



**ВЕСТНИК
НАЦИОНАЛЬНОГО
ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
«ХПИ»**

49'2010

Харьков

ВЕСТНИК НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА "ХПИ"

**Сборник научных трудов
Тематический выпуск**

49'2010

"Технологии в машиностроении"

Издание основано Национальным техническим университетом "Харьковский политехнический институт" в 2001 году

Государственное издание

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

КООРДИНАЦИОННЫЙ СОВЕТ:

Председатель

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

Секретарь координационного совета

К.А. Горбунов, канд. техн. наук, доц.

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.;
Л.М. Бесов, д-р ист. наук, проф.;
Б.Т. Бойко, д-р техн. наук, проф.;
Ф.Ф. Гладкий, д-р техн. 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.;
И.Ф. Домнин, д-р техн. наук, проф.;
В.В. Елифанов, д-р техн. наук, проф.;
Ю.И. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;
П.А. Качанов, д-р техн. наук, проф.;
В.Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф.;
С.И. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.;
В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.;
В.И. Кравченко, д-р техн. наук, проф.;
Г.В. Лисачук, д-р техн. наук, проф.;
В.С. Лупиков, д-р техн. наук, проф.;
А.П. Марченко, д-р техн. наук, проф.;
О.К. Морачковский, д-р техн. наук, проф.;
В.И. Николаенко, канд. ист. наук, проф.;
П.Г. Перерва, д-р экон. наук, проф.;
В.А. Пуляев, д-р техн. наук, проф.;
М.И. Рыщенко, д-р техн. наук, проф.;
В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.;
Е.И. Сокол, д-р техн. наук, проф.;
Г.М. Сучков, д-р техн. наук, проф.;
Ю.В. Тимофеев, д-р техн. наук, проф.;
И.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Ответственный редактор:

Ю.В.Тимофеев, д-р техн. наук, проф.

Ответственный секретарь:

В.В.Фролов, канд. техн. наук, доц.

С.С.Добротворский, д-р техн. наук, проф.;

В.Е. Карпуть, д-р техн. наук, проф.;

А.Я. Мовшович, д-р техн. наук, проф.;

Ю.А.Сизый, д-р техн. наук, проф.;

В.Д. Хицан, д-р техн. наук, проф.;

А.А. Пермяков, д-р техн. наук, проф.;

А.Н. Шелковой, д-р техн. наук, проф.

Адрес редколлегии: 61002, Харьков,
ул. Фрунзе, 21. НТУ "ХПИ".
Каф. ТМС, Тел. (057) 7076-625.

Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2010. – №49 . – 164с.

В збірнику представлені теоретичні та практичні результати наукових досліджень та розробок, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, науковими співробітниками різних організацій та установ.

Для викладачів, наукових співробітників, спеціалістів.

В сборнике представлены теоретические и практические результаты исследований и разработок, выполненных преподавателями высшей школы, аспирантами, научными сотрудниками различных организаций и предприятий. В области технологии машиностроения, металлорежущего оборудования, оснастки, средств автоматизации.

Для преподавателей, научных сотрудников, специалистов.

**Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ "ХПІ"
Протокол № 7 від «1» жовтня 2010 р.**

К 125 – ЛЕТИЮ СО ДНЯ ОБРАЗОВАНИЯ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ФАКУЛЬТЕТА

125 лет деятельности ВУЗа – это историческое измерение. Прошедшее время показало, как велики были личности, основавшие Харьковский практический технологический институт и его механическое отделение. Машиностроительный факультет – это один из факультетов, корнями, простирающимися из механического отделения, как и механико-металлургический, транспортно-машиностроения, энергомашиностроительный, инженерно-физический, а также механические факультеты наших бывших филиалов, ставшие ныне авторитетными высшими учебными заведениями. Реализовались вещи слова нашего первого ректора о том, что: «Харьковскому технологическому институту еще долго расширяться и развиваться, и жизнь его будет считаться не десятилетиями, а столетиями, число же выпускников инженеров десятками и сотнями тысяч...». Юбилей ВУЗа – время подведения итогов, а одновременно и определение новых задач, перспектив дальнейшего развития факультета.

Сегодня следует отметить как достижение: наличие высококвалифицированного профессорско-преподавательского состава (23 докторов технических наук, профессоров и 61 кандидат технических наук); всеобщее признание научных школ факультета; прочные связи с промышленностью, проектными институтами, институтами НАН Украины; эффективное межвузовское сотрудничество с университетами Австрии, Венгрии, Германии, Греции, Польши, Румынии, Испании и других стран.

Основываясь на принципах Болонского процесса, разработаны новые учебные планы, которые дают возможность существенно обновить содержание учебного процесса по следующим направлениям:

- улучшение фундаментальной подготовки;
- включение в планы учебных дисциплин для изучения современных информационных, нано-, ресурс-, энергосберегающих и других эффективных прогрессивных технологий;
- улучшение структурно-логических схем подготовки бакалавров и магистров.

В 2010 году в магистратуру было принято 42 магистра, наибольшее количество за время её существования.

Всё это вселяет уверенность, что у факультета есть будущее и хорошие перспективы.

***Декан машиностроительного факультета,
профессор, доктор технических наук М.С. Степанов***

В.С. ГАПОНОВ, док. тех. наук., проф.;
А.И. НАУМОВ, инж., НТУ «ХПИ», г. Харьков

АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОГО СИНТЕЗА РОТОРНЫХ СИСТЕМ, СОДЕРЖАЩИХ ОПОРЫ ПОДШИПНИКОВ С УПРАВЛЯЕМЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ ЖЕСТКОСТИ

Розглядаються питання динамічного синтезу роторних систем, що містять опори підшипників з керованою зміною жорсткості.

