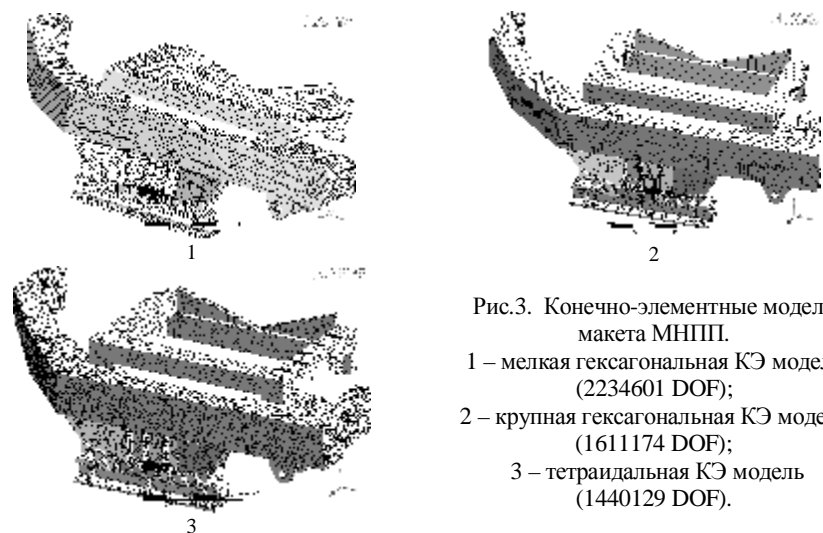


Рис.3. Конечно-элементные модели макета МНПП.  
1 – мелкая гексагональная КЭ модель (2234601 DOF);  
2 – крупная гексагональная КЭ модель (1611174 DOF);  
3 – тетраидальная КЭ модель (1440129 DOF).

**Конечно-элементная модель.** При определении прочностных характеристик макета МНПП в первом приближении предлагается упростить геометрию модели, используя плоскость симметрии и пренебрегая жесткостью опор. Это упрощение позволит уменьшить размерность задачи в несколько раз и при этом не внесет существенные погрешности в параметрическое исследование прочностных характеристик механизма. На рис. 3 представлены различные варианты конечно-элементных моделей макета МНПП. Различные разбиения КЭ сеткой геометрии конструкции предлагаются для определения влияния построенной КЭ сетки на результирующее НДС [10], тем самым – определения погрешности, внесенной от неточности разбиения. При создании КЭ сетки использовались конечные элементы типа SOLID186, SOLID187, а в месте задания контакта были выбраны элементы типа CONTA174 и TARGE170. В оптимальной сетке количество элементов, заданных на контактной поверхности, достигает 2200. Контактные поверхности показаны на рис. 4 (контактные поверхности выделены темным цветом), и находятся в точках соприкосновения макета коромысла с основанием, по которому он перекачивается.

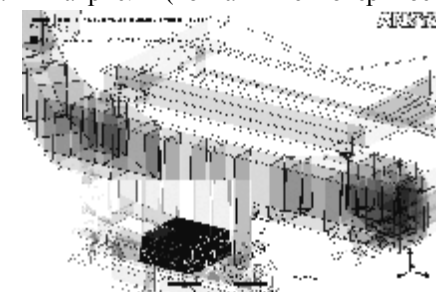


Рис.4. Контактные поверхности

В качестве граничных условий в макете была задана плоскость симметрии, жестко закреплены две поверхности и приложена вертикальная сила, равная 5 кН. Сила приложена к раме, которая имитирует плавильную печь, а рама опирается на четыре поверхности механизма наклона. Общие схемы заданных граничных условий представлены на рис. 5.

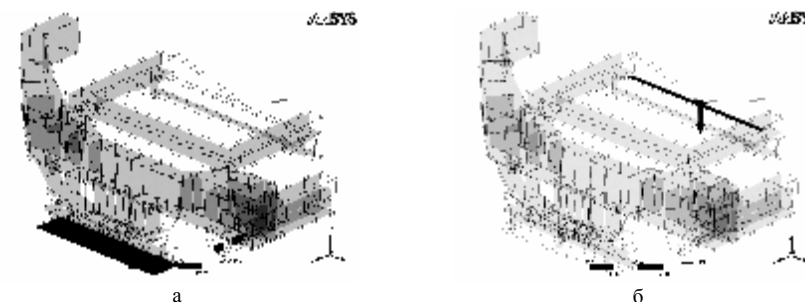


Рис. 5. Граничные условия, наложенные на модель макета МНПП:  
а – плоскости заделки; б – плоскость приложения силы

**Алгоритмы оптимизации.** Для проектирования работоспособной рациональной конструкции предлагается провести сквозную оптимизацию геометрической модели МНПП. Для этого была построена параметрическая геометрическая модель, позволяющая варьировать различные геометрические параметры,

такие как: толщины усилительных пластин, толщину цилиндрической части, схему установки усилительных пластин и т.п.

Оптимизацию конструкции предлагается разбить на 3 этапа.

1-й этап. Анализ чувствительности конструкции.

2-й этап. Параметрический анализ. В этом анализе предлагается выделить 3 основных геометрических параметра, а именно:  $P_I$  – параметр, отвечающий за толщину цилиндрической части. Предлагаются следующие значения толщины для варьирования 5, 7.5, 10, 12.5, 15 мм.  $P_{II}$  – толщина усилительных пластин. Предлагаются следующие значения толщины для варьирования 1, 2, 3, 4 мм.  $P_{III}$  – различные варианты расположения усилительных пластин. Предложенные схемы установки усилительных пластин представлены на рис. 6.

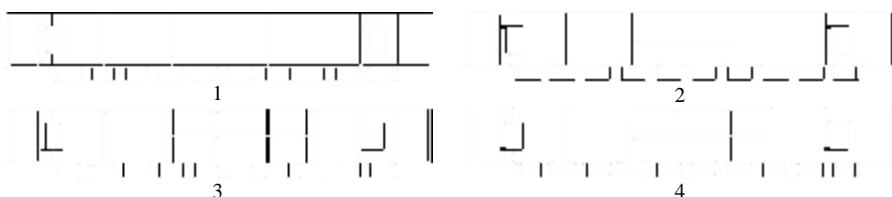


Рис. 6. Различные варианты установки усилительных пластин, примыкающих к цилиндрической части макета МНПП

3-й этап. Синтез на основе полученных результатов. После построения семейства моделей необходимо провести серию расчетов и построить графики зависимостей влияния каждого из параметров на контактные давления, максимальные напряжения и перемещения.

**Расчет напряженно-деформированного состояния и контактного давления.** В результате проведения серии параметрических расчетов с варьированием геометрических параметров были получены картины распределения полей напряженно-деформированного состояния и контактного распределения.

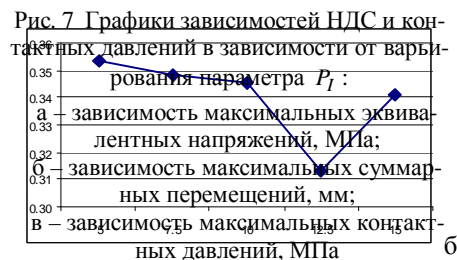
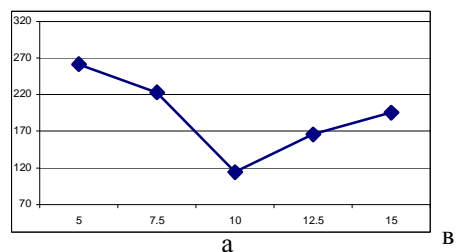


Рис. 7. Графики зависимостей НДС и контактных давлений в зависимости от варьирования параметра  $P_I$ :  
 а – зависимость максимальных эквивалентных напряжений, МПа;  
 б – зависимость максимальных суммарных перемещений, мм;  
 в – зависимость максимальных контактных давлений, МПа

**1. Расчет НДС и контактного давления при изменении толщины цилиндрической части.** При изменении обобщенного параметра  $P_I$  варьируется толщина цилиндрической части, по которой перекачивается механизм

наклона плавильной печи. По этому элементу осуществляется контактирование с основанием. Всего рассмотрено пять вариантов толщины. Графики некоторых зависимостей приведены на рис. 7, а-в. Проанализировав полученные результаты, можно сделать вывод, что наиболее рациональным будет выбор параметра  $P_I = 10$  мм. В частности, по контактным давлениям при выборе параметра  $P_I = 10$  мм мы получим конструкцию с контактными давлениями на 45% ниже, чем ближайший по значению вариант, и в 2,3 раза ниже наихудшего варианта среди выбранных значений варьирования. В табл. 1 сведены данные об изменении некоторых характеристик НДС и контактного давления.

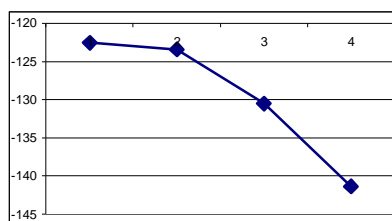
Таблица 1  
 Зависимость некоторых максимальных характеристик НДС и контактных давлений от параметра  $P_I$

	5мм	7.5мм	10мм	12.5мм	15мм
Контактные давления PRESS, (МПа)	261.60	223.09	114.22	165.74	195.31
Вертикальные перемещения UY, (мм)	-0.35	0.01	-0.35	0.01	-0.34
Напряжения вдоль вертикальной оси SY, (МПа)	-154.7	41.28	-134.6	45.06	-116.8
Суммарные перемещения USUM, (мм)	0.35	0.35	0.35	0.31	0.34
Эквивалентные по Мизесу напряжения SEQV, (МПа)	140.85	105.81	103.01	99.36	99.99

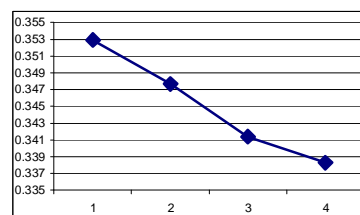
**2. Расчет НДС и контактного давления при изменении толщины усилительных пластин.** Изменение толщины усилительных пластин проводилось для рациональной конструкции из предыдущего расчета. При изменении обобщенного параметра  $P_{II}$  варьируется толщина усилительных пластин, примыкающих к цилиндрической части. Рассматривается четыре варианта толщины, некоторые значения компонент НДС и контактных давлений для которых приведены в табл. 2 (обозначения те же, что и в табл. 1).

Таблица 2  
 Зависимость некоторых максимальных характеристик НДС и контактных давлений от параметра  $P_{II}$

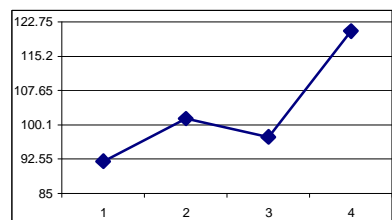
	1мм		2мм		3мм		4мм	
PRESS (МПа)	92.107		101.51		97.409		120.72	
UY (мм)	-0.35	0.007	-0.348	0.009	-0.341	0.010	-0.338	0.011
SY (МПа)	-122.5	46.66	-123.43	49.24	-130.5	51.72	-141.38	39.27
USUM (мм)	0.353		0.348		0.341		0.338	
SEQV (МПа)	105.15		122.76		112.88		118.18	



а



б



в

Рис. 8. Графики зависимостей НДС и контактных давлений в зависимости от варьирования параметра  $P_{II}$  :

- а – зависимость максимальных вертикальных напряжений, МПа;
- б – зависимость максимальных суммарных перемещений, мм;
- в – зависимость максимальных контактных давлений, МПа

Графики некоторых зависимостей приведены на рис. 8, а-в. Анализируя результаты численных исследований, можно сделать вывод, что при увеличении толщины усилительных пластин конструкция становится менее податливой, однако напряжения и контактные давления в ней увеличиваются. Такое поведение характеристик НДС в конструкции можно было спрогнозировать заранее. Это связано с тем, что при увеличении толщины усилительных пластин увеличивается жесткость конструкции в целом. Увеличение жесткости приводит к меньшей податливости конструкции в месте контакта, тем самым уменьшается площадь контакта, что и приводит к увеличению давления. В частности, при увеличении толщины усилительных пластин в 4 раза перемещения уменьшаются на 4.3%, напряжения увеличиваются на 20%, а контактные давления увеличиваются на 12%. При проведении этого цикла расчетов в качестве рационального параметра предлагается выбрать параметр  $P_{II} = 2$  мм.

**3. Расчет НДС и контактного давления при изменении вариантов установки усилительных пластин.** Для определения влияния параметра  $P_{III}$  на напряженно-деформированное состояние и контактные давления проводятся расчеты макета механизма наклона плавильной печи для различного числа и мест

установки усилительных пластин, представленных ранее на рис. 6. На рис. 9 представлен график зависимости массы от варианта установки усилительных пластин. Результаты численных расчетов приведены в табл. 3. Графики некоторых зависимостей представлены на рис. 10, а-в.

Проанализировав результаты, можно предположить, что наиболее рациональной схемой установки усилительных ребер будет вариант №3. При осуществлении такой схемы установки усилительных ребер наблюдаются минимальные напряжения вдоль вертикальной оси, и при этом контактные давления отличаются незначительно. Что касается перемещений, то в данной конструкции допускаются незначительные перемещения, и они не влияют на общую работоспособность.

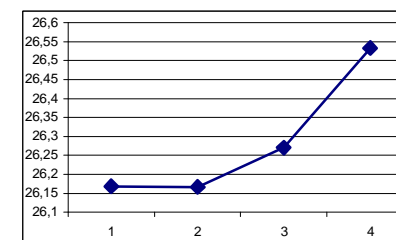


Рис. 9. График зависимости массы (кг) МНПП от варианта обрешетки

Таблица 3  
Зависимость некоторых максимальных характеристик НДС и контактных давлений от параметра  $P_{III}$  (обозначения см. табл. 1)

	1		2		3		4	
PRESS, (МПа)	249.85		101.51		114.22		96.962	
UY, (мм)	-0.357	0.007	-0.348	0.009	-0.345	0.010	-0.337	0.012
SY, (МПа)	-144.3	47.9	-123.4	49.24	-116.82	47.32	-132.3	42.58
USUM, (мм)	0.358		0.348		0.345		0.337	
SEQV, (МПа)	127.76		122.76		103.01		128.73	

При различном варианте установки усилительных пластин особое внимание следует уделить варианту №1, который является наиболее неблагоприятным. В этом случае при установке продольного ребра жесткости с самого края область максимальных контактных давлений смещается к краю и в точку. При установке усилительной пластины посередине область контактных давлений вытягивается в линию, тем самым увеличивая площадь контакта и соответственно уменьшая их. Характерные картины распределения контактных давлений приведены на рис. 11.

Таким образом, была определена рациональная структура геометрической модели макета механизма поворота плавильной печи, а именно толщина ее цилиндрической контактной поверхности, толщина подкрепляющих пластин и схема их расположения. В итоге в качестве рациональной была выбрана конструкция со следующими параметрами:  $P_I = 10$  мм,  $P_{II} = 2$  мм и  $P_{III}$  – схема № 3.