The questions of dynamic synthesis of the rotor systems which contain supports of bearings with the guided change of inflexibility are examined

Развитие методов проектирования роторных систем, содержащих принципиально новые опоры подшипников с управляемым изменением жесткости связано с необходимостью рассмотрения вопросов их динамического синтеза.

Вопросы проектирования упругих систем, содержащих опоры с управляемым изменением жесткости решались в работах [1-6].

Целью настоящей работы является оценка зависимости между собственными частотами системы и жесткостью опоры с управляемым изменением жесткости.

Рассматриваются динамические системы, содержащие пассивные опоры высокоскоростного ротора с управляемым изменением жесткости [1], которые снабжены корректором обеспечивающим квазиулеву жесткость, и пассивным регулятором, назначение которого состоит в автоматическом слежении квазиулевым участком за постоянной или низкочастотной составляющей внешне приложенной нагрузки. Такие опоры, эффективно решают задачу обеспечения управления динамической виброустойчивостью роторных систем в заданном рабочем диапазоне кинематико-силовых характеристик. При этом устраняются противоречия между статической и динамической жесткостями, что обеспечивает необходимую несущую способность ротора.

Основные задачи динамического синтеза роторных систем возникают в связи с проблемой выбора структуры и параметров динамической системы, оптимальных по несущей способности элементов силовой цепи или в части обеспечения устойчивости как регулируемого по параметрам внешней нагрузки объекта. Помимо этих основных возможны различные частные задачи синтеза, обусловленные особыми условиями эксплуатации роторной системы. Задачи структурно-параметрической оптимизации системы возникают, в частности: в связи с необходимостью обеспечения с определенной точностью заданного закона движения исполнительного звена; в силовых установках в связи с необходимостью обеспечения регламентированной степени неравномерности

вращения исполнительного механизма; в силовых установках с динамически неустойчивыми фрикционными связями в связи с необходимостью обеспечения осцилляционной устойчивости переходного процесса; в разнообразных, ситуациях, связанных с обеспечением необходимых локальных динамических качеств отдельных звеньев роторной системы. В большинстве случаев перво-степенной является задача динамического синтеза параметров роторной системы в условиях регулярных возмущающих воздействий, порождаемых закономерностями рабочего процесса в приводном двигателе или характером внешней нагрузки. Вопросы динамического синтеза в условиях нерегулярных возмущений обычно приобретают значительную важность лишь для ограниченного класса роторных систем, эксплуатационные условия которых характеризуются интенсивными и многократными аperiодическими нагружениями в пределах ресурса системы.

Динамический синтез в условиях нерегулярных возмущений, как правило, менее содержателен синтеза в условиях регулярных возмущений, редко имеет структурный характер и ограничивается обычно оптимизацией, варьируемых параметров базовой динамической модели системы, определяемой в результате решения первой основной задачи синтеза. Особенности постановки общей основной задачи синтеза, связанные с разделением ее на две самостоятельные задачи, требуют дополнительных исследований на второй стадии синтеза. Эти исследования связаны с анализом чувствительности динамических характеристик системы в условиях регулярных возмущений по отношению к параметрам, варьируемым во второй задаче синтеза. Результатом такого анализа является выделение в пространстве указанных параметров допустимых областей варьирования, грубых в смысле влияния на регулярные динамические характеристики системы. Таким образом обеспечивается практическая инвариантность решений первой задачи синтеза по отношению к параметрическим вариациям второй задачи.

Иногда для достижения необходимого динамического эффекта во второй задаче синтеза приходится рассматривать области варьируемых параметров, не грубые в указанном выше смысле. В такой ситуации приходится прибегать к компромиссному решению и разрешать в некоторых допустимых пределах искажение оптимальных решений первой задачи синтеза с целью обеспечения (за счет вариации параметров в негрубых областях) важных для системы свойств временных характеристик. Описанные особенности взаимоотношений двух первых основных задач синтеза в самом общем случае могут проявляться в более широких формах, в связи с решением для одной системы нескольких задач синтеза. В большинстве случаев каждая из основных задач динамического синтеза представляется в виде совокупности оптимизационных задач.

При решении первой задачи динамического синтеза вектор эффективности оптимизационных задач формируется, как правило, на основе динамических критериев качества, характеризующих несущую способность по усталостной прочности основных элементов силовой цепи синтезируемой системы. Построение структурной целевой функции для сравнительной оценки различных,

параметрически оптимизированных структурных вариантов системы представляет собой обычно трудно формализуемую процедуру. Целесообразно формировать информационно неполную структурную функцию на основе факторов, допускающих с достаточной достоверностью формализованное описание. При окончательном выборе предпочтительного структурно-параметрического варианта наряду с формальными критериями качества конкурентных вариантов - значениями структурной целевой функции, используются эвристические соображения, основанные преимущественно на экспертных оценках.

Указанные трудности математической формализации процедуры структурного синтеза характерны для подавляющего большинства практических задач динамического синтеза роторных систем. Единственным средством разрешения этих трудностей являются неформальные приемы типа экспертных оценок. Успех неформальной стадии структурного синтеза решающим образом зависит от постановки и решения математически строго формализуемой части синтеза.

При постановке общей задачи синтеза всегда имеется возможность оценки степени близости к оптимальному структурному варианту синтезируемой модели неоптимальных решений. Это особенно ценно тем, что допускает корректировку аналитически полученного оптимального решения задачи синтеза на основе эвристических соображений, компенсирующих информационную неполноту целевой функции.

В общем случае решается проблема векторной оптимизации, характеризующаяся необходимостью выбора лучшего решения при наличии нескольких критериев эффективности, которыми являются компоненты многомерного вектора. Корректность и практическая осуществимость задач динамического синтеза во многом зависят от правильного выбора локальных критериев эффективности и принципа оптимизации.

Выбор локальных критериев эффективности всегда сопряжено с противоречивыми соображениями: более сложные критерии полнее отражают оптимизируемые динамические качества исследуемой роторной системы. Осуществить корректный выбор локальных критериев эффективности помогает анализ эксплуатационной специфики проектируемой системы. Так, для задачи динамического синтеза систем, характеризующихся проектируемой долговечностью и подверженных в основном регулярным возмущающим воздействиям, в качестве локальных критериев эффективности, отражающих допустимую динамическую напряженность узлов системы, правомерно принять пределы выносливости основных деталей и узлов системы.

При выборе размерности вектора эффективности для оптимизационных задач синтеза рационально использовать предварительную оценку результатов динамического анализа базовой модели исследуемой установки с точки зрения необходимости расчета элементов системы на статическую прочность и выносливость. Целесообразность такого анализа обусловлена тем, что во многих случаях при конструировании валов их размеры задаются из условий необходимой изгибной жесткости вала или работоспособности смежных деталей. Поэтому часто оказывается, что при высокой напряженности подшипни-

ковых опор валы характеризуются повышенным запасом прочности. В таких случаях, используя приближенные критерии для сравнительной оценки по прочностным показателям звеньев системы базового варианта, удается существенно уменьшить общее число динамических критериев качества в задаче синтеза. Аналогичный подход целесообразен также при выборе вида и числа локальных критериев эффективности для задач синтеза в условиях аperiodических возмущений. Проблема выбора принципа оптимальности в прикладных многокритериальных задачах динамического синтеза обычно сводится к задаче скаляризации векторного критерия эффективности. Эта задача имеет многозначное решение, и поэтому для построения обобщенного скалярного критерия эффективности в наиболее рациональной форме необходимо учитывать конкретные особенности синтезируемой системы и самой задачи синтеза.

В прикладных задачах динамического синтеза структурный аспект часто сильно ограничен и проявляется лишь в связи с использованием в динамической системе корректирующих устройств. Выбор структуры корректирующего устройства вполне определяется конструктивными особенностями и возможностями системы, а также необходимостью достижения определенного динамического эффекта. Естественно, в общем случае и в рамках указанного сугубо ограниченного структурного синтеза возможны положения, требующие неформального вмешательства. При этом возможно лишь математически некорректное решение задачи, привлекающее результаты динамического анализа базовой модели и эвристические соображения для существенного уменьшения многомерной области варьирования и выделения в ней «целесообразных» подмножеств, в которых и осуществляется поиск оптимального решения. Аналогичное положение характерно и для многомерных задач динамического синтеза, выполняемых с целью обеспечения оптимальных показателей устойчивости системы, и в общем случае для задачи синтеза с оптимизацией несущей способности силовой цепи системы в условиях аperiodических возмущающих воздействий.

При динамическом синтезе роторной системы возможны ситуации, когда в заданном вариативном пространстве синтеза ни одно из частных оптимальных решений отдельных оптимизационных задач не удовлетворяет необходимым ограничениям по несущей способности силовой цепи системы. В таких случаях возникает необходимость в использовании корректирующих динамических устройств, применяемых для целенаправленного воздействия на характеристики динамической нагруженности проектируемой системы.

Математические модели механической системы, содержащей элементы с управляемым изменением квинзулевой жесткости, в наиболее наглядной форме содержит математическую сторону преобразования обобщенных координат, изменяющихся во времени.

Имея в виду, что упругая опора используется как частотный фильтр и его важнейшими параметрами является амплитудно-частотная характеристика, представляется удобным в качестве структурной схемы – математической

модели использовать матрицу $H = Ep^2 + R$, которая определяет частотное уравнение системы. Нелинейная часть предполагается гармонически линеаризованной. E, R - соответственно, единичная и упруго-инерционная матрица параметров динамической схемы механической системы.

Известное понятие связности системы, определяющее степень физической связи между парциальными системами, для систем с числом степеней свободы более двух теряет наглядность и становится громоздким. Физическая связь линейной системы осуществляется посредством частотного фильтра. Следовательно, можно ввести понятие связности системы фильтром с управляемым изменением жесткости. Количественной оценкой ее можно считать элементы матрицы H , содержащие параметры упругой опоры подшипника.

Анализ коэффициентов связности приводит к выводу о способе повышения фильтрующей способности опоры с управляемым изменением жесткости по переменной составляющей динамического отклика при сохранении несущей способности механической системы.

Частотное уравнение механической системы сводится к виду $\Phi_m(\omega) + C\Phi_r(\omega) = 0$, где $\Phi_m(\omega)$ и $\Phi_r(\omega)$ - полиномы, соответственно, степеней m и r , содержащие параметры системы; C - жесткость упругой опоры подшипника. Непрерывное изменение $C(0, \infty)$ определяет на комплексной плоскости непрерывные траектории полюсов передаточной функции системы.

Известно, что траектория, проходящая через любую действительную простую точку, лежит на действительной оси и выход ее на комплексную плоскость возможен только в крайних действительных точках. Начальные и предельные точки траекторий квадратов собственных частот системы - действительные числа. Поэтому траектории квадратов собственных частот цепных систем без демпфирования не выходят на комплексную плоскость.

Имея части линейной системы, которые необходимо разделить частотным фильтром, можно, используя аппарат метода корневого годографа, построить зависимость между собственными частотами системы и жесткостью фильтра-упругой опоры ротора.

Таким образом, структура динамических систем, содержащих элементы с управляемым изменением жесткости, имеет численное выражение в траекториях квадратов собственных частот на комплексной плоскости.