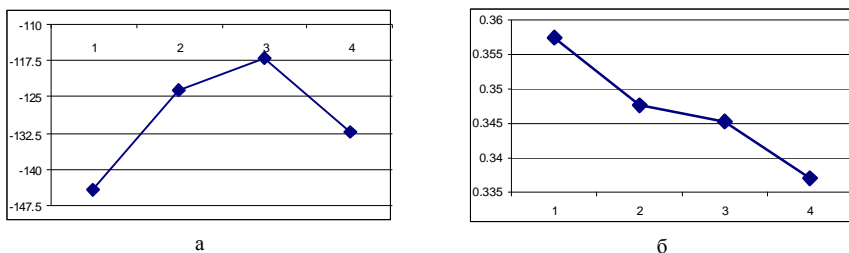


Рис. 10. Графики зависимостей характеристик НДС и контактных давлений в зависимости от варьирования параметра  $P_{III}$ : а – зависимость максимальных вертикальных напряжений, МПа; б – зависимость максимальных суммарных перемещений, мм; в – зависимость максимальных контактных давлений, МПа

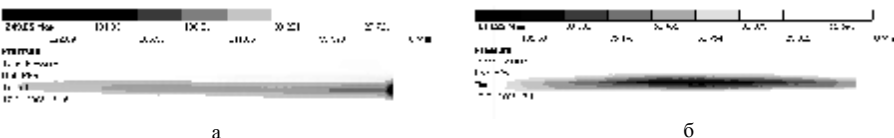
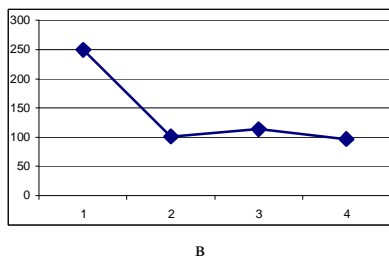


Рис. 11. Распределение контактных давлений при различных вариантах усиленных пластин: а – вариант установки №1; б – вариант установки №3

На рис. 12 представлены картины эквивалентных напряжений (рис. 12, а), вертикальных напряжений (рис. 12, б), суммарных перемещений (рис. 12, в), вертикальных перемещений (рис. 12, г) и контактных давлений (рис. 12, д) для рациональной конструкции модели МНПП. В первом приближении результаты свидетельствуют о нормальной работоспособности конструкции, и напряжения не превышают предела выносливости материала при номинальной нагрузке.

При исследовании погрешности результатов при разном разбиении КЭ сеткой были получены зависимости, представленные на рис. 13. Таким образом, можно сделать вывод, что погрешность, вызванная неточностью аппроксимации конечными элементами геометрии модели, является незначительной и лежит в допустимых пределах инженерных расчетов.

**Заключение.** В качестве основных результатов исследования напряженно-деформированного состояния и контактных давлений макета механизма наклона плавильной печи были получены графики зависимостей характеристик НДС и контактных давлений от различных геометрических параметров. Для рациональной геометрической модели были приведены картины полей напряжений, перемещений и контактных давлений.

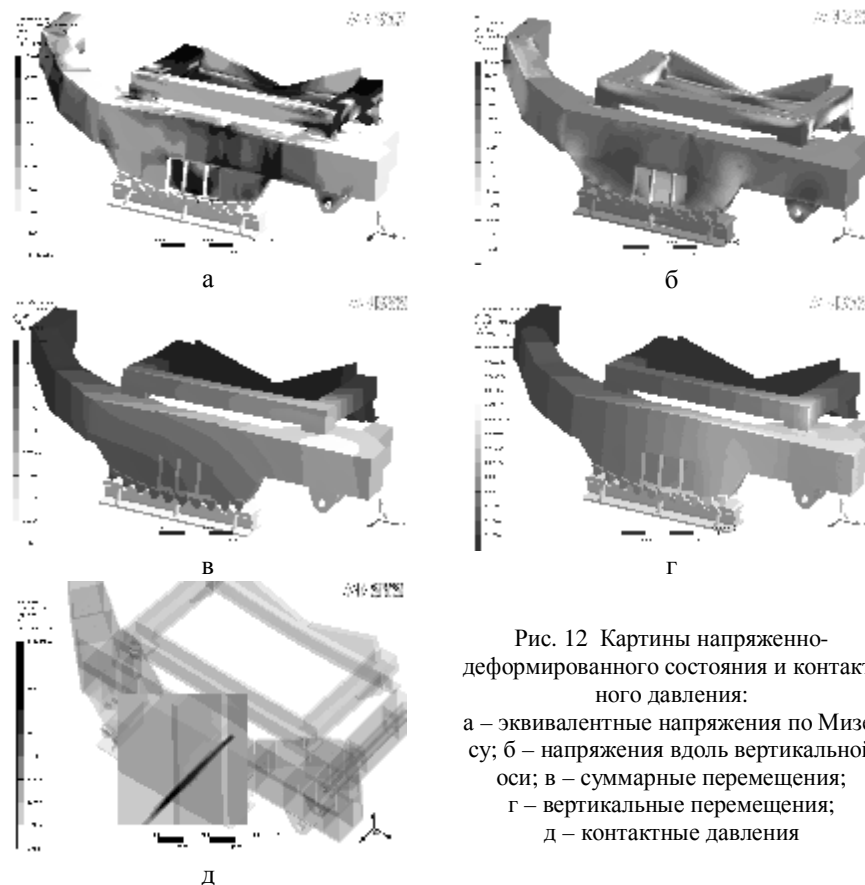


Рис. 12. Картины напряженно-деформированного состояния и контактного давления: а – эквивалентные напряжения по Мизесу; б – напряжения вдоль вертикальной оси; в – суммарные перемещения; г – вертикальные перемещения; д – контактные давления

В модели наблюдается локализация контактных давлений в месте соприкосновения цилиндрической части макета МНПП с опорной поверхностью, основанием. Было выявлено, что величина максимальных давлений, напряжений и перемещений существенно зависит от геометрических параметров конструкции, влияющих на общую жесткость МНПП. В работе исследовалось качество конечно-элементной сетки методом сгущения сетки и разбиения модели на разные типы КЭ (тетрагональные, гексагональные). Это позволило показать, что выбранная разбивка сетки является удачной и не вносит значительной погрешности в расчеты.

В дальнейшем планируется провести расчеты модели макета наклона плавильной печи в полной геометрической постановке, не внося погрешностей, связанных с неполной симметричностью конструкции. Полученные результаты будут верифицироваться при помощи экспериментальных исследований на макете механизма наклона плавильной печи. Геометрия макета будет аналогичной геометрии реальной конструкции, однако в меньшем масштабе, а ос-

новые его геометрические характеристики будут взяты из результатов, приведенных в данной статье. Таким образом, полученная в результате серии параметрических расчетно-экспериментальных исследований оптимальная конструкция будет в дальнейшем обоснована и рекомендована к внедрению в производство.

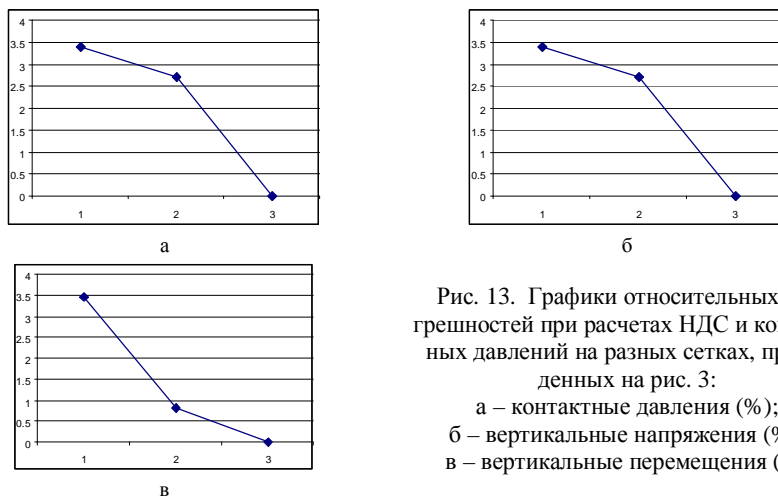


Рис. 13. Графики относительных погрешностей при расчетах НДС и контактных давлений на разных сетках, приведенных на рис. 3:  
 а – контактные давления (%);  
 б – вертикальные напряжения (%);  
 в – вертикальные перемещения (%)

**Список литературы:** 1. Барчан Е.Н. Методы, модели и алгоритмы для синтеза параметров выбивной инерционной машины на основе моделирования динамических процессов. // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР” – 2007. – №3. – С.3-17. 2. Ткачук Н.А., Орлов Е.А., Головенко В.И., Гоголь Н.А. Экспресс – модели и экспресс – системы для оперативного решения задач анализа и синтеза элементов сложных механических систем // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2005. – № 53. – С.116-138. 3. Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Мартыненко А.В., Нечепуренко А.В., Полищук Т.В. К вопросу расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2007. - №23. - С. 81-92. 4. Веретельник Ю.В., Миргородский Ю.Я., Пелешко Е.В., Ткачук Н.А. Параметрические модели элементов сложных систем как основа построения специализированных расчетных систем // Механiка та машинобудування. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2003. – № 1. – С.3-7. 5. Полищук Т.В., Ткачук Н.Н. НТУ К вопросу о кинематическом и силовом анализе механизма наклона плавильной печи // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2007. – № 29. – С.122-131. 6. Полищук Т.В., Пеклич М.М., Ткачук Н.Н. Кинематический и силовой расчет механизма наклона плавильной печи // Механiка та машинобудування. – 2007. – №1. – С.100-106. 7. Ткачук Н.А., Ткачук Н.Н., Полищук Т.В. Контактное взаимодействие элементов конструкций с кинематически генерируемыми поверхностями // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: Транспортное машиностроение. – 2007. – №31. – С.75-80.

8. Еременко С. Ю. Методы конечных элементов в механике деформируемых тел. – Х.: Основа, 1991. – 272 с. 9. Сабонадьер Ж. Кулон Ж. Метод конечных элементов и САПР. – М.: Мир, 1989. – 190 с. 10. Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // Механiка та машинобудування. – 2006. – №1. – С.57-79.

Поступила в редколлегию 28.01.08

УДК. 621.87

**А.А. СВЯТУХА**, канд. техн. наук, **О.С. ПОДОЛЯК**, Украинская инженерно-педагогическая академия, г. Харьков

### СБОРКА ШАТУННО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В роботі запропонована конструкція напівавтомата, розробленого в Українській інженерно-педагогічній академії, за допомогою якого можливо підвищити якість і продуктивність з'єднань з натягом шатунно-поршневої групи двигунів внутрішнього згорання.

In this article semiautomatic device is suggested, which was developed in the Ukrainian Engineering-Pedagogical Academy. This device can increase the quality and productivity of assembly with stretching connecting rod-piston group of the internal combustion engine.

**Введение.** При ремонте привода автомобильного крана большую роль играет качество сборки деталей двигателя, особенно шатунно-поршневой группы как наиболее ответственного узла, от технического состояния которого зависит надежность и долговечность всего автомобильного крана.

Сборка шатунно-поршневых групп (поршень – палец – шатун) двигателей внутреннего сгорания, когда между поршнем и пальцем имеется натяг, обычно осуществляется прессовым либо ударным способом, а также с предварительным термовоздействием на поршень [1].

Прессовый и ударный способы сборки имеют ряд существенных недостатков: повреждения посадочных поверхностей сопрягаемых деталей (задиры, риски, царапины, вмятины), срез микронеровностей, что уменьшает величину расчетного натяга и прочность соединения.

**Основная часть.** Для устранения этих недостатков поршень с пальцем следует собирать без приложения осевого усилия, с временным сборочным зазором, получаемым за счет предварительного нагрева поршня. Поршень перед сборкой с пальцем обычно нагревают в электромагнитных либо паровоздушных ваннах контактными открытыми источниками, а иногда-индукционными обмотками. Все эти методы имеют ряд существенных недостатков: низкая произво-

длительность, экологическая загрязненность, отсутствие универсальности (при использовании обмоток).

Для повышения эффективности и автоматизации операций сборки и разборки в Украинской инженерно-педагогической академии разработан технологический процесс индукционно-тепловой сборки и разборки шатунно-поршневых групп ДВС с предварительным скоростным нагревом поршней токами промышленной частоты и спроектирован полуавтоматический станок.

Особенностью полуавтомата является наличие в нем нагревательного и сборочного устройств, обеспечивающих быстрый и последовательный нагрев и сборку.

Нагревательное устройство включает индуктор (обмотку из теплостойкого провода на тороидальном неподвижном сердечнике) и два подвижных магнито-провода, перемещающихся по направляющим.

Внутренние торцы подвижных магнитопроводов изготовлены в виде призм, чем достигается замыкание магнитопроводящей системы через нагреваемый поршень в широком диапазоне их диаметров, а также позволяет сконцентрированно направить магнитный силовой поток и индуцируемые им вихревые токи через участки, прилегающие к нагреваемым бобышкам, имеющим посадочные отверстия для пальца. Кинематическая схема полуавтомата представлена на рис. 1.

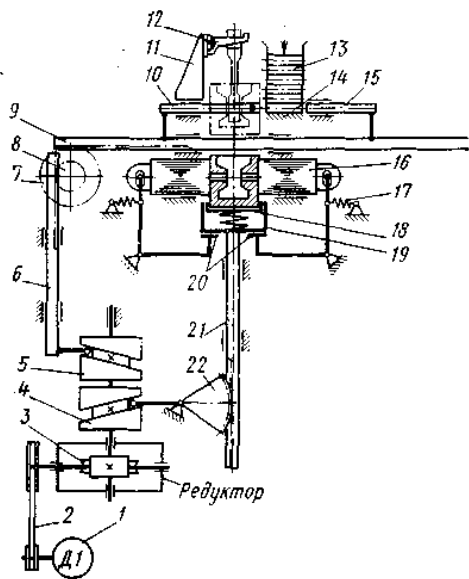


Рис.1. Кинематическая схема полуавтомата для сборки поршня с пальцем

Управление полуавтоматом производится с электрического пульта,

вмонтированного в передней стенке станины.

После установки поршня на подпружиненную площадку 18 стола 19, находящегося в крайнем верхнем положении, включается электродвигатель. Профильный кулачок 4 приводится во вращение, воздействуя на рычаг зубчатого сектора 22, который, поворачиваясь, опускает рейку 21 со столом и установленным на нем поршнем в зону нагрева, а рейка 6 при этом не перемещается, так как на данном угле поворота профильный паз верхнего кулачка 5 имеет горизонтальный участок. При опускании стола его нижняя плоскость поворачивает рычаги 20, перемещающие подвижные магнитопроводы 16. В крайнем нижнем положении стола электродвигатель отключается и включается индуктор, длительность работы которого определяется в зависимости от необходимой температуры поршня, его массы, материала и геометрических размеров. Во время нагрева поршня на кронштейн 12 устанавливается шатун нижней головкой.

По истечении времени нагрева поршня индуктор отключается и включается электродвигатель. При этом нижний кулачок 4, проворачивая через рычаг – зубчатый сектор 22 против часовой стрелки, поднимает рейку со столом и поршнем на сборочную позицию. Остановка рейки, соответствующая крайнему верхнему положению поршня, происходит в момент перехода рычага зубчатого сектора с профильного участка паза нижнего кулачка 4 на прямолинейный. При подъеме стола с поршнем подвижные магнитопроводы подпружиненными рычагами 20 отводятся в исходное положение. Затем верхний кулачок 5 распределительного вала поднимает рейку 6, которая вращает зубчатые колеса 8 и 7, перемещая вправо штангу 9 с установленными на ней центрирующей оправкой и толкателем.

Центрирующая оправка, имеющая коническую поверхность, утапливает подпружиненный поршень до относительного совмещения их осей в вертикальной плоскости. Контактная с посадочными отверстиями бобышек, оправка при необходимости поворачивает поршень вокруг вертикальной оси, производя центрирование в горизонтальной плоскости. В результате этого происходит полное центрирование поршня относительно толкателя и пальца, поступившего из лотка на приемную призму для сборки.

По окончании центрирования оправка перемещается штангой 9 влево и выходит из отверстий бобышек поршня, а палец, находящийся в приемной призме, толкателем свободно вводится в отверстия бобышек поршня и верхней головкой шатуна.

Перемещение штанги в противоположную сторону происходит при воздействии кулачка 5 на рейку 6, вращающую колеса 8 и 7 против часовой стрелки. После отвода оправки и соединения шатуна с поршнем электродвигатель отключается и собранный узел снимается с кронштейна, устанавливается следующий поршень, цикл повторяется.

На этом же станке возможно осуществление индукционно-тепловой разборки шатунно-поршневой группы, если материал поршня имеет коэффициент теплового линейного расширения больше, чем у материала пальца (на-

пример, поршень изготовлен из алюминиевого сплава, а палец – из стали). Скорость нагрева поршня при разборке должна быть больше, чем при сборке, достигая 70°-90° в минуту. При этом температура нагрева поршня определяется из выражения (1):

$$T_{\text{наг}} = \frac{\delta + \Delta_{\text{сб}}}{\alpha \cdot d} + T_0, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (1)$$

где  $\delta$  – натяг соединения, мм;  $\Delta_{\text{сб}}$  – временный сборочный зазор, который определяется из выражения [2]  $\Delta_{\text{сб}} = 0,01 \sqrt{d}$ , де  $d$  – диаметр посадки, мм;  $\alpha$  – коэффициент линейного расширения, который для стали находится в пределах  $(12,1-13,6) \cdot 10^{-6}$ ; для алюминия  $(17,5-18,5) \cdot 10^{-6}$ ;  $T_0$  – температура окружающей среды – 20°С.

Перед разборкой шатунно-поршневой группы необходимо разъединить толкатель со штангой и переместить его по направляющей в крайнее правое положение. Кронштейн, на который устанавливается шатун, должен быть раскреплен для его свободного вертикального перемещения в направляющих пазах стойки. Последующие технологические операции аналогичны операциям при сборке за исключением того, что центрирующая оправка в данном случае будет служить для удаления пальца в приемную призму после нагрева поршня и образования необходимого разборочного зазора. Удаление пальца происходит без осевого усилия при большем расширении отверстий бобышек поршня по сравнению с расширением пальца. Технологические операции сборки и разборки шатуна с поршнем за исключением загрузки и снятия производятся в автоматическом цикле.

**Вывод.** Применение полуавтомата позволяет значительно увеличить производительность сборки и разборки шатунно-поршневых групп ДВС, улучшить качество соединений, повысить культуру производства, а также создает возможность повторного использования разобранных деталей узла без дополнительной их обработки.

**Список литературы.** 1. *Ивашков И.И.* Монтаж, эксплуатация и ремонт подъемно-транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1991. – с. 403. 2. *Кравцов М.К.* Промежуточные среды в соединениях с натягом / М.К. Кравцов, А.А. Святуха, В.В. Чернов. – Харьков: Изд-во „Штрих”, 2001. – 200 с.

*Поступила в редколлегию 02.03.08*

УДК 539.3

*А.Н. ТКАЧУК*, бакалавр, НТУ „ХПИ”

## ЧИСЛЕННОЕ РЕШЕНИЕ ТЕСТОВЫХ ТЕРМОУПРУГИХ

## КОНТАКТНЫХ ЗАДАЧ ДЛЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПРЕСС-ФОРМ

В роботі приведені результати дослідження термопружної контактної взаємодії елементів прес-форм для литва під тиском з урахуванням фазових перетворень у виливку. Запропоновано чисельну реалізацію раніше розробленої математичної моделі фізико-механічних процесів, що мають місце під час литва деталей у прес-формах.

In the work phenomena of thermoelastic contact interaction of press molds and phase transformations in moulding are investigated. A numerical implementation of an early developed mathematical model of physico-mechanical processes that take place at press molding is given.

**Введение.** В статье описана численная реализация математической модели исследования термоупругих контактных задач для моделирования физико-механических процессов при литье деталей в пресс-формах, предложенной в [1]. Работа посвящена разработке методов исследования термоупругих контактных задач элементов пресс-форм для литья под давлением с учетом фазовых превращений в отливке. Рассматривается связанная термоупругая постановка задачи в виде системы дифференциальных уравнений в частных производных и неравенств. Предлагается методы сведения дифференциальной постановки задачи к вариационным неравенствам и методы дискретизации полученных вариационных неравенств. Решенные тестовые примеры иллюстрируют применения предложенных постановок и методов.

Выбор модели и расчетной схемы сильно обусловлен геометрией конструкции и видом внешней нагрузки. В конструкции пресс-форм имеется большое количество стыков и разъемных соединений, где возможно раскрытие. Нагрузка на блок пресс-формы состоит из трех основных составляющих: усилие запирания, температура и давление расплава. Высокая температура и нагрузки приводит к различным видам отказов.

Под действием высоких температур и напряжений в материале вкладышей происходят сложные физико-химические процессы под общим названием термическая усталость, приводящая к необратимому формоизменению деталей и разрушению поверхностей. Также причиной отказа является смятие контактирующих поверхностей, следствием которого является появление облоя. При некоторых термических режимах возможно накопление больших деформаций ползучести [2].

В качестве тестового примера рассматривается двухмерная осесимметричная модель пресс-формы. Рассчитывается температурный режим пресс-формы, а также учитываются температурные деформации. Расчет темпера-

туры

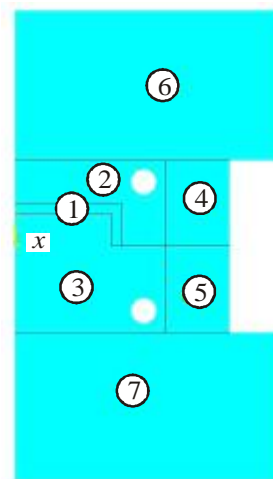


Рис. 1. Геометрическая модель осесимметричной задачи

туры производится на первых десяти циклах.

**Расчетная схема.** Геометрическая модель пресс-формы состоит из отливки (рис. 1, поз. 1), двух вкладышей (поз. 2, 3), двух обойм (поз. 4, 5), а также неподвижной и подвижной плит (поз. 6, 7). Материал пресс-формы – стали 4Х5МФС, отливки – АЛ2. Свойства стали предполагаются независимыми от температуры. Для задачи остывания отливки используется энтальпийная постановка с зависящими кусочно-линейно от температуры энтальпией и коэффициентом теплопроводности (рис. 2). Требуется определить: переходной и установившийся температурный режим пресс-формы; напряжения в момент подпрессовки для установившегося температурного состояния (0.2 с от начала 10-го литейного цикла).

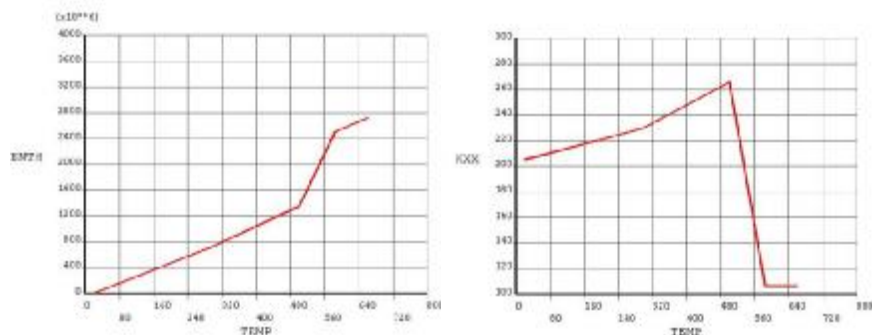


Рис. 2. Зависимость свойств сплава АЛ2 от температуры [2]

**Конечно-элементная модель.** Для решения температурной и прочностной задачи использовалась общая сетка. Для температурной задачи использовался плоский квадратичный конечный элемент PLANE 77, а для прочностной – PLANE183. В контакте между отливкой и формой задавался ТКП, равный 5000 Вт/м<sup>2</sup>К, а между элементами формы – 1000 Вт/м<sup>2</sup>К.

На границах элементов форм с окружающей средой задавались условия свободного конвективного обмена с воздухом ( $\beta = 50$  Вт/м<sup>2</sup>К,  $T_{bulk} = 20^\circ\text{C}$ ). В охлаждающих каналах также задавались условия принудительного конвективного обмена ( $\beta = 5000$  Вт/м<sup>2</sup>К,  $T_{bulk} = 20^\circ\text{C}$ ). Перед началом первого цикла форма считалась холодной ( $T_{\phi} = 20^\circ\text{C}$ ). В соответствии с технологическим режимом отливка на 4с каждого цикла удалялась из формы.

**Результаты тестового расчета.** В ходе расчетов были получены распределения температур и тепловых потоков в различные моменты времени и изменения температур в интересующих точках (рис. 3-8). Затем полученные температуры использовались в виде нагрузок для температурной контактной задачи. Были получены распределения перемещений, напряжений и контактных давлений. Был получен запас по критерию начала пластичности  $\sigma_{\text{эвб}}/\sigma_T$  с учетом зависимости предела пластичности от температуры.

**Заключение.** На примере двухмерной модели процесса литья детали типа „крышечка” была решена задача в полной постановке. Были получены результаты для различных циклов, из чего можно сделать следующие выводы.

1. Температурный режим устанавливается после пяти-десяти циклов.
2. Температурные деформации существенно повышают контактные давления вокруг литейной полости и улучшают смыкания формы.
3. На литейной поверхности формы действуют повышенные температуры, поэтому вопросы разрушения формы необходимо исследовать с учетом изменения свойств при повышенных температурах.

Таким образом, предложенная в работе [1] математическая модель связанного термоупругого контактного взаимодействия системы твердых тел между собой и телом с фазовым переходом реализована в виде модельного комплекса, исходная дифференциальная постановка задачи была сведена к вариационному неравенству, исследована корректность этой модели в рамках некоторых предположений.

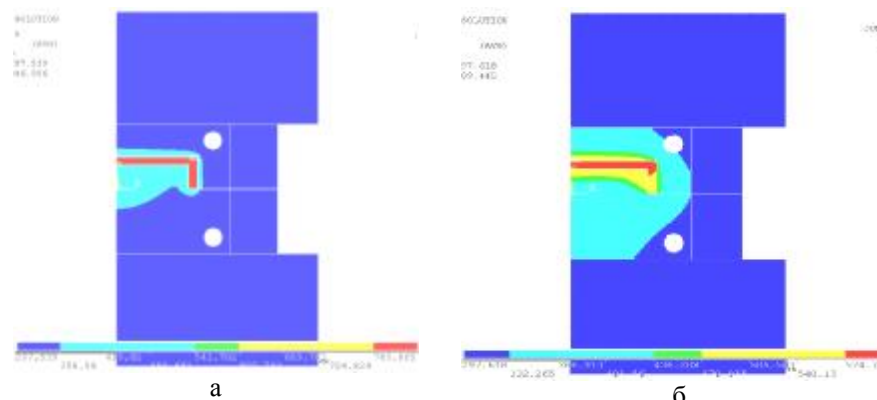


Рис. 3. Распределение температур в  $t=0.5$  с и  $t=4$  с

Проведенные тестовые расчеты подтвердили эффективность предложенных методов [3, 4].

В данной работе не был освещен ряд важных вопросов, на которые необходимо обратить внимание: процессы, связанные с заполнением жидким металлом формы и деформированием твердой части отливки; оценка прочности и износостойкости элементов пресс-форм по критериям температурной и механической усталости и ползучести; повышение эффективности численных методов; экспериментальная проверка полученных результатов. Данные вопросы послужат темой дальнейших исследований, а также планируется решение ряда тестовых задач и дальнейшее развитие предложенной математической модели на основе анализа результатов численных и экспериментальных исследований пресс-форм.



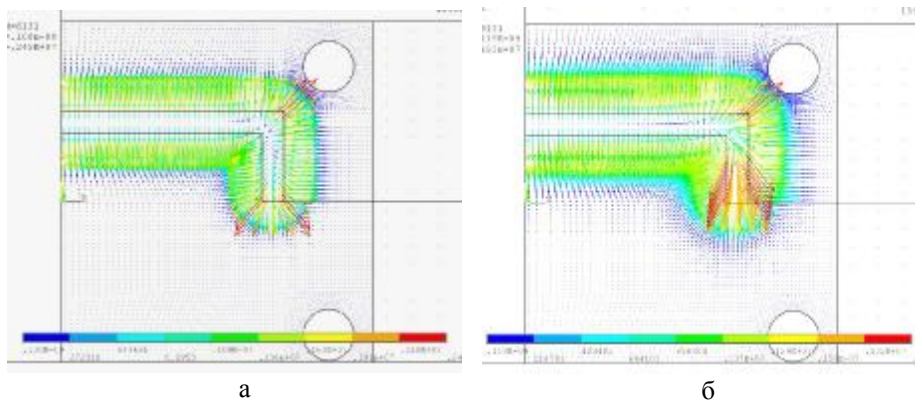


Рис. 4. Тепловые потоки  
( $t=1$ ; 2 с и  $t=4$  с)

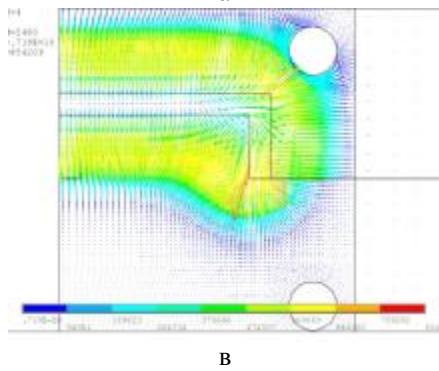


Рис. 5. Кривые охлаждения  
точек отливки

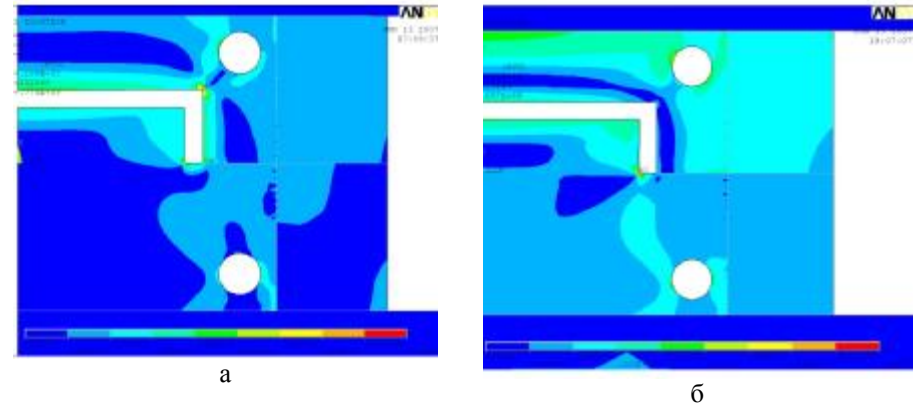


Рис. 6. Эквивалентные напряжения по Мизесу во время подпрессовки  
„холодной” формы и после 10 литейных циклов