Список литературы: 1. Гапонов В.С., Калинин П.М. Пасивна віброзахисна система з керованою квазінульовою жорсткістю. Патент на винахід 62934 Україна – 2004. Бюл. № 1. 2. Гапонов В.С. Калинин П.Н. Упругое квазиульовой жесткости пространство опор быстроходных роторов. Вісник інженерної академії України. КВ № 2635, №3, 2001, (частина 2) 3. Гапонов В.С., Мац В.И., Чернявский И.Ш. Тенденции развития виброизоляции опор силових агрегатів и кабин транспортних машин. Вісник інженерної академії України. КВ № 2635, №3, 2001, (частина 2) 4. Гапонов В.С. Калинин П.Н. Оценка нагруженности кинематических пар в упругой системе квазиульовой жесткости. Труды Одесского политехнического университета. Научный и произ-

водственно-технический сборники по техническим и естественным наукам. Вып.5. 2001
5. Гапонов В.С. Калинин П.Н К вопросу настройки упругой характеристики амортизатора с управляемой квазиулеговой жесткостью. Вестник НТУ «ХПИ» 30 2004 стр.200-205
6. Гапонов В.С., Гайдамака А.В., Задачі забезпечення ресурсу підшипників кочення резонансних роторних систем. Вісник НТУ «ХПІ». -2009.-Вип.2,с.91-96

Поступила в редколлегию 14.07.2010

УДК 62.762

Ю.Д. МУЗЫКИН, канд. техн. наук, проф. ;
А.С. СТОЛБОВОЙ, канд. техн. наук., проф., НТУ «ХПИ», г. Харьков

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ В ПЛАСТИНЧАТЫХ НАСОСАХ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

Показана возможность использования торцовых уплотнений в подшипниковом узле выходного конца вала пластинчатых насосов объемных гидроприводов.

Показана можливість використання торцевих ущільнень у підшипниковому вузлі вихідного кінця вала пластинчастих насосів об'ємних гідроприводів.

The opportunity of use of face condensation in подшипниковом unit of the target end of a shaft of lamellar pumps of volumetric hydrodrives is shown.

Надежность работы пластинчатых насосов, используемых в объемных гидроприводах металлообрабатывающего оборудования, в значительной степени зависит от качества работы подшипникового узла, расположенного со стороны выходного конца вала. Обычно, для комплектации этого узла используется радиальный однорядный шариковый подшипник тип «О» средней серии «3» с внутренним диаметром 20...60 мм, нормального класса точности по ГОСТ 18855-73 и манжета резиновая армированная для валов, рассчитанная для герметизации давления 0,05 МПа при линейной скорости 20 м/с, температуре рабочей жидкости $-60...+170^{\circ}\text{C}$, шероховатости вала 0,63...0,32 мкм и твердости поверхности *HRC30* по ГОСТ 8752-79.

Как показывает статистика, в 90% случаев отказы в работе пластинчатых насосов вызваны выходом из строя подшипникового узла, связанного с неудовлетворительной работой уплотнительной манжеты [1, 2].

Так как перспективы дальнейшего совершенствования резиновой манжеты весьма ограничены, ведущие производители пластинчатых насосов для герметизации подшипникового узла используют торцевые уплотнения, которые обеспечивают практически полную герметичность при давлении до 30 МПа и вакууме, имея долговечность работы 20000 часов и более. Имея широкий спектр конструктивных решений, в большинстве из них в качестве

пары трения используют высококачественные хромистые стали сопрягающиеся с различными модифицированными бронзами и графитами.

Анализ наиболее удачных конструктивных решений подшипникового узла выходного конца вала пластинчатых насосов по странам США, Англии и ФРГ показал, что ведущие фирмы, специализирующиеся на выпуске нагнетательного оборудования используют торцевые уплотнения, в которых вращающееся кольцо пары трения представлено в виде внутреннего кольца подшипника. Наибольший интерес представляют патенты: США – 3291433, 3322431, 3515393, 3524654, 3584886; Англии – 996057, 998478, 1066754; ФРГ – 1253977, 1292974. Для реализации данного условия, торцовая поверхность внутреннего кольца подшипника, изготовленного из стали ШХ9 либо ШХ15, должна отвечать следующим требованиям: неплоскостность 0,9...1,5 мкм, шероховатость поверхности 0,16...0,32 мкм, торцовое биение относительно оси 0,01...0,015 мкм, твердость *HRC*55...60. При использовании в качестве материала ответного кольца бронзы БР.ОСН 10-2-3 можно получить пару трения торцового уплотнения, обладающего высокой прирабатываемостью и стойкостью работы в широком диапазоне условий эксплуатации [1, 2]. Так как значение данных параметров в существующих стандартах на подшипники отсутствуют, возникает необходимость в их определении.

При определении истинных значений требуемых параметров применительно к торцовой поверхности внутреннего кольца подшипника были выполнены натурные измерения, которые обрабатывались методами теории вероятности и математической статистики. Количество исследованных подшипников или объем выборки *n* был принят из условия, чтобы все члены выборки правильно отражали величину искомого параметра применительно к генеральной совокупности, то есть выборка должна быть репрезентативной (представительной). Кроме того, в качестве дополнительного условия накладывалось требование, чтобы границы доверительного интервала, при доверительной вероятности принятой в общем машиностроении $\alpha = 0,95$ лежали в пределах $\varepsilon = \pm 2\sigma_x$, где σ_x - среднеквадратическое отклонение среднеарифметического. В этом случае выборка должна быть больше 20 и лежать в пределах 30...60 [3, 4]. При исследовании, с целью уменьшения трудоемкости, но без потери достоверности результата, была взята выборка, включающая 35 радиальных шариковых однорядных подшипников качения средней серии с внутренним диаметром 25 мм, номер 305 по ГОСТ 18855-73, которые комплектуют пластинчатый насос Г12-3 (г. Елец, Россия). Так как число исследуемых подшипников было достаточно велико, с целью удобства обработки статистических данных, 35 измерений по каждому исследуемому параметру группируются в разряды. Величина разряда должна быть больше разрешающей способности измерительного инструмента, которым производится обмер, чтобы можно было компенсировать погрешность измерения. После определения величины и числа разрядов, производится подсчет частот f_i по каждому разряду, составляется таблица распределений, вычерчивается экс-

периментальная кривая распределения и определяются статистические характеристики распределения.