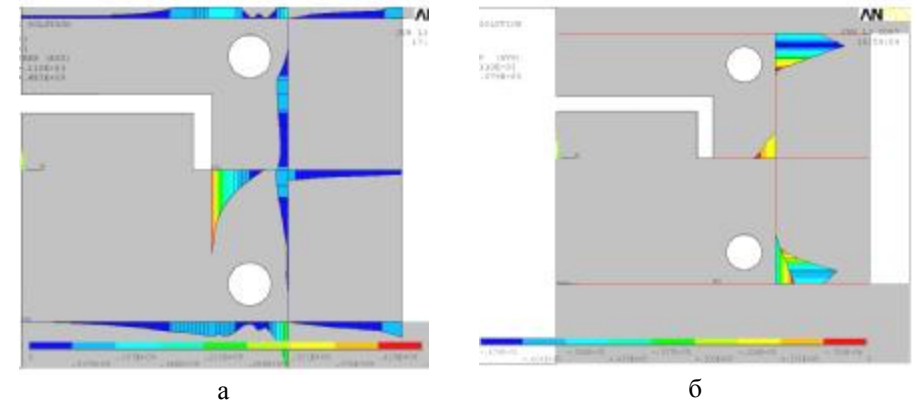
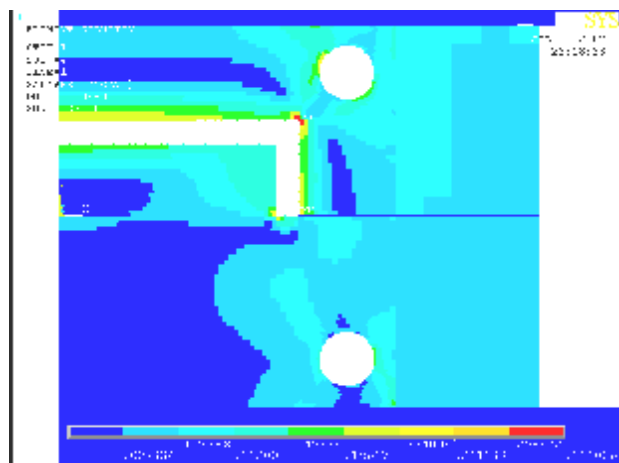
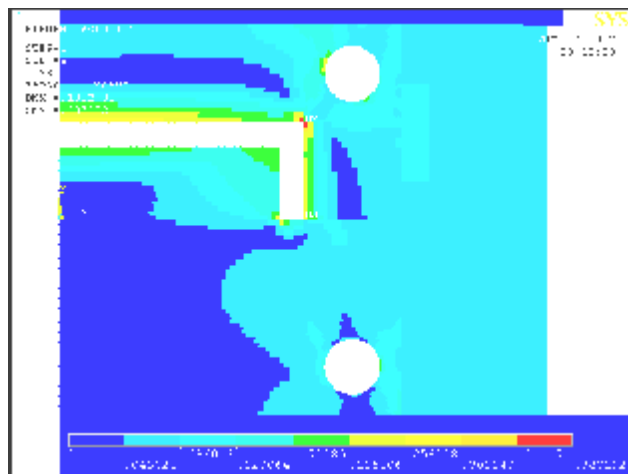


Рис. 7. Распределение контактных давлений и зазоров  
во время подпрессовки после 10 литейных циклов

**Список литературы:** 1. Ткачук А.Н. Исследования термоупругих контактных задач элементов пресс-форм для литья под давлением с учетом фазовых превращений в отливке // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2008. – № 2. – С.144-158. 2. Горюнов И.И. Пресс-формы для литья под давлением. Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1973 – 256 с. 3. Ткачук А.М. Контактна термопружна задача: теорія, методи та алгоритми дослідження. Тези доповідей. Міжнародна наук.-техн. конференції пам’яті академіка НАН України В.І. Моссаковського. Дніпропетровськ, 2007. – 78 с. 4. Храмцова И.Я., Ткачук А.Н., Ткачук Н.А., Орлов Е.А., Чепурной А.Д. Специализированная система анализа и синтеза и расчетно-экспериментальное исследование элементов пресс-форм. // Вестник НТУ “ХПИ” Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – №60. – 2005. – С.151-179.



а



б

Рис. 8. Запас по критерию начала пластичности  $\sigma_{\text{экв}}/\sigma_T$  с учетом (а) и без учета (б) зависимости предела пластичности от температуры

Поступила в редколлегию 23.12.2007

УДК 539.3:621.225

**Н.Н. ТКАЧУК**, аспирант, НТУ „ХПИ”

**МЕТОДЫ И МОДЕЛИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ КОНТАКТНОГО**

## ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ШАРОВОГО ПОРШНЯ С БЕГОВОЙ ДОРОЖКОЙ В РАДИАЛЬНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧЕ

У роботі досліджені питання моделювання контактної взаємодії кульового поршня з біговою доріжкою в радіальній гідропередачі. Обґрунтовано застосування трьох методів аналізу напружено-деформованого стану елементів цього класу машин.

In the paper issues related to simulation of contact between a ball piston and a race track in an axial hydrovolumetric transmission are considered. Application of three various methods to stress analysis of these devices is grounded.

**Введение.** Одним из способов повышения нагрузочной способности деталей механизмов и машин является придание им сложной геометрической формы, которая создавала бы более благоприятные условия их сопряжения. Поиск такой формы, обеспечивающей требуемые характеристики деталей при сохранении работоспособности всего устройства, связан с решением комплекса задач, объединяемых традиционно в категорию задач геометрического синтеза. Наряду с ними возникает необходимость проведения анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) возможных вариантов синтезируемого механизма с различными параметрами и, в частности, анализа контактного взаимодействия его звеньев.

Эти задачи являются взаимосвязанными, их решение необходимо объединять в едином исследовательском цикле. В работах [1,2] был предложен подход, позволяющий организовывать многовариантные исследования механизмов с деталями сложной формы на базе общего параметрического представления моделей синтеза и анализа. С целью снижения вычислительных затрат в рамках данного подхода предложено использовать иерархическую систему моделей для анализа НДС, основанных на различных методах, как приближенных, так и более точных.

Ключевыми являются оптимальный выбор метода и взаимосвязь используемых моделей на различных этапах исследования. Определяющими здесь выступают вопросы применимости каждого отдельного метода и объем вычислений, сопряженных с его применением, которые непосредственно связаны с особенностями конкретного класса синтезируемых механических систем.

Характерным примером могут служить гидрообъемные передачи (ГОП) с шаровыми поршнями, при анализе взаимодействия которых с беговыми дорожками на корпусах статора применение различных методов определения напряженно-деформированного состояния требует учета геометрических параметров контактирующих тел. В работе исследованы вопросы применимости трех методов для данного класса механизмов в процессе синтеза параметров профилей беговых дорожек.

**Цель работы** состоит в разработке методов, моделей и алгоритмов для исследования контактного взаимодействия в сопряжении шарового поршня с беговой дорожкой статора радиальной гидропередачи, сравнительном анализе их преимуществ, недостатков и границ применимости, а также формировании рекомендаций по созданию программно-модельного комплекса как сред-

ства анализа и синтеза контактирующих элементов ГОП.

**Постановка задачи.** В данной работе рассматривается радиальная гидрообъемная передача, разработанная в КП “Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова” [3]. Такие передачи применяются в составе трансмиссий тяжелых гусеничных машин с целью повышения их тактико-технических характеристик. С их помощью на активных режимах движения осуществляется плавная регулировка хода, что повышает маневренность гусеничной машины и ресурс ее силовой установки.

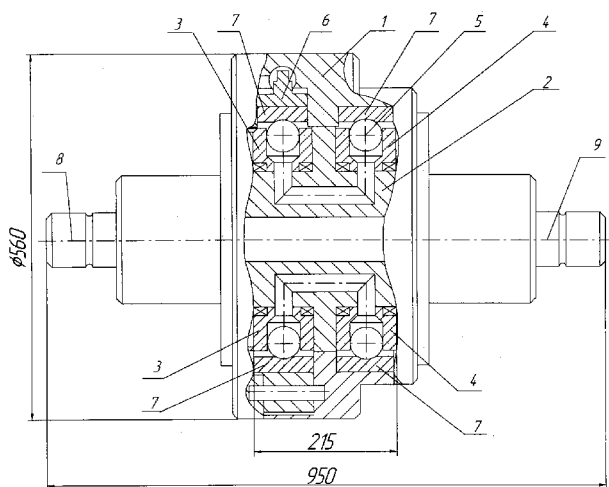


Рис. 1. Гидропередача ГОП-900 с шариковыми поршнями:  
 1 – корпус; 2 – блок цапфенных распределителей;  
 3 – блок цилиндров насоса (ротор); 4 – блок цилиндров гидромотора (ротор);  
 5 – шарик-поршень;  
 6 – статор насоса;  
 7 – обоймы (беговые дорожки) насоса и гидромотора;  
 8 и 9 – входной и выходной валы гидропередачи

Подробное описание конструкции ГОП-900 и основные ее характеристики приведены в работе [3]. Передача состоит из двух основных частей: гидронасоса и гидромотора. Их устройство практически не отличается: основными узлами как насоса, так и мотора являются статор и установленный со смещением относительно его центральной оси ротор (рис. 1). В нем имеется 9 радиально расположенных цилиндров, в которых находятся поршни, имеющие форму шара. При вращении ротора эти поршни перекачиваются по цилиндрической поверхности статора, совершая одновременно с этим поступательное движение в цилиндрах. В результате в насосе поршни производят перекачку масла, поступающего в цилиндры, в гидросистему мотора. Создаваемое давление, наоборот, приводит в движение поршни гидромотора и вызывает вращение его ротора, передаваемое на выходной вал передачи. Изменение эксцентриситета положения ротора гидронасоса при постоянном значении эксцентриситета гидромотора позволяет непрерывно изменять передаточное отношение такой ГОП.

Следует выделить следующие особенности этой машины, обуславливающие основные трудности ее проектирования и расчета.

§ Данная машина предназначена для передачи больших мощностей и кру-

тящих моментов, в связи с чем вся ее конструкция является высоконагруженной.

§ Радиальные ГОП должны иметь компактные размеры, к ним предъявляются строгие габаритные ограничения, что служит причиной того, что многие их элементы приходится проектировать с минимальными запасами прочности. Кроме этого, указанные выше требования сужают область допустимых значений конструктивных параметров. Это также усложняет задачу обеспечения требуемых характеристик таких передач.

§ Усилия в машине передаются посредством подвижного контакта ее различных элементов, в частности, шариковых поршней и корпусов статоров. В силу конструктивных особенностей передачи ход поршней в цилиндрах относительно мал, а поэтому для обеспечения большой мощности давление перекачиваемого масла должно быть большим (до 35 МПа.). Соответственно, в сопряжении поршней со статором действует значительное прижимающее усилие (до 120 кН). В связи с этим возникает вопрос об определении характера контакта этих деталей, локальных напряжений в его окрестности и параметров, влияющих на них.

Вышеперечисленные факторы и трудности создания передачи ГОП-900 привели к идее придания сложной формы внутренней поверхности корпуса статора, отличной от заложенной первоначально цилиндрической, как способу улучшения условий в контакте статора с поршнем и снижения концентрации напряжений в этих деталях. Благодаря такому конструктивному изменению поршни будут двигаться по беговым дорожкам специальной формы. Это делает возможным создание более благоприятных условий для контакта поршней с корпусом статора.

Поверхность беговой дорожки является поверхностью вращения, определяемой в плоскости, проходящей через ось статора, некоторым профилем. Его форма является вариативной, и при проектировании передачи могут быть рассмотрены различные классы профилей.

Таким образом, задача анализа взаимодействия поршня ГОП с беговой дорожкой произвольно заданного или определяемого набора параметров профиля и локального напряженно-деформированного состояния становится составной частью проектирования данной машины. Ее решение требует обоснованного выбора и рационального применения надлежащих методов и алгоритмов создания расчетных моделей и определения их параметров.

**Методы исследования.** В рамках общей методики предлагается использовать различные средства анализа контактного взаимодействия деталей сложной формы. Правильный выбор подходящего метода на различных этапах проектирования и расчета повышает оперативность и эффективность разрабатываемой специализированной методики анализа и синтеза отдельных механизмов и конструкций. При его совершении приходится руководствоваться, с одной стороны, требуемыми объемами вычислений и затратами на подготовку моделей, а с другой стороны, – точностью и возможностью определения различных характеристик сложного НДС элементов исследуемых механических систем.

Для оценки контактного взаимодействия поршня гидронасоса или гид-

ромотора с беговой дорожкой на статоре предлагается использовать аналитическое решение Герца [4], полуаналитический прямой метод решения задачи Синьорини, основанный на семействе точных решений для пирамидального распределения контактного давления [5-7], и метод конечных элементов (МКЭ). Каждый из этих методов обладает своей областью применимости и точностью, определяемыми, помимо его характерных особенностей, также свойствами исследуемого объекта.

Для системы „поршень – беговая дорожка” можно выделить ряд геометрических свойств, влияющих на возможность проведения анализа контактного взаимодействия с использованием того или иного метода и на достоверность получаемых результатов:

§ радиусы кривизн поверхностей поршня и статорного кольца в плоскости вращения ротора имеют противоположные знаки, что обуславливает малость зазора между ними в соответствующем направлении;

§ в силу вариативности геометрии профиля беговой дорожки конфигурация первоначального ее контакта с поршнем может быть различной: контакт может происходить в одной точке, нескольких или по участку кривой линии;

§ по этой же причине могут возникать значительные изменения кривизн контактирующих поверхностей и направлений нормалей в пределах контактной зоны.

Перечисленные особенности определяют применимость каждого из предложенных методов для анализа напряженно-деформированного состояния в сопряжении поршней со статором при заданных значениях конструктивных параметров. Так, например, решение Герца, основанное на предположении относительно геометрии тел и характера их деформирования [4, 7], теряет свою справедливость в случае нарушения какого-либо из них. Применимость соотношений теории Герца для оценки контактных давлений ограничивается лишь профилями беговой дорожки, для которых первоначальный контакт с поршнем имеет точечный характер, и нагрузками, для которых размеры контактной площадки малы настолько, что в ее пределах кривизны и направления нормалей поверхностей изменяются слабо.

Полуаналитический метод допускает большую вариативность геометрии контактирующих тел. Если в классической теории герцевского контакта принимается условие, что локальная геометрия определяется с достаточной полнотой значениями кривизн поверхностей в точке контакта и функция зазора является квадратичной, то этот метод позволяет решить задачу о контакте без трения тел более общей формы. Для них лишь должно быть справедливым допущение об эквивалентности перемещений точек их поверхностей под действием контактных усилий перемещениям на границе упругого полупространства. В этом случае исходная задача сводится к задаче о вдавливании штампа в упругое полупространство. Форма этого штампа определяется реальной функцией зазора между контактирующими телами, в данном случае – между поршнем и беговой дорожкой.

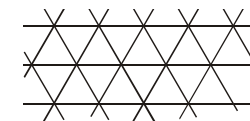


Рис.2. Фрагмент сетки, составленной из равно- сторонних треугольников

Менее строгие геометрические ограничения позволяют применять данный метод для более широкого класса профилей беговых дорожек, а дискретное представление поверхностей в районе контакта на сетке, узлы которой расположены в общей касательной плоскости тел в вершинах одинаковых равносторонних треугольников (рис. 2), дает возможность получить более точный результат, учитывающий особенности геометрии.

Метод конечных элементов является универсальным и гибким средством решения задач теории упругости, в частности, контактных задач. Он лишен ограничений, связанных с геометрией тел, однако его применение для анализа контактного взаимодействия тел сложной формы требует подготовки адекватных и точных конечно-элементных моделей (КЭМ). Они должны точно описывать геометрию поверхностей и распределение контактных давлений в зоне контакта, в особенности, на участках с малыми и быстро меняющимися кривизнами. Кроме того, адекватное представление локальных деформаций в окрестности зоны контакта требует соответствующего сгущения сетки и внутри тел, следствием чего является большая размерность применяемых для решения контактных задач конечно-элементных моделей.

**Анализ моделей и результатов.** Первоначально был рассмотрен следующий класс профилей беговых дорожек на статорном кольце. Для его описания применяется ортогональная система координат, началом отсчета которой является точка  $O$  на поверхности поршня, максимально удаленная от центра статора  $O_{st}$ . Направление оси  $Oz$  этой системы совпадает с направлением радиальной оси статора, соединяющей его центр  $O_{st}$  с центром поршня  $O_p$ . Ось  $Ox$  ортогональна плоскости вращения ротора, в то время как ось  $Oy$  параллельна вектору движения центра поршня по круговой траектории (рис. 3).

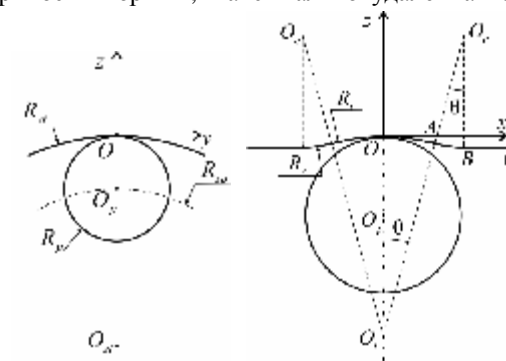


Рис.3. Геометрия тел в сопряжении поршня со статорным кольцом и профиль беговой дорожки

Профиль беговой дорожки, определяющий сечение статорного кольца в сечении плоскостью  $Oxz$ , в центральной своей части является дугой с углом раствора  $2\theta$  окружности радиуса  $R_t$  с центром в точке  $O_t$ , расположенной на оси  $Oz$ . Таким образом, средняя часть беговой дорожки представляет собой желоб тороидальной формы, по которому перекачивается поршень при вращении ротора. Радиусы желоба и поршня предполагается делать близкими для то-

го, чтобы уменьшить первоначальный зазор между поршнем и беговой дорожкой в направлении оси  $Ox$ . Во избежании изломов контактирующих поверхностей, которые приводят к значительной концентрации контактных давлений при переходе от вогнутой части профиля  $OA$  к его горизонтальному участку  $BC$ , профилю придается скругление радиуса  $R_c$  (см. рис. 3). В итоге форма беговой дорожки как поверхности вращения полностью определяется параметрами ее профиля:  $R_i, R_c, \theta$ . При этом значения конструк-

Таблица 1

Базовые параметры элементов ГОП-900

Обозначение	Описание	Значения
<i>Геометрические параметры</i>		
$R_p$	радиус поршня, м	0.03175
$R_{sp}$	радиус круговой траектории центра поршня, м	0.128
$R_{st}$	радиус статорного кольца, м	0.15975
$R_{rot}$	радиус корпуса ротора, м	0.145
$\delta$	максимальный эксцентриситет, м	0.012
<i>Упругие постоянные материала поршня и статора</i>		
$E$	модуль упругости, ГПа	200
$\nu$	коэффициент Пуассона	0.3
<i>Параметры нагруженности передачи</i>		
$P$	прижимающее усилие в сопряжении поршня со статором, кН	15 ÷ 120

тивных параметров  $R_p, R_{sp}, R_{st}$  являются заданными (табл. 1). Влияние вышеуказанных варьируемых параметров на характер контактного взаимодействия поршня со статорным кольцом в отсутствие трения и локальное НДС демонстрируется ниже результатами расчетов, проведенных различными методами.

В первую очередь представляет интерес выбор радиуса центрального желоба беговой дорожки  $R_i$ . Его значением в первом приближении определяется зазор между поршнем и статором. Действительно, в окрестности точки  $O$  каждое из контактирующих тел приближенно можно представить квадратичными формами

$$z_1(x, y) \cong \frac{1}{2R_1^x} x^2 + \frac{1}{2R_1^y} y^2; \quad (1)$$

$$z_2(x, y) \cong \frac{1}{2R_2^x} x^2 + \frac{1}{2R_2^y} y^2,$$

где индексы 1 и 2 соответствуют поверхностям беговой дорожки и поршня соответственно, а  $R_i^x, R_i^y, i=1, 2$  обозначают радиусы их нормальных кривизн в направлениях  $Ox$  и  $Oy$ , являющихся главными. Их значения составляют:

$$R_1^x = -R_i; \quad R_1^y = -R_{st}; \quad (2)$$

$$R_2^x = R_2^y = R_p. \quad (3)$$

Зазор между поверхностями, соответственно, приближенно описывается квадратичной функцией

$$h^{par}(x, y) = \frac{1}{2R_{eq}^x} x^2 + \frac{1}{2R_{eq}^y} y^2, \quad (4)$$

где  $R_{eq}^x, R_{eq}^y$  – приведенные радиусы кривизн для пары поверхностей, определяющиеся как

$$R_{eq}^x = \left( \frac{1}{R_1^x} + \frac{1}{R_2^x} \right)^{-1}; \quad (5) \quad R_{eq}^y = \left( \frac{1}{R_1^y} + \frac{1}{R_2^y} \right)^{-1}. \quad (6)$$

Такое приближенное представление локальной геометрии полностью согласуется с предположением, в рамках которых построена теория Герца [4, 7]. Используя соотношения (1)-(6), с ее помощью можно оценить размеры полуосей эллиптического пятна контакта и значение максимального контактного давления при заданном значении прижимающего усилия  $P$ .

Предложенный способ оценки контактного взаимодействия поршня со статором, несмотря на простоту сопряженных с ним вычислений, обладает ограниченной областью применимости. Для исследуемого здесь класса профилей наиболее существенное ограничение связано с отличием реальной геометрии тел от приближенного представления (1). С ростом прижимающего усилия пятно контакта расширяется так, что может достичь скругления на участке  $AB$  профиля беговой дорожки. Достижение размера полуоси эллиптической площадки контакта, предсказываемое теорией Герца, в направлении  $Ox$  значений, больших полуширины тороидального сегмента беговой дорожки  $OA$ , можно принять за основной признак, указывающий на неприменимость решения Герца для данных значений геометрических параметров профиля и величины прижимающего усилия:

$$a_x(P) \leq R_i \sin \theta. \quad (7)$$

Более того, формула Герца неприменима ни для каких значений усилия  $P$  в случае, когда  $R_i \leq R_p$ . Если радиус желобка  $R_i$  равен радиусу поршня  $R_p$  или оказывается меньше его, то первоначальный контакт поршня со статорным кольцом происходит или по участку кривой линии, или в двух отстоящих точках, соответственно.

Полуаналитический метод применим в большем числе ситуаций и для большей области значений варьируемых параметров. Для него единственным требованием к контактирующим телам является выполнение предположения об эквивалентности деформаций на их поверхности вблизи контакта деформациям границы упругого полупространства. Для рассматриваемого класса профилей это предположение остается справедливым при небольших значениях угла  $\theta$ . В действительности величины раствора дуги желоба дорожки  $\theta$ , которые можно реализовать в ГОП, ограничены малыми значениями. Таким образом, применение данного метода для исследования влияния формы рассматриваемых профилей на характер контактного взаимодействия поршня со статором во всей области допустимых значений варьируемых геометрических параметров является оправданным, что подтверждается ниже представленными результатами, полученными, в частности, другими способами. Их сравнение проведено в

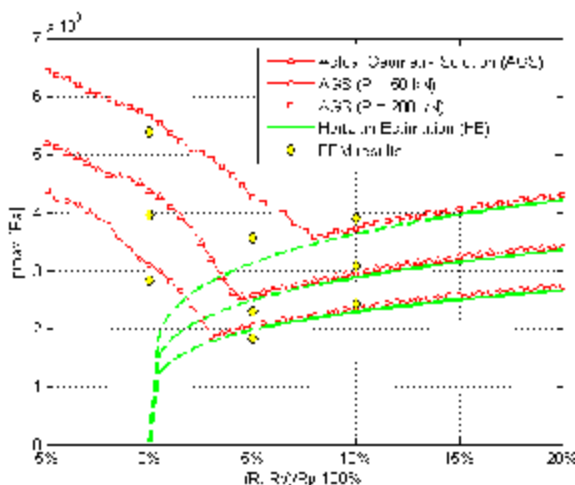


Рис. 4. Зависимости значений максимальных контактных давлений от относительной разности радиусов желоба и поршня для трех различных нагрузок ( $R_c = R_p/2$ ,  $\theta = 15^\circ$ )

рамках исследования поставленного ранее вопроса выбора радиуса  $R_t$  во всем диапазоне его возможных значений. На рис. 4 представлены величины максимального контактного давления при различных значениях радиуса желоба  $R_t$ , полученные всеми тремя методами. На графике по оси абсцисс отложена безразмерная величина  $(R_t - R_p)/R_p \cdot 100\%$ , отражающая относительную разницу радиусов поршня и центральной части беговой дорожки в процентах. В области значений этой разности, где нарушается неравенство (7) и оценка Герца теряет свою справедливость, соответствующая кривая переходит из сплошной в прерывистую линию. При варьировании величины  $R_t$  остальные параметры профиля беговой дорожки не изменялись и были приняты следующими:  $R_c = R_p/2, \theta = \pi/2$ . Данные зависимости приведены для трех значений прижимающего усилия  $P = 50, 100$  и  $200$  кН.

Приведенные ниже на рис. 5 распределения контактных давлений на оси

$Ox$ , полученные полуаналитическим методом для значений  $R_t$ , равных  $0.8R_p, 0.9R_p, 1.0R_p, 1.1R_p$  и  $1.2R_p$ , в случае действия прижимающего усилия  $P = 100$  кН, объясняют характер исследуемой зависимости, отображенной на рис. 4. Видно, что по мере приближения радиуса желоба беговой дорожки к радиусу поршня ширина пятна контакта увеличивается, что является следствием уменьшения зазора между их поверхностями.

При этом распределение контактных давлений теряет герцевскую форму с выходом пятна контакта на скругления, когда разница между радиусами становится малой. В частности, при совпадающих  $R_p$  и  $R_t$ , для которых теория Герца предсказывает бесконечную

ширину зоны контакта, действительное распределение принимает вид, показанный на рис. 5 с двумя пиками давления в местах перехода желоба в скругление. При дальнейшем уменьшении радиуса  $R_t$  величина этих пиковых значений продолжает расти, а давление в центральной части дорожки уменьшается. В конечном итоге пятно контакта раздваивается. Происходит это во всех случаях, когда  $R_t < R_p$ , и первоначальный контакт поршня с беговой дорожкой осуществляется в

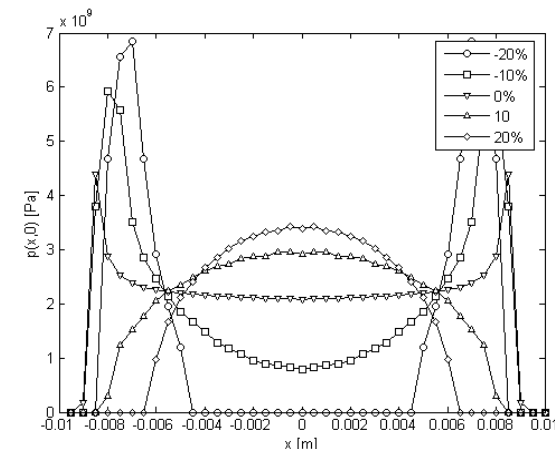


Рис. 5. Распределения контактных давлений на оси  $Ox$  для значений радиуса желоба, больших и меньших радиуса поршня

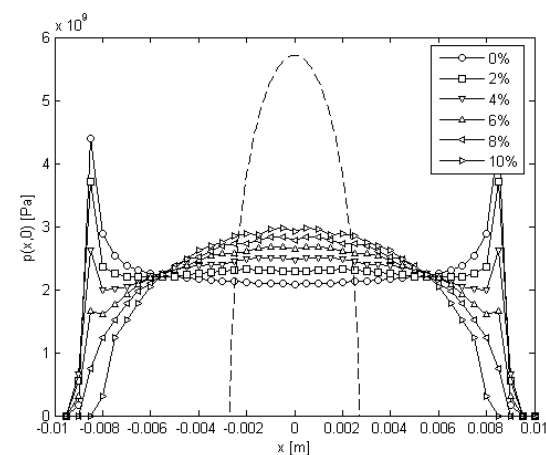


Рис. 6. Распределения контактных давлений на оси  $Ox$  при малых значениях разности радиусов желоба и поршня в сравнении с аналогичным распределением в случае статорного кольца с цилиндрической поверхностью

двух точках, а прижимающее усилие недостаточно велико. Использование профилей с такой конфигурацией контакта лишено смысла, поскольку оно приводит к излишней концентрации напряжений в сопряжении поршня со статором.

С другой стороны, придание профилю беговой дорожки статора ГОП в центральной ее части кривизн, предельно близких к кривизне поверхности поршня, представляется действенным способом понижения контактных давлений (см. рис. 4). При этом величина их концентрации на скруглениях при действии повышенных нагрузок является определяющей при выборе рациональных значений параметров профиля дорожки и, в частности, радиуса  $R_t$ .

На рис. 6 приведены распределения контактных давлений в сопряжении поршня со статорным кольцом, пребывающих под действием прижимающего усилия  $P = 100$  кН, для значений относительной разности радиусов  $R_t$  и  $R_p$ , изменяющихся в пределах от 0% до 10%. Видно, что с уменьшением этой разности максимум контактных давлений перемещается из центральной точки пятна контакта к его краям в район скруглений. Тем не менее, даже эта концентрация приводит к возникновению контактных давлений, меньших, чем те, которые имеют место при взаимодействии поршня со статором с цилиндрической внутренней поверхностью. На рис. 6 их распределение для заданного ранее значения  $P$  изображено прерывистой линией. Кроме того, эти пиковые значения контактного давления можно ограничить при известной величине максимального прижимающего усилия, действующего на поршень при работе передачи, соответствующим выбором радиуса желобка дорожки  $R_t$ , используя зависимости типа приведенных на рис. 4.

Полнее оговоренную ранее закономерность раскрывают картины распределений контактных давлений в плоскости  $Oxy$ , приведенные ниже на рис. 7 для набора выбранных значений  $R_t$ . Эта серия поверхностных распределений объединяет в себе результаты, представленные на рис. 5-6. Ее анализ позволяет определить характер зависимости формы пятна контакта от величины радиуса желобка беговой дорожки и подтверждает сделанные ранее выводы относительно пределов, в которых контакт поршня со статором остается герцевским, а также положения точек максимального контактного давления и его значения.

Влияние скруглений сказывается лишь тогда, когда вследствие малой разности между радиусами  $R_t$  и  $R_p$  зазор между поршнем и поверхностью беговой дорожки в направлении оси  $x$  становится настолько малым, что при заданном усилии  $P = 100$  кН, для которого отыскивались приведенные на рис. 7 распределения, длина вытянутой полуоси пятна контакта превосходит ширину центрального участка беговой дорожки. На рис. 4 верхней границе зоны таких значений относительной разности радиусов для различных значений прижимающих усилий соответствуют точки перехода линии герцевских оценок максимальных контактных давлений из сплошной в прерывистую. Там же видно, что даже в этой зоне для довольно широкого диапазона значений относительной разности радиусов кривая зависимости, предсказанная теори-

ей Герца, хорошо согласуется с более точными оценками, учитывающими реальную геометрию контактирующих тел. Для большого числа пограничных случаев наличие скруглений приводит лишь к малым отклонениям распределения контактного давления от герцевского (см. рис. 7). В остальных ситуациях форма пятна контакта существенно отличается от эллиптической.

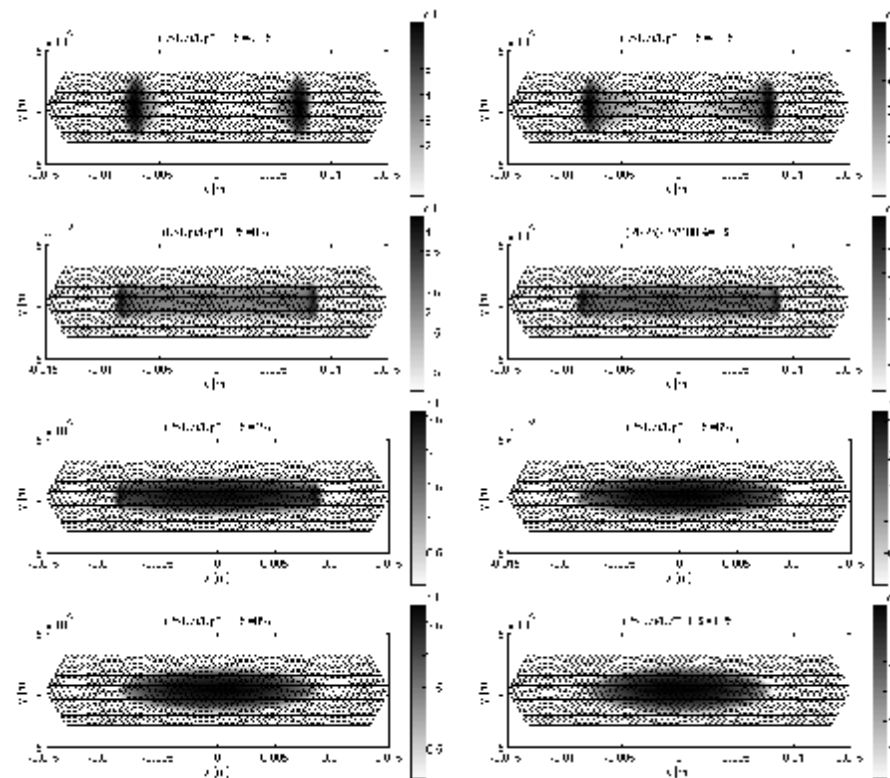


Рис.7. Поверхностные распределения контактных давлений при различных значениях разности радиусов желоба и поршня

Изменение формы контактной площадки с увеличением прижимающего усилия можно проследить на примере одного частного варианта профиля беговой дорожки с параметрами:  $R_t = 1,05 R_p$ ,  $R_c = R_p / 2$ ,  $\theta = \pi / 12$ . Распределение контактных давлений на оси  $Ox$  и в контактной плоскости, полученные полуаналитическим методом для значений нагрузки, действующей со стороны поршня на статор, равных 10 кН, 20 кН, 50 кН, 100 кН и 200 кН, приведены на рис. 8, 9. На рис. 8 прерывистыми линиями изображены распределения, предсказываемые для этих величин усилий теорией Герца. Они хорошо согласуются с кривыми, построенными с применением полуаналитического метода, при малых значениях  $P$ . Однако видно,

что с распространением контакта на скругления рассчитанные распределения все больше отклоняются от герцевских. Для проверки приведенных выше результатов, полученных исключительно полуаналитическим методом, производится конечно-элементное моделирование ограниченного набора вариантов ГОП с различными параметрами беговых дорожек.