Среднее арифметическое значение случайной величины x

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^m X_i m_i, \quad (1)$$

где X_i - середина разряда; f_i - число значений X_i ; $n = \sum_{i=1}^m f_i$ - общее число наблюдений X_i ; m - число отдельных значений X_i .

Среднее квадратичное отклонение

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (X_i - \bar{X})^2 f_i}{n}}. \quad (2)$$

Вероятность того, что среднее генеральной совокупности \bar{X}_0 будет находиться в пределах $\bar{X} \pm \varepsilon$, где $\varepsilon > 0$ равно доверительной вероятности α

$$P(\bar{X} - \varepsilon < \bar{X}_0 < \bar{X} + \varepsilon) = \alpha. \quad (3)$$

По Стьюденту границу доверительного интервала для доверительной вероятности α можно определить

$$\varepsilon = t \frac{S}{\sqrt{n}}, \quad (4)$$

где t - коэффициент Стьюдента, определяемый по таблицам в зависимости от доверительной вероятности α и числа измерений n [4]; $\sigma_x = \frac{S}{\sqrt{n}}$ - оценка среднего квадратичного отклонения среднеарифметического.

Если значение инструментальной погрешности соизмеримо со значением случайной погрешности, то при вычислении границы доверительного интервала ε , необходимо учитывать инструментальную погрешность

$$\varepsilon = \sqrt{\left(t \frac{S}{\sqrt{n}}\right)^2 + \left(t_\infty \frac{\delta}{3}\right)^2}, \quad (5)$$

где $t_\infty = 2$ - коэффициент Стьюдента для $\alpha = 0,95$ и $n = \infty$; δ - предел допустимой погрешности измерительного прибора.

Окончательный результат представляем в виде

$$\bar{X}_0 = \bar{X} \pm \varepsilon, \quad \text{при } \alpha = 0,95. \quad (6)$$

По найденным значениям \bar{X} и ε определяется граница относительной погрешности

$$E = \frac{\varepsilon}{\bar{X}} \cdot 100\% \leq [E], \quad (7)$$

где $[E]$ - разрешенная относительная погрешность используемого метода измерений.

Согласно предложенной методике были обработаны результаты измерений неплоскостности, шероховатости и биения торцевой поверхности внутреннего кольца подшипника 305. Результаты измерений твердости поверхностного слоя внутреннего кольца подшипника не потребовали обработки, так как показали, что все измерения укладываются в верхнюю границу требуемого интервала, а, учитывая, что ограничения верхней границы отсутствуют, можно признать все подшипники годными.

Измерение неплоскостности торцевой поверхности производилось на кругломере "Talugond-73", настройка которого соответствовала погрешности измерения 0,1 мкм. Максимальное отклонение от неплоскостности составило 1,5 мкм, а минимальное – 0,1 мкм. Размах варьирования составляет 1,4 мкм. Задаваясь величиной разряда 0,3 мкм, что соответствует разрешающей способности интерференционного метода, получим число разрядов равное 5. Группируя результаты измерений в пределах разрядов получено распределение частот по разрядам (табл. 1)

Таблица 1

Частота f_i	Разряды X мкм				
	0,0...0,3	0,3...0,6	0,6...0,9	0,9...1,2	1,2...1,5
	2	6	16	8	3

Из графического изображения этих частот в виде полигона (рис. 1) видно, что исследуемая функция подчиняется нормальному закону распределения.

Среднее арифметическое значение неплоскостности согласно уравнения (1) $\bar{X}^H = 0,784$ мкм, а среднее квадратичное отклонение по уравнению (2) $S^H = 0,294$ мкм. Так как погрешность метода измерений неплоскостности соизмерима со случайной погрешностью, граница доверительного интервала определяется по уравнению (5). Если принять, что коэффициент Стьюдента $t = 2,03$ при $\alpha = 0,95$ и $n = 35$ [3], то $\varepsilon^H = 0,121$ мкм. Таким образом, окончательный результат измерения неплоскостности $\bar{X}_0^H = 0,8 \pm 0,1$ при $\alpha = 0,95$. Граница относительной погрешности по уравнению (7) составит $E^H = 12,5\%$, что для данного вида измерений является удовлетворительным результатом.

Шероховатость торцевой поверхности измерялась на приборе профилограф-профилометр «Калибр» модели 283 с диапазоном измерений 10...0,02 мкм. Предельные значения шероховатости лежали в интервале от 0,1 до 0,35 мкм. Задаваясь величиной разряда 0,05 мкм, получено 5 разрядов. Группируя результаты измерений по разрядам, найдены частоты их распределения (табл. 2), по которым настроен полигон распределения (рис. 1).

Так как функция распределения подчиняется нормальному закону, обработав результаты измерений по предложенной методике, получено:

$$\bar{X}^m = 0,224 \text{ мкм}; S^m = 0,0507 \text{ мкм}; \varepsilon^m = 0,0186 \text{ мкм};$$

$$\bar{X}_0^m = 0,22 \pm 0,02 \text{ мкм} \quad \text{при } \alpha = 0,95; E^m = 9,1\% .$$

Торцовое биение боковой поверхности внутреннего кольца подшипника измерялось на специальной оправке с использованием индикаторной головки с ценой деления 0,001 мм. Результаты измерения биений детали в интервале от 0,008 до 0,018 мм. Разбив интервал на 5 разрядов с величиной разряда 0,002 мм, группируем результаты измерений по разрядам (табл. 3).