Ниже представлены результаты расчетов, выполненных для уже рассмотренных вариантов профилей, у которых отличие радиуса желоба от радиуса поршня составляет 0 %, 5 % и 10 %. Для их получения была построена параметрическая КЭМ в САЕ-системе ANSYS Workbench со сгущением сетки в районе контакта (рис. 10). В силу наличия симметрии в системе поршень – статор моделировался лишь ее сегмент, ограниченный двумя плоскостями симметрии  $Oxz$  и  $Oyz$ . Размеры контактных элементов и элементов в зоне сгущения были выбраны такими же, что и размеры треугольной сетки, использованной при получении результатов, представленных на рис. 4-9.

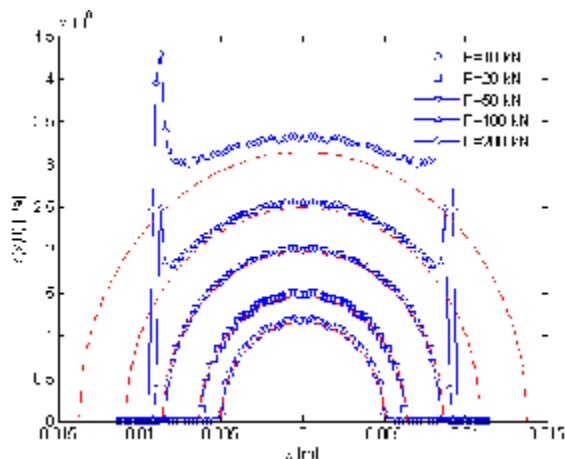


Рис.8. Распределения контактных давлений на оси  $Ox$  для различных прижимающих усилий на беговой дорожке с параметрами  $R_t = 1.05R_p$ ,  $R_c = 0.5R_p$ ,  $\theta = 15^\circ$

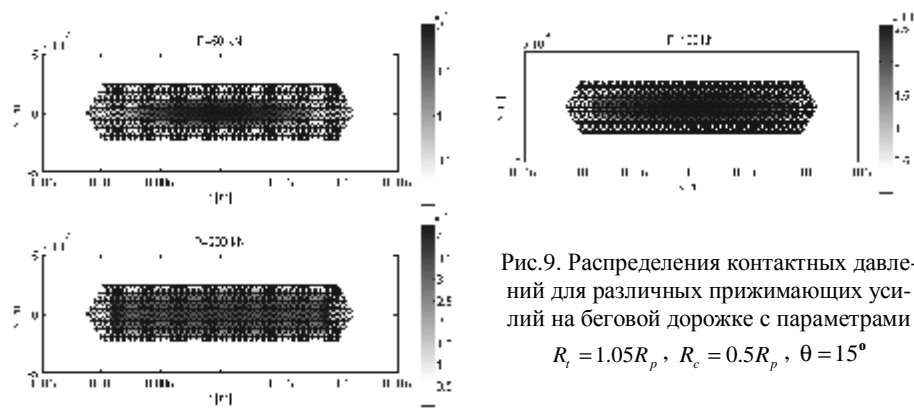


Рис.9. Распределения контактных давлений для различных прижимающих усилий на беговой дорожке с параметрами  $R_t = 1.05R_p$ ,  $R_c = 0.5R_p$ ,  $\theta = 15^\circ$

Ниже приводятся картины распределения контактных давлений при

действии прижимающих усилий 50 кН, 100 кН и 200 кН, полученных для профиля с радиусом центральной части, превышающим радиус поршня на 5% (рис. 11). Сравнение их с аналогичными распределениями, определенными полуаналитическим методом (см. рис. 9), показывает хорошее качественное и количественное совпадение результатов. На рис. 4

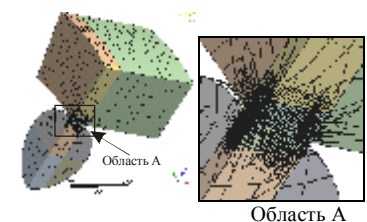


Рис.10. КЭМ модель сегмента системы „поршень – статор” со сгущением в районе контакта

представлены значения максимальных контактных давлений для всех трех рассматриваемых вариантов беговой дорожки, полученные с помощью данной параметрической КЭМ. Они также согласуются с кривыми зависимости значений максимального контактного давления от относительной разности радиусов желоба и поршня, рассчитанными с применением полуаналитического метода, что позволяет сделать вывод о его применимости для анализа контактного взаимодействия ГОП с беговыми дорожками рассмотренного типа. Построенная КЭМ служит не только для подтверждения результатов многовариантных расчетов, производимых другими методами, но и для проведения более полного анализа НДС полученных в ходе параметрического поиска вариантов конструкции. Здесь помимо контактных давлений интерес также представляют распределения напряжений и деформаций, а

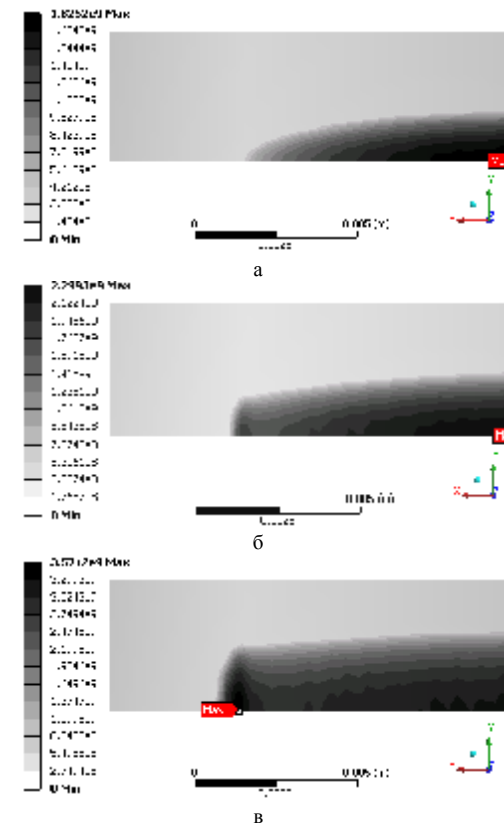


Рис.11. Распределения контактных давлений на беговой дорожке статора с радиусом желоба, на 5% превышающим радиус поршня, для значений прижимающего усилия 50 кН (а), 100 кН (б), 200 кН (в)



также их концентрация в зоне контакта (рис. 12).

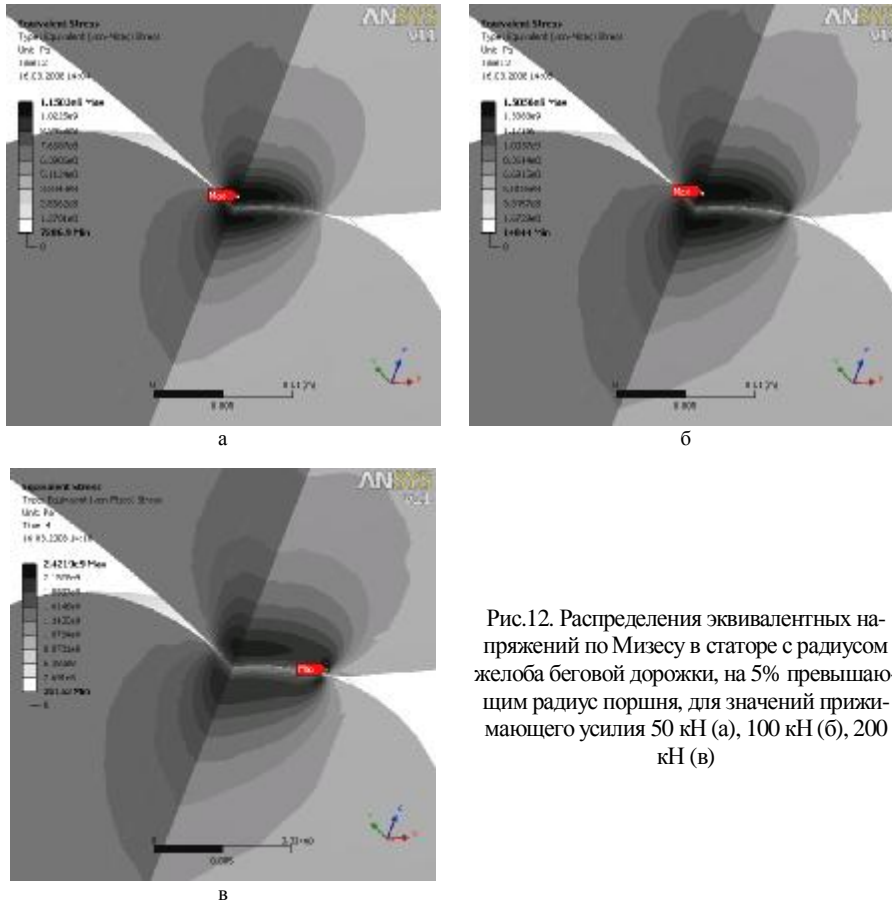


Рис.12. Распределения эквивалентных напряжений по Мизесу в статоре с радиусом желоба беговой дорожки, на 5% превышающим радиус поршня, для значений прижимающего усилия 50 кН (а), 100 кН (б), 200 кН (в)

**Заключение.** На примере частного класса профилей беговых дорожек было продемонстрировано применение предложенного подхода к синтезу и анализу механизмов с деталями сложной формы. В его рамках анализ контактного взаимодействия тел различной формы производится несколькими методами. Предварительное их сравнение на серии тестовых задач позволило выделить области и порядок их применения, что дает возможность в дальнейшем обоснованно использовать их как инструмент анализа, встроенный в общий исследовательский цикл при проектировании ГОП с повышенной нагрузочной способностью и долговечностью их подвижных элементов, таких как поршни гидронасоса и гидромотора. Вместе с этим рассмотрен ряд частных вопросов выбора параметров беговых дорожек ГОП и, в частности, зави-

симости величины концентрации контактных давлений на ее скруглениях при действии повышенных нагрузок в системе „поршень – статор”.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что предложенный подход дает возможность эффективно проводить анализ контактного взаимодействия элементов радиальных гидрообъемных передач и может быть реализован при создании специализированной системы проектирования этого класса устройств. При этом предпочтительным является использование многоуровневых моделей всех трех рассмотренных типов с учетом ограничений, определенных в работе. Можно заключить, что предложенная ранее [1,2] технология совместного применения метода Герца, полуаналитических решений и метода конечных элементов является достаточно универсальной и гибкой для анализа контактного взаимодействия сложнопрофильных тел, в частности, элементов гидропередач при проведении многовариантных исследований напряженно-деформированного состояния.

**Список литературы:** 1. *Ткачук Н.Н.* Оценка контактных напряжений в сопряжении сложнопрофильных деталей // Вестник НТУ “ХПИ”. Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2006. – Вып. 24. – С.138-152. 2. *Ткачук Н.Н.* Особенности построения дискретных моделей тел с кинематически генерируемыми поверхностями // Вестник НТУ “ХПИ”. Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2006. – Вып. 33. – С.133-152. 3. *Аврунин Г.А., Кабаненко И.В., Хавиль В.В., Истратов А.В., Богачев С.В., Лизунов К.М.* Объемная гидропередача с шариковыми поршнями ГОП-900: характеристики и технический уровень // Механіка та машинобудування. – 2004. – №1. – С.14-21. 4. *Hertz H.* Über die Berührung fester elastischer Körper // J. Reine Angew. Math. – 1881. – Vol. 92. – S. 156-171. 5. *Li J., Berger E.J.* A boussinesq-cerruti solution set for constant and linear distribution of normal and tangential load over a triangular area // J. Elast. – 2001. – Iss. 63. – pp. 137-151. 6. *Li J., Berger E.J.* A semi-analytical approach to three-dimensional normal contact problems with friction // Comp. Mech. – Iss. 30. – 2003. – PP. 310-322. 7. *Джонсон К.* Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с.

Поступила в редколлегию 17.03.08

УДК 539.3:621.01

**А.Д. ЧЕПУРНОЙ**, докт. техн. наук, председатель правления – директор ОАО „Головной специализированный конструкторско-технологический институт”, г. Мариуполь, **Т.В. ПОЛИЩУК**, зам. генерального директора ОАО „Азовобщемаш”, г. Мариуполь, **Н.А. ТКАЧУК**, докт. техн. наук, зав. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”

### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМА НАКЛОНА ПЛАВИЛЬНОЙ ПЕЧИ

У статті представлені загальні теоретичні основи для розв’язання задачі оптимального проектування механізму нахилу плавильної печі. Задача передбачає розгляд комплексу критеріїв та обмежень, аналіз процесів та станів, визначення значущих факторів, формування простору узагальнених параметрів. Запропоновано узагальнений багатоступінний алгоритм визначення раціональних конструктивних схем, структури силових елементів та їхніх параметрів.

In the article general theoretical bases are presented for the solution of optimum design task of mechanism of smelter's tilting gear. The task foresees consideration of complex of criteria and limitations, analysis of processes and states of determination of meaningful factors of forming of space of the generalized parameters. The generalized multistage algorithm of determination of rational structural charts, structure of power elements and their parameters are offered.

**Введение.** При проектировании механизма наклона плавильной печи (МНПП) [1-4] возникает многокритериальная задача обоснования структуры самого механизма, его основных параметров, а также конструктивных схем и параметров силовых элементов конструкций. Проектируемая электроплавильная печь предназначена для функционирования в составе линии непрерывного литья и проката заготовок в ЗАО „АзовЭлектроСталь”. Сам характер работы линии формирует особые требования как к техническим характеристикам печи, так и к надежности ее работы, к долговечности и ресурсу наиболее нагруженных и ответственных элементов конструкции. Условия многофункционального сопряжения печи с другими элементами линии формируют определенные требования в виде выполнения некоторых равенств, сформированных относительно характеристик состояния (в основном – кинематические характеристики, определяющие углы слива шлака и металла, а также ход силового цилиндра механизма наклона плавильной печи, длина катания опор печи и т.д.). Требования по производительности печи порождают условия относительно предельных силовых факторов в сопряжениях элементов печи (усилия в шарнирах от совместного воздействия веса металлоконструкции печи, теплозащиты и расплавленного металла, по-разному распределенные в определенных моменты циклограммы работы печи). Механические характеристики материалов создают множество ограничений на величины напряжений в металлоконструкции МНПП и контактных давлений в сопряжениях цилиндрических составляющих коромысел с опорными поверхностями. Соответственно, естественное требование минимальной металлоемкости и стоимости печи формулируется в задачу минимизации массы или стоимости изготовления механизма наклона плавильной печи.

Все описанные критерии и ограничения записываются совместно с операторным представлением физико-механических процессов и состояний. При этом учитывается то или иное число факторов, определяющее, в основном, подходы к решению получаемых задач. Отмеченные особенности возникающей задачи оптимального проектирования механизма наклона плавильной печи формируют достаточно сложную проблему формализации всех критериев, ограничений, моделей, методов и алгоритмов, которые в совокупности составляют теоретическую основу решения актуальной и важной задачи обоснования проектных параметров и конструктивных схем МНПП. Разработка общих подходов к решению этой задачи и является целью данной статьи.

**Постановка задачи.** При решении такой сложной задачи, как оптимальный синтез механизма наклона плавильной печи с учетом большого комплекса критериев, ограничений, факторов и процессов необходимо привлекать общие системные подходы [5]. В то же время эти подходы в данном случае недостаточно применить только к анализу и синтезу самой конструкции.

Предлагается в расширение традиционного системного подхода рассмотреть с этих позиций все компоненты решаемой задачи: пространство кинематических схем механизма  $K$ ; систему нагрузок в сопряжениях элементов механизма наклона плавильной печи  $Q$ ; пространство конструктивных схем  $S$  и обобщенных параметров  $P$ ; множество перемещений элементов МНПП как твердого тела  $W$  и упругих перемещений элементов конструкции  $U$ ; массив внешних нагрузок  $f$ ; множество технических характеристик  $T$  и характеристик состояния  $H$ ; множество критериев  $I$  и ограничений  $G$ ; совокупность операторов  $L$ , описывающих физико-механические процессы, протекающие в процессе эксплуатации плавильной печи.

Ставится задача определения таких оптимальных  $K^*, S^*, P^*$ , которые удовлетворяют следующим соотношениям:

$$I(K^*, S^*, P^*) \rightarrow \min; \quad (1) \quad G(H) \geq 0; \quad (2)$$

$$T \geq \tilde{T}; \quad (3) \quad L(U, W, S, P, f, t) = 0, \quad (4)$$

где  $\tilde{T}$  – заданные техническим заданием нижние уровни технических характеристик;  $t$  – время.

**Методы и подходы к решению задачи.** Формально соотношения (1)-(4) представляют собой задачу нелинейного программирования [6, 7], для решения которой в общем виде произвольной структуры  $I, H, L$  не существует универсальных методов решения. Однако в данном конкретном случае, применяя расширенный системный подход, задачу можно декомпозировать на локальные подзадачи и подсистемы, связанные общим подходом к решению глобальной задачи для всей системы. Предлагается несколько срезов, в которых можно рассматривать задачу (1)-(4).

**Срез 1. Разделение процессов и состояний.** Рассматриваемый объект с точки зрения описания физико-механических процессов допускает разделение на следующие процессы и состояния:

$$L_1(W, S, K, P, t) = 0; \quad (5) \quad L_2(Q, W, S, K, P, f) = 0; \quad (6)$$

$$L_3(U, W, Q, S, P, f) = 0. \quad (7)$$

В результате вместо единого оператора  $L$  можно рассматривать совокупность операторов:  $L_1$  описывает кинематику механизма при заданной его структуре  $S$  и обобщенных параметрах  $P$  [8]; оператор силового анализа  $L_2$  описывает уравнения статического равновесия системы в различные моменты, соответствующие различным  $W$  [9], и оператор напряженно-деформированного состояния  $L_3$  описывает распределение упругих перемещений  $U$  и напряжений  $\sigma(U)$  в элементах металлоконструкций [10]. Здесь в уравнениях (5)-(7)  $S, P, f$  считаются заданными. В (5)  $W$  является искомым,

а в (6), (7) – параметром. В (6) искомым является распределение усилий  $Q$ , а в (7) они служат параметром. Также в (7) искомыми выступают распределения упругих перемещений элементов исследуемой конструкции.

Важно отметить два существенных обстоятельства.

1. Естественно, что в общем случае во всех операторах  $L_1, L_2, L_3$  необходимо рассматривать  $U, W, Q$  в качестве наборов переменных состояний:

$$\tilde{L}_i(W, U, Q, S, P, t) = 0, i = 1, 2, 3; \quad (8)$$

однако в силу слабого влияния отдельных переменных представляется возможным редуцировать операторы (8) к виду (5)-(7).

2. Несмотря на использование отмеченной выше операции редуцирования, система уравнений (5)-(7) оказывается связанной и по параметрам, и по переменным состояниям (хотя по последним – только в направлении

$$L_1 \rightarrow L_2 \rightarrow L_3). \quad (9)$$

Таким образом, рассматривая срез процессов и состояний, удалось развести задачи анализа, представив задачу (4) в виде линейной последовательности задач (9). Прямым обобщением такого подхода является организация итерационного процесса уточнения переменных состояний в ходе заикливания  $L_3 \rightarrow L_1$  и установления критерия окончания итераций, однако, учитывая, что упругие перемещения вследствие деформации конструкции механизма наклона плавильной печи намного меньше его перемещений как твердого тела, в первом приближении представляется достаточно обоснованным ограничиться однократной цепочкой (9).

**Срез 2. Срез критериев и ограничений.** Любая оптимизационная задача содержит в том или ином виде один или несколько критериев (1) для поиска оптимального или рационального варианта конструкции. Соответственно множество допустимых  $S, K, P$ , в пространстве которых осуществляется поиск, задается ограничениями (2), (3). При задании нескольких критериев один из путей сведения задачи к классической является формирование путем свертки в сумму с соответствующими весовыми коэффициентами  $\alpha_i$  комплексного функционала качества  $I$  проектируемой конструкции. В данном случае, когда речь идет о проектировании механизма наклона плавильной печи,

$$I = \sum \alpha_i I_i \quad (10)$$

может содержать слагаемые  $I_i$ , соответствующие массе МНПП, стоимости, техническим характеристикам и т.д.

В качестве ограничений выступают: требования соответствия кинематики процесса наклона плавильной печи ограничениям, заданным техническим заданием; ограничения на величины усилий  $Q$  в сопряжениях МНПП между

собой и с другими элементами печи; прочностные и жесткостные ограничения и т.д. В общем случае  $I, G, T$  в (1)-(3) являются зависимыми от  $H(U, W), S, K, P$ . В результате и ограничения, и критерии могут иметь достаточно сложную зависимость от параметров и характеристик. В целях их упрощения предполагается рассматривать только критериальные и ограничительные зависимости следующих типов:

$$I(S, K, P); G(H(U, W, Q)); T(U, W). \quad (11)$$

В зависимостях (11) аргументы являются различными, и, что видно, на текущем этапе решения элементы внутри каждого комплекта аргументов предполагаются независимыми. В связи с этим удается разделить процессы построения  $I, G, T$ , что существенно упрощает процедуру решения, а, кроме того, независимость аргументов в (11) дает возможность использовать их в качестве текущего псевдобазиса при организации процедур варьирования аргументов.

**Срез 3. Срез кинематических  $K$  и конструктивных схем  $S$  и обобщенных параметров  $P$ .** Описание кинематической схемы механизма  $K$  является основным из первичных исходных данных, определяющих последующие этапы решения общей задачи проектирования механизма наклона плавильной печи. Естественно, что для выполнения функционального назначения проектируемого механизма можно предположить несколько вариантов кинематической схемы. Попадая первоначально в уравнение (5), она влияет на решение всех последующих задач анализа и синтеза, даже если не фигурирует в них явно, поскольку определяет „скелет” конструкции. Конструктивное решение  $S$ , в свою очередь, является определяющим с точки зрения геометрии отдельных конструктивных элементов проектируемого объекта, а параметры  $P$  конкретизируют все их размеры и сопряжения.

**Срез 4. Срез технических характеристик и характеристик состояний.** Решение задачи анализа (4) (или совокупности задач (5)-(7)) дает возможность напрямую или опосредованно определить технические характеристики и характеристики состояния  $H$ . При этом в качестве аргументов при их вычислении фигурируют и переменные состояния, и кинематические схемы, и структуры, и обобщенные параметры. Далее в зависимости от типа характеристики требуется либо ее минимизация (максимизация), и тогда данная характеристика с соответствующим весовым коэффициентом записывается в комплексный функционал качества (10), либо требуется выполнение некоторого ограничительного условия – и тогда эта характеристика переносится в множество ограничений (2) или (3). Соответственно, можно выделить характеристики, которые зависят напрямую только от переменных состояний или только от параметров, структур, схем механизма и т.д. Например, одной из характеристик состояния для проектируемого механизма наклона плавильной печи являются максимальные эквивалентные напряжения в металлоконструкции, которые напрямую

зависят от упругих перемещений точек МНПП:  $\sigma_s = \sigma(U)$ . С другой стороны, объем рабочего пространства печи напрямую зависит от варианта конструктивного решения, геометрической формы и ее размеров:  $V = V(S, P)$ . Следует отметить, что опосредованно при этом в общем случае сохраняется зависимость этих характеристик от множества аргументов, однако на отдельном текущем этапе итерационного процесса уточнения проекта можно полагать эту зависимость упрощенной – от одного аргумента.

**Срез 5. Срез моделей разного уровня сложности.** При моделировании физико-механических процессов в сложных объектах возникает дополнительная проблема обоснования баланса точности и сложности их численных моделей. Кроме того, что требуется моделирование различных физико-механических процессов, его к тому же необходимо проводить на множестве взаимосвязанных моделей различного уровня сложности и точности. Например, анализ кинематического процесса и силовой расчет можно проводить на упрощенных аналитических моделях или на моделях, создаваемых в системах типа CosmosMotion, MSC.ADAMS. Напряженно-деформированное состояние металлоконструкции можно исследовать на основе полуаналитических стержневых моделей или при помощи конечно-элементных моделей, созданных в программных комплексах ANSYS, NASTRAN. Контактные давления в сопряжении механизма наклона плавильной печи с опорными площадками есть возможность рассчитывать в первом приближении по соотношениям Герца на основе полуаналитического метода, основанного на решении задачи воздействия точно приложенной силы к полупространству, а также с помощью полных 3D конечно-элементных моделей в среде компьютерных систем типа Cosmos/M, ANSYS.

Описанное выше разделение моделей по уровню сложности при исследовании сложных объектов само собой разумеется. Однако обычно при этом теряется информационная связь этих моделей, причем как „по горизонтали” (между моделями различных физико-механических процессов), так и „по вертикали” (между моделями различного уровня сложности). Единственная односторонняя связь обычно присутствует только на уровне сравнения результатов расчетов.

Для устранения отмеченного недостатка предлагается использование подхода на основе теории обобщенного параметрического описания сложных механических систем [11, 12], который представляет инструмент единого моделирования разнородных моделей исследуемых объектов разного уровня сложности. При этом формализация описания объекта выносится за рамки отдельных модулей, соответствующих различным моделям, в отдельный блок моделирования, а уже в этом блоке организовывается непротиворечивое, бесконфликтное вариативное изменение обобщенных параметров. При этом организовывается серия „обратных связей” между модулями через отдельный блок обобщенного моделирования посредством представления их в виде „вход – выход”, показанных на рисунке.

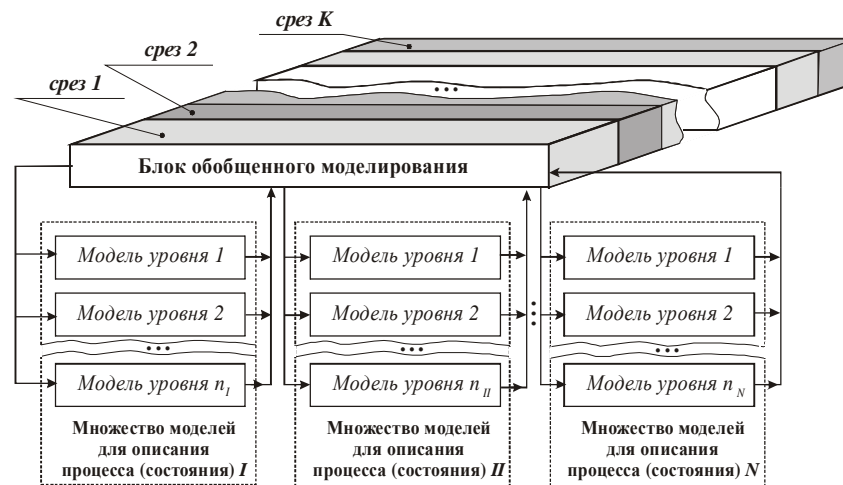


Рис. Организация обмена информацией между отдельными модулями на основе теории обобщенного параметрического описания объекта

**Заключение.** Приведенная на рисунке схема организация обмена информацией имеет неоспоримые преимущества:

- дает возможность организации вариативного исследования объекта организацией системы „обратных связей”;
- обладает возможностью интеграции моделей для описания разнородных физико-механических процессов (состояний), причем в модели могут быть объединены подмодели различного уровня (например, 1–I, 3–II, L – N);
- комплексная обобщенная модель может исследоваться как полностью, так и по отдельным срезам или их наборам.

Предложенная технология, таким образом, является эффективным инструментом решения задач анализа и синтеза сложных объектов, в т.ч. механизма наклона плавильной печи. Реализация описанной технологии на примере оптимального ее проектирования МНПП является направлением дальнейших исследований.

**Список литературы:** 1. Полищук Т.В., Пеклич М.М., Ткачук Н.Н. Кинематический и силовой расчет механизма наклона плавильной печи // Механіка та машинобудування. – 2007. – №1. – С.100-106. 2. Полищук Т.В., Ткачук Н.Н. К вопросу о кинематическом и силовом анализе механизма наклона плавильной печи // Вісник НТУ „ХПІ”. Тем. вип.: „Машинознавство та САПР”. – 2007– № 29. – С.122-131. 3. Полищук Т.В. Оптимальное проектирование механизма наклона плавильной печи: модели для анализа напряженно-деформированного состояния // Вісник НТУ „ХПІ”. Тем. вип.: „Динаміка та міцність машин”. – 2007. – № 38. – С.129-134. 4. Полищук Т.В. Модельная задача об изгибе коромысла механизма наклона плавильной печи // Вісник НТУ „ХПІ”. Тем. вип.: „Машинознавство та САПР”. – 2008. – №2. – С.125-144. 5. Дмитрих Я. Проектирование и конструирование: Системный подход. – М.: Мир, 1981. – 456 с. 6. Сеа Ж. Оптимизация. Теория и алгоритмы. – М.: Мир, 1973. – 244 с. 7. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. – М.: Мир, 1975.

– 534 с. **8.** Артоболевский И.И. Теория механизмов. – М.: Наука, 1965. – 776 с. **9.** Лурье А.И. Аналитическая механика. – М.: ГИФМЛ, 1961. – 824 с. **10.** Лурье А.И. Теория упругости. – М.: Наука, 1970. – 940 с. **11.** Ткачук Н.А., Бруль С.Т., Малакей А.Н., Гриценко Г.Д., Орлов Е.А. Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения // Механика та машинобудування. – 2005. – № 1. – С.184-194. **12.** Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н. Конечные-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // Механика та машинобудування. – 2006. – №1. – С.57-79.

Поступила в редколлегию 21.02.08

УДК 621.863

**Н.М. ФІДРОВСЬКА**, канд. техн. наук, Українська інженерно-педагогічна академія, м. Харків

### ВІСІНЕСИМЕТРИЧНИЙ СТИСК ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОБОЛОНКИ

У статті вирішується задача визначення прогину стінки циліндричної оболонки канатного барабана, який навантажений асиметрично, з використанням рівняння Ейлера для варіаційної задачі.

In article one should solve the problem of cylindrical casings walls sag of roped drum which is occupied with asymmetrical load using equation of Eelier for variated task.