Таблица 2

Частота f_i	Разряд, мкм				
	0,10...0,15	0,15...0,20	0,20...0,25	0,25...0,30	0,30...0,35
	3	7	14	9	2

Таблица 3

Частота f_i	Разряд, мкм				
	0,008... 0,010	0,010... 0,012	0,012... 0,014	0,014... 0,016	0,016... 0,018
	2	10	17	5	1

Из графика видно, что результаты измерений подчиняются нормальному закону распределения, а основные статистические характеристики распределения и истинное значение генеральной средней соответственно равны:

$$\bar{X}^B = 0,0126 \text{ мм}; S^B = 0,00171 \text{ мм}; \varepsilon^B = 0,00089 \text{ мм};$$

$$\bar{X}_0^B = 0,013 \pm 0,001 \text{ мм} \quad \text{при } \alpha = 0,95; E^B = 7,7\% .$$

Таким образом, статистический анализ результатов измерений по параметрам неплоскостности, шероховатости, торцового биения и твердости поверхностного слоя для внутреннего кольца подшипников показал, что все указанные параметры с вероятностью $\alpha = 0,95$ укладываются в требуемые границы их измерения. Поэтому, торцовая поверхность внутреннего кольца подшипника 305 может быть использована в качестве вращающегося элемента пары трения торцового уплотнения, особенно в конструкциях, используемых для герметизации подшипниковых узлов выходных валов пластинчатых насосов, эксплуатируемых в гидравлических приводах металлообрабатывающего оборудования. Полученные результаты носят не частный, а общий характер и могут быть расширены на другие типоразмеры подшипников, так как технология их изготовления идентична.

Список литературы: 1. Голубев Г.А., Кукин Г.М. Уплотнения вращающихся валов.- М.: Наука, 1966. – 99 с. 2. Голубев А.И., Кондаков Л.А. и др. Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник.- М.: Машиностроение, 1986.- 463 с. 3. Солонин И.С. Математическая статистика в технологии машиностроения.- М.: Машиностроение, 1972.- 215 с. 4. Дисонсон Н., Лион Ф. Статистика и планирование эксперимента в технике. – М.: изд-во «Мир», 1981. – 427 с.

Поступила в редколлегию 14.09.2010

М.В. ПАВЛЮЧЕНКОВ, асп, УкрДАЗТ, г. Харьков
Г.Г. КУЛИК, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПИ», г. Харьков

УЧЕТ НАЧАЛЬНЫХ НЕСОВЕРШЕНСТВ КОТЛОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ЦИСТЕРН ПРИ ОЦЕНКЕ ИХ НАПРЯЖЕННО – ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ

Побудовані кінцево – елементні моделі котлів цистерн, які враховують початкову недосконалість. Перевірена їх адекватність шляхом порівняння результатів з розрахунковими і експериментальними значеннями напружень. При оцінюванні НДС котла цистерни необхідно враховувати початкову недосконалість в місцях концентрації напружень – опорна зона, зона люка – лазу і зливного приладу.

Built certainly are element models of caldrons of cisterns which take into account initial imperfections. Their adequacy is tested by comparing of results to the calculation and experimental values of tensions. At the estimation of TDS of caldrion of cistern it is necessary to take into account initial imperfections in the places of concentration of tensions is a supporting area, area of hatch – manhole and weathering device.

Основным несущим элементом железнодорожной цистерны является ее кузов – котел. Конструктивно он представляет тонкостенный замкнутый резервуар, который состоит из оболочек положительной и нулевой гауссовой кривизны. К котлу цистерны предъявляются основные требования по прочности, надежности, устойчивости.

Постановка проблемы и актуальность Несмотря на постоянное совершенствование технологии изготовления котлов цистерн, существует ряд геометрических несовершенств формы, которые оказывают существенное влияние на напряженно-деформированное состояние (НДС) котла. К этим несовершенствам относятся: увод (угловатость) сварных швов, смещение кромок швов и овальность. В результате воздействия перечисленных факторов профиль обечайки котла цистерны становится некруговым, что в свою очередь, отражается на НДС конструкции.

Опыт проектирования котлов цистерн и аналогичных резервуаров показал, что учет начальных несовершенств поможет снизить случаи нарушения целостности конструкции и число техногенных катастроф. В связи с этим качественное и количественное исследования начальных геометрических несовершенств котлов цистерн и влияния таких несовершенств на НДС конструкции является актуальной задачей.

Изложение основного материала Разработка и внедрение в практику численных методов расчета, в частности, метода конечных элементов, позволили производить расчеты сложных конструкций и профилей. Применительно к вагонным конструкциям метод конечных элементов прочно вошел в практику численных экспериментов. Для достоверности полученных результатов многократно проверенные численные эксперименты целесообразно

обобщать в аналитических методах расчета, связывающих характеристики НДС с параметрами сосуда и дефекта. Либо, полученные на основе МКЭ результаты, верифицировать с известными решениями для аналогичных задач.

На цистерны и сосуды для транспортирования или хранения сжатых, сжиженных газов, жидкостей и сыпучих тел, в которых давление выше 0,07 МПа создается периодически, распространяются «Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением» (НПАОП 0.00-1.07-94). «Правила...» регламентируют форму и допускаемые размеры отклонений поперечного сечения обечайки при изготовлении:

— относительная овальность оболочки в любом поперечном сечении не должна превышать 1 %;

— увод (угловатость) f кромок (рис. 1) в сварных швах не должен превышать $f = 0,1h + 3$ мм, где h — толщина стенки обечайки.