**Постановка проблеми.** Оболонка канатного барабану у більшості випадків є циліндричною. Дія канату, який намотується на барабан, зумовлює зовнішній тиск. Міцність оболонки і її геометричні розміри повністю зумовлено величиною цього тиску.

**Аналіз попередніх досліджень.** У багатьох авторів [1-3] цей тиск приймався постійним і задача таким чином розглядалася як вісисиметрична.

Але якщо врахувати наявність сил тертя між канатом і барабаном [4], то тиск буде змінюватись в залежності:

$$P = P_0 e^{-k \frac{l-x}{h} 2p}, \quad (1)$$

де  $P_0$  – максимальний тиск, який має місце в точці сходу каната з барабана;  $m$  – коефіцієнт тертя між канатом і барабаном;  $k$  – коефіцієнт, який враховує геометричні та пружні властивості канату та барабану;  $l$  – довжина навивки;  $h$  – крок навивки.

Проведені експерименти різних авторів [5], [6] також підтверджують змінність тиску при навивці каната на барабан.

Поперечний згин циліндричної оболонки є досить складною задачею і розглядався багатьма авторами [7], [8], які для її розв'язання застосовували

деякі спрощення, наприклад, такі як:

- 1) оболонка в колітовому напрямку нерозтяжна;
- 2) в серединній поверхні тонкостінної конструкції здвиги відсутні.

**Формулювання цілей і матеріал досліджень.** Представимо радіальні переміщення циліндричної оболонки у вигляді функції:

$$w = f(x) \cos nj, \quad (2)$$

де  $f(x)$  – статично невизначена функція, яка змінюється впродовж осі;  $j$  – кут, який відраховується від вертикальної осі  $y$  (рис. 1);  $n = 2, 3, 4$  – числа натурального ряду.

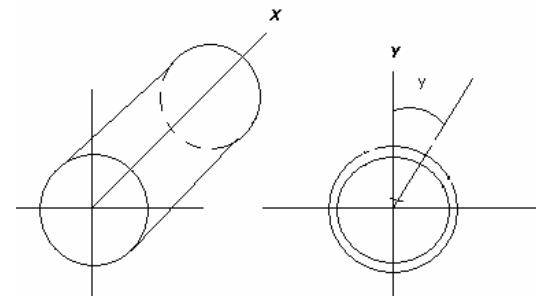


Рис.1. Розрахункова схема

Вираз для потенційної енергії  $\Gamma$  на одиницю довжини оболонки буде мати вигляд:

$$\Gamma = \int \left[ \frac{1}{2} m_\varphi \cdot x_\varphi + \frac{1}{2} m_{x\partial\partial} \cdot x_x + m_{x\varphi\partial\partial} \cdot x_x + \frac{\delta}{2} G_{x\partial\partial} \cdot \varepsilon_\varphi - m_{\varphi 0} \cdot x_\varphi \right] R \cdot d \cdot \varphi, \quad (3)$$

де  $m_j = D(x_j + hx_x)$  – загальні згинні моменти;  $D = \frac{Ed^3}{12(1-h)}$  – згибна жор-

сткість;  $E$  – модуль жорсткості;  $d$  – товщина оболонки;  $h$  – коефіцієнт Пуас-

сона;  $x_j = -\frac{1}{R^2} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial j^2} + w \right)$  – кривизна серединної поверхні в колітовому на-

прямку;  $R$  – радіус серединної поверхні оболонки;  $x_x = -\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}$  – кривизна

серединної поверхні оболонки в напрямку твірної;  $m_{x\partial\partial} = D(x_x + hx_x)$  –

додаткові подовжні згинні моменти;  $m_{xj\partial\partial} = m_{j\partial\partial} = D(1-h)x_{xj}$  – додатко-

ві крутні моменти окремих елементів оболонки;  $x_{xj} = \frac{1}{R} \left( \frac{\partial V_n}{\partial x} - \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial j} \right)$  – відносний кут закручування елементів;  $V$  – колові переміщення;  $G_{x\theta\theta} = E \frac{\partial U}{\partial x}$  – додаткові нормальні напруження;  $U$  – подовжні переміщення;  $e_x$  – відносна деформація вподовж твірної;  $G_j$  – кільцеві нормальні напруження

$$G_j = \frac{R}{d} \left( \frac{\partial Q_{x\theta\theta}}{\partial x} + \frac{\partial Q_j}{Rdj} \right) + \frac{pR}{d};$$

$Q_{\theta\theta}$  і  $Q_j$  – поперечні сили

$$Q_{x\theta\theta} = \frac{\partial m_{x\theta\theta}}{\partial x} + \frac{\partial m_{j\theta\theta}}{Rdj}, \quad Q_j = \frac{\partial m_j}{Rdj} + \frac{\partial m_{xj\theta\theta}}{\partial x};$$

$e_j = \frac{G_j}{E} - m \frac{G_{x\theta\theta}}{E}$  – відносна деформація в коловому напрямку;

$m_j x_j = p w$  – потенціал зовнішніх сил.

На основі гіпотези про нерозтяжність кілець відносні деформації в коловому напрямку:

$$e_j = \frac{w}{R} + \frac{1}{R} \frac{\partial V}{\partial U} = 0.$$

Звідки знаходимо:

$$V = -\frac{1}{n} f(x) \sin nj.$$

Використовуючи друге припущення, а саме про відсутність зсуву середньої поверхні, отримаємо:

$$\frac{\partial U}{Rdj} + \frac{\partial V}{\partial x} = 0, \quad U = -\frac{R}{n^2} \frac{\partial f(x)}{\partial x} \cos nj.$$

Підставляючи всі ці вирази у рівняння (3), отримаємо:

$$\Gamma = \int \frac{D}{2} \left\{ \left( 1 + \frac{E\delta R^2}{D} \right) \left( \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} \right)^2 \cos^2 n\varphi - \frac{2n}{R^2} \left( n^2 + \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} f(x) \right) \cos^2 n\varphi + \frac{2}{R^2} \frac{(n^2-1)}{n^2} \left( \frac{\partial f}{\partial x} \right)^2 \sin^2 n\varphi + \frac{1}{R^4} f^2(x) (n^2-1)^2 \cos n\varphi - \frac{T_0 e^{-km \frac{l-x}{k}}}{D} f(x) \cos n\varphi \right\} R d\varphi. \quad (4)$$

Для вирахування інтеграла  $\int \cos nj dj$  розглядаємо  $\cos nj$  в ряд:

$$\cos nj = 1 - \frac{4 \left( \frac{n}{2} \right)^2}{2!} \sin^2 j + \frac{4 \left( \frac{n}{2} \right)^2 \left[ 4 \left( \frac{n}{2} \right)^2 - 4 \right]}{4!} \sin^4 j - \frac{4 \left( \frac{n}{2} \right)^2 \left[ 4 \left( \frac{n}{2} \right)^2 - 4 \right] \left[ 4 \left( \frac{n}{2} \right)^2 - 4^2 \right]}{6!} \sin^6 j + \dots$$

Крім цього, замінимо  $\sin^2 j$  і  $\sin^4 j$  виразами:

$$\sin^2 j = \frac{1}{2} (-\cos 2j + 1); \quad \sin^4 j = \frac{1}{8} (\cos 4j - 4 \cos 2j + 3).$$

Тоді отримаємо:

$$\int \cos n\varphi d\varphi = \int d\varphi - \frac{1}{2} \int \frac{n^2}{2} - d\varphi + \frac{3}{8} \int \frac{n^2(n^2-4)}{24} d\varphi = 2\pi \left[ 1 - \frac{n^2}{4} \left( 1 - \frac{n^2-4}{16} \right) \right].$$

Вираз (4) буде мати вигляд:

$$\Gamma = \frac{Dp}{2} \left\{ R \left( 1 + \frac{EdR^3}{Dn^2} \right) \left( \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} \right)^2 - \frac{2n(n^2-1)}{R} \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} f(x) + \frac{2(n^2-1)}{Rn^2} \left( \frac{\partial f}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{R^3} (n^2-1)^2 f^2(x) - 2 \left[ 1 - \frac{n^2}{4} \left( 1 - \frac{n^2-4}{16} \right) \right] \frac{T_0 R e^{-km \frac{l-x}{k}}}{D} f(x) \right\}. \quad (5)$$

Запишемо рівняння Ейлера для варіаційної задачі:

$$\frac{\partial \tilde{A}}{\partial f(x)} - \frac{d}{dx} \left( \frac{\partial \tilde{A}}{\partial f'(x)} \right) + \frac{d^2}{dx^2} \left( \frac{\partial \tilde{A}}{\partial f''(x)} \right) = 0.$$

Для нашого випадку отримаємо

$$R \left( 1 + \frac{EdR^2}{Dn^2} \right) \frac{\partial^4 f}{\partial x^4} - \frac{2(n^2-1)}{R} \left( n - \frac{1}{n^2} \right) \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} + \frac{1}{R^3} (n^2-1)^2 f(x) - \frac{T_0}{D} \left[ 1 - \frac{n^2}{4} \left( 1 - \frac{n^2-4}{16} \right) \right] e^{-km \frac{l-x}{n} 2p} = 0. \quad (6)$$

Одержуємо диференціальне рівняння IV-ого ступеню, яке можна записати у вигляді:

$$\frac{\partial^4 f}{\partial x^4} - a_1 \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} + a_2 f = a_3 e^{km \frac{l-x}{n} 2p}, \quad (7)$$

де

$$a_1 = \frac{2(n^2-1) \left( n - \frac{1}{n^2} \right)}{R^2 \left( 1 + \frac{EdR^2}{Dn^2} \right)}, \quad a_2 = \frac{(n^2-1)^2}{R^4 \left( 1 + \frac{EdR^2}{Dn^2} \right)},$$

$$a_3 = \frac{T_0 \left[ 1 - \frac{n^2}{4} \left( 1 - \frac{n^2-4}{16} \right) \right]}{RD \left( 1 + \frac{EdR^2}{Dn^2} \right)}.$$

Загальне рішення рівняння (7) в даному випадку буде мати вигляд:

$$f(x) = e^{\sqrt{\frac{a_1}{2}}x} \left( c_1 \cos \sqrt{\frac{a_1}{4} - a_2}x + c_2 \sin \sqrt{\frac{a_1}{4} - a_2}x \right) + A_1 e^{-km \frac{l-x}{n} 2p} - c_5, \quad (8)$$

де

$$A_1 = \frac{a_3}{\frac{k^4 m^4}{n^4} 16p^4 - a_1 \frac{k^2 m^2}{n^2} 4p^2 + a_2},$$

$$c_1 = c_2 = c_3 = c_4 = 0, \quad c_5 = -a_1 e^{-km \frac{l-x}{n} 2p}.$$

Таким чином, функція прогину буде мати вигляд:

$$f(x) = A_1 e^{-km \frac{l-x}{n} 2p} + c_5 = A_1 e^{-km \frac{l-x}{n} 2p} \left( e^{km \frac{l-x}{n} 2p} - 1 \right). \quad (9)$$

**Висновки.** Отримане рішення дає змогу визначення напруження в оболонці відповідно до її геометричних розмірів, пружних властивостей та закону навантаження.

**Список літератури.** 1. Александров М.П. Грузоподъемные машины. – М.: Изд-во МГТУ, 2000. – 552 с. 2. Абрамович И.И. и др. Грузоподъемные краны промышленных предприятий. – М.: Машиностроение, 1989. – 360 с. 3. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. – М.: Машиностроение, 1989. – 563 с. 4. Фидоровская Н.Н. Влияние трения на натяжение каната, навиваемого на барабан // Збірник наукових праць УДАЗТ. – Вип. 58. – Харків, 2004 – С.116-121. 5. Артеменко Н.П. Напряжение в стенке кранового барабана. Дисс. ... канд. техн. наук. / ХММИ, 1947. – 91 с. 6. Морозов Б.А. Исследование прочности барабанов грузоподъемных машин. – ЦНИИТМАШ, кн. 27, 1949. – С.42-51. 7. Канн С.Н. Строительная механика оболочек. – М.: Машиностроение, 1966. – 508 с. 8. Доннелл Л.Г. Балки, пластины и оболочки. – М.: Наука, 1982 – 31с.

Поступила в редколлегию 02.03.08

Обл. вид. № 86-08.

Підп. до друку 08.05.2008 р. Формат 60x90/16. Папір офісний.  
Віддруковано на ризографі. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк.8,1.  
Обл.-вид. арк.9,6. Тираж 300 прим. Зам. № 165.

Надруковано СПД ФО Ізрайлев Є.М.  
Свідоцтво № 04058841Ф0050331 від 21.03.2001 р.  
61024, Харків, вул. Гуданова, 4/10.

СОДЕРЖАНИЕ

<b>О.В. АКИМОВ, В.А. СОЛОШЕНКО, А.П. МАРЧЕНКО, В.А. ПЕТРОСЯНЦ</b> Применение методов компьютерно-интегрированного ресурсного проектирования к литым деталям ДВС по критерию эксплуатационных характеристик на примере колеса турбины турбокомпрессора.....	3
<b>И.В.АРТЕМОВ</b> Особенности работы машины срезки излишек смеси в составе автоматизированной формовочной линии крупного вагонного литья.....	16
<b>О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК</b> Моделирование напряжений в шейном отделе позвоночника с ортезом.....	22
<b>А.В. ГРАБОВСКИЙ, Е.Н. БАРЧАН</b> Исследование динамического поведения и напряженно-деформированного состояния в элементах выбивной машины при динамических быстроизменяющихся процессах.....	29
<b>Ю.Б. ГУСЕВ</b> Проблема обеспечения долговечности, работоспособности и нагрузочной способности мостовых перегружателей.....	35
<b>Ю.Б. ГУСЕВ, А.Ю.ТАНЧЕНКО</b> К вопросу об оптимальном синтезе элементов мостовых перегружателей.....	43
<b>В.В. ДИОРДИЙЧУК</b> Страхочное приспособление для аппарата электрошлаковой сварки, применяемого в машиностроении .....	67
<b>Е.И. ЗИНЧЕНКО, Г.А. КРОТЕНКО, И.Я. ХРАМЦОВА</b> Проблемы синтеза механизмов.....	73
<b>А.А. ЗОЛОЧЕВСКИЙ, Г.В. ГОНЧАРОВА, Ю.А. БОРОДЕНКО, Ю.С. КОЗЬМИН</b> Моделирование деградации сцинтилляционных детекторов.....	79
<b>А.А. ЗОЛОЧЕВСКИЙ, Г.В. ГОНЧАРОВА, А.И. МИНКО, И.В. ШАЛАШОВА</b> Моделирование диффузионных напряжений, наведенных психоактивными веществами, в кровеносных сосудах биомеханической системы.....	90
<b>С.Н. КАВЕЦКИЙ, Т.В. ГЕРЕШ</b> Синтез планетарных механизмов АА и II со связанными и несвязанными колесами с учетом углов зацепления.....	98
<b>Т.В. ПОЛИЩУК</b> Напряженно-деформированное состояние макета механизма наклона плавильной печи: модели, алгоритмы, результаты.....	103
<b>А.А. СВЯТУХА, О.С. ПОДОЛЯК</b> Сборка шатунно-поршневой группы двигателей внутреннего сгорания.....	115
<b>А.Н. ТКАЧУК</b> Численное решение тестовых термоупругих контактных задач для элементов пресс-форм.....	118
<b>Н.Н. ТКАЧУК</b> Методы и модели для исследования контактного взаимодействия шарового поршня с беговой дорожкой в радиальной гидропередаче.....	124
<b>А.Д. ЧЕПУРНОЙ, Т.В. ПОЛИЩУК, Н.А. ТКАЧУК</b> Теоретические основы проектирования механизма наклона плавильной печи.....	139
<b>Н.М. ФІДРОВСЬКА</b> Вісінесиметричний стиск циліндричної оболонки.....	145