Рис. 1 – Начальные отклонения поперечного сечения обечайки после изготовления

В результате проведенных исследований [1, 2] было установлено, что основным несовершенством поперечного сечения обечайки котла после изготовления является увод кромок в замыкающем сварном шве. Величина радиального отклонения f находится в пределах от 0 до 3 мм, а зона недовальцовки — от 66 мм до 113 мм. В результате этого профиль котла становится некруговым с нерегулярной неровностью, распространенной вдоль образующей.

Для определения внутренних усилий в оболочке, с описанным несовершенством, использовалась конечно – элементная модель котла цистерны [3], с внесением изменений. На модели было изменено поперечное сечение обечайки (рис. 1) в месте расположения сварного шва. В зоне увода кромок в несколько раз был уменьшен размер конечных элементов. В качестве нагрузки было принято внутреннее испытательное давление $p = 0.4$ МПа. Результаты от действия этого давления четко отражаются в виде полей эквивалентных напряжений, посчитанных по энергетической теории прочности (рис. 2).

Результаты, полученные на модели, сравнивались с решениями по различным методикам [4 – 7] и представлены в таблице 1.

Сравнив результаты видно, что максимальная относительная погрешность по сравнению с приведенными в таблице значениями составила не более 7% , это подтверждает адекватность модели. Сопоставив значения эквивалентных напряжений от действия внутреннего давления в такой же оболочке без дефекта видно, что в вершине увода шва они в 2,5 раза больше.

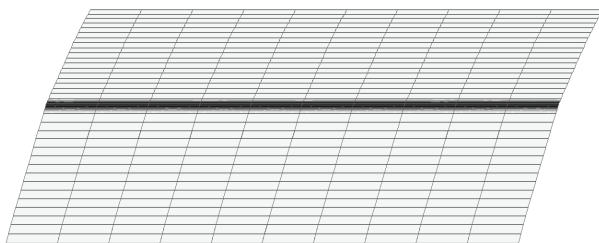
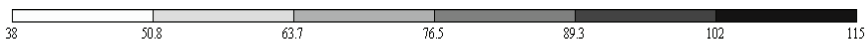
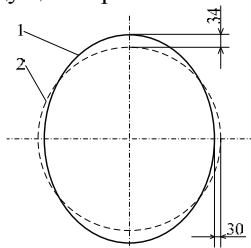


Рис. 2 – Фрагмент котла цистерны с распределением эквивалентных напряжений в зоне увода кромок

Таблица 1 Результаты эквивалентных напряжений в оболочке котла

Метод определения	Эквивалентные напряжения, МПа	
	В вершине увода шва	В точке соприкосновения
Метод сил	107,57	39,79
Точечная оценка	110,57	-
Решения в рядах Фурье: - МИИТ - П. Ф. Папкович	104,66	39,85
	95,58	41,03
Аналитическая методика Архипова А. В.	108,08	41,72
МКЭ – ПК «Лира»	103,36	40,24

В ПК «Лира» были построены две конечно – элементная модели. Размеры первой составили: длина 1840 см, первоначальный радиус 150 см, толщина 1,3 см, амплитудные отклонения полуосей для поперечного сечения эллипса 3,4 и 3 см (рис. 3). Вторая – с длиной котла четырехосной цистерны. Нагрузка та же, что и в предыдущем варианте.



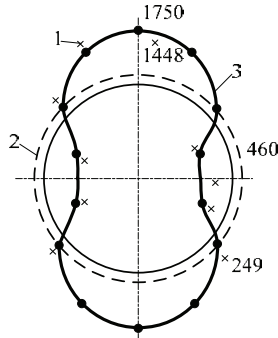
1 – первоначальное сечение; 2 – сечение с учетом несовершенства.

Рис. 3 – Поперечное сечение котла цистерны

В работе [8] предложены расчетные зависимости, которые учитывают возможные технологические отклонения перерезных сечений оболочек от кру-

говой формы. Для проверки правильности решения были проведены экспериментальные исследования. Размеры оболочки в этом случае такие же, как и габаритные размеры первой модели.

Полученные результаты окружных напряжений на первой модели сравнивались со значениями расчетных и экспериментальных напряжений (рис.4).



1 – экспериментальные напряжения; 2 – напряжения по безмоментной теории;
3 – расчетные напряжения

Рис. 4 – Эпюры расчетных и экспериментальных напряжений (кг/см^2) для оболочки с поперечным сечением эллипса

После того, когда были получены напряжения на первой модели (рис. 5), их сопоставили с вышеуказанными. Максимальные в верхней точке оболочки составили 184 МПа, что 5,2 % отличаются от расчетных напряжений. Аналогично были проверены внутренние усилия и во всех остальных характерных точках. Следует отметить, что погрешность сравнения результатов на модели с экспериментальными и расчетными напряжениями, для оболочки длиной не превысила 8 %.

Посчитанные напряжения на второй модели показали, что если существует такое несовершенство, т.е. отклонение от правильной формы на 2 %, вдоль всего котла, то возникающие напряжения в средней части в два раза превышают расчетные, посчитанные по безмоментной теории оболочек.

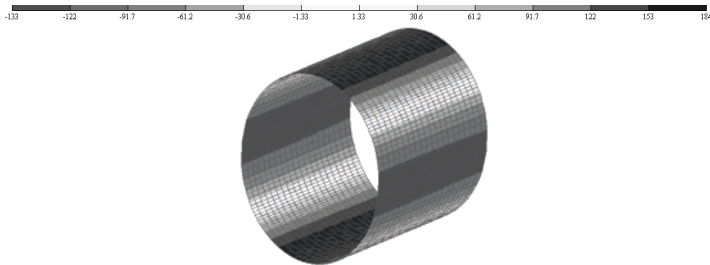


Рис. 5 – Изополя окружных напряжений (МПа) в средней части котла с поперечным сечением эллипса

Выводы

1. Показано, что влияние начальных неправильностей на НДС оболочки котла при нагружении внутренним давлением существенно. Поэтому при изготовлении и ремонте котлов следует избегать этих неровностей.

2. Построены конечно – элементные модели котлов цистерн, которые учитывают начальные несовершенства. Проверена их адекватность путем сравнения результатов с расчетными и экспериментальными значениями напряжений.

3. При оценке НДС котла цистерны необходимо учитывать начальные несовершенства в местах концентрации напряжений – опорная зона, зона люка – лаза и сливного прибора.

Список литературы: 1. *Архипов А. В., Смольянинов А. В. Напряженно – деформированного состояния котла цистерны с учетом его геометрических несовершенств // Транспорт Урала. 2006. - №3. – с. 41 – 47.* 2. *Архипов А. В. Анализ напряженно – деформированного состояния котла цистерны, имеющего геометрические несовершенства. Автореферат дис. канд. техн. наук: 05.22.07/ УрГУПС. – Екатеринбург. – 17 с.* 3. *Павлюченков М.В. Комп'ютерна модель вагона - цистерны // Рухомий склад залізниць та господарство: Зб. наук. пр./ Укр. держ. залізнич. трансп. - Харків, 2008. - Вип. 86. - с. 111-117.* 4. *Архипов А. В., Смольянинов А. В. Концентрация напряжений в зоне геометрических отклонений формы котла цистерны // Транспорт Урала. 2007. - №1. – с. 53 – 64.* 5. *Ризванов Р. Г., Зайнуллин Р. С., Вахитов А. Г. Оценка напряженного состояния цилиндрических корпусов аппаратов и труб с угловатостью в продольном шве // Заводская лаборатория. – 1997. - №5. – с. 39 – 41.* 6. *Попкович П. Ф. Труды по строительной механике корабля: в 2 – х т. – т. 2: изгиб криволинейных рам и перекрытий. – Л.: Судостроение, 1962. – 340 с.* 7. *Справочник по судостроению/ Под ред. А. А. Уманского – Л.: Судостроение, 1954. – 480 с.* 8. *Котуранов В. Н. О напряженном состоянии котла цистерны // Вестник ВНИИЖТ. – М.: Транспорт. – 1966. – вып. 1. – с. 34 – 37.*

Поступила в редколлегию 14.09.2010

УДК 621: 517

В.С. ГАПОНОВ, докт. техн. наук, проф.;

Ю.А. ОСТАПЧУК, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ», г. Харьков

ФИЛЬТРУЮЩИЕ СВОЙСТВА РЕДУКТОРНО-ПЛАНЕТАРНОЙ МУФТЫ С УПРАВЛЯЕМЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ ЖЕСТКОСТИ В РЕЖИМАХ БЛИЗКИХ К РЕЗОНАНСНЫМ

Рассматривается редукторно-планетарная муфта (РПМ) встроенная в механическую крутильную систему в качестве виброзащитного устройства, которое является механическим фильтром для составляющей заданной частоты установившегося в системе динамического процесса.

Розглядається редукторно-планетарна муфта (РПМ) убудована в механічну крутильну систему в якості віброзахисного пристрою, що є механічним фільтром для складової заданої частоти сталого в системі динамічного процесу

Вопросы динамики РПМ можно рассматривать с помощью аналитических методов: малого параметра, гармонической линеаризации, разделение

установившегося процесса по частотам на несколько составляющих. Использование этих методов предполагает, что устанавливаются процессы одночастотные или с сильно разнесенными частотами. Работа виброзащитного устройства предполагает и достаточно близкие частоты. В статье используется метод линеаризации нелинейности для двухчастотных процессов, при котором рассмотрение системы сводится к задаче исследования двух линейных систем для каждой из составляющей, связанных между собой.

Рассмотрим колебания редукторно-планетарной муфты (РПМ) [1], гармоническая линеаризация упругой характеристики которой проведена с помощью представления ее в виде эллиптического параболоида [2]. Линеаризованная гармоническая часть системы уравнений движения РПМ имеет вид

$$\begin{aligned}\pi_{11}\varphi_g'' + \pi_{12}\varphi_u'' + c_{3g}\varphi_g + c_{3u}\varphi_u &= A_{11} \sin \omega_s t + A_{12} \sin \omega_p t; \\ \pi_2\varphi_g'' + \pi_{22}\varphi_u'' + \pi_{32}\varphi_g'' + \pi_{32}\varphi_u &= A_{21} \sin \omega_s t + A_{22} \sin \omega_p t,\end{aligned}\quad (1)$$

где φ_g , φ_u - обобщенные координаты системы [1] в осях, параллельных осям симметрии эллиптического параболоида; π_{11} , π_{12} , π_{21} , π_{22} , π_{31} , π_{32} - коэффициенты, представляющие инерционные и упругие свойства РПМ; c_{3g} , c_{3u} - коэффициенты гармонической линеаризации функции упругого момента. Считая, что система совершает колебательные движения около положения устойчивого равновесия, частные решения однородной системы представляем в виде $\varphi_g = A_g \sin kt$, $\varphi_u = A_u \sin kt$.

Введя обозначение $\mu = A_u / A_g$, получим уравнения относительно собственных форм

$$(c_{3g} - \pi_{11}k^2) + \mu \cdot (c_{3u} - \pi_{12}k^2) = 0; \quad (\pi_{31} - \pi_{21}k^2) + \mu \cdot (\pi_{32} - \pi_{22}k^2) = 0, \quad (2)$$

и частотное уравнение
$$k^4 + \frac{\pi_{31}\pi_{12} + \pi_{21}c_{3u} - \pi_{22}c_{3g} - \pi_{11}\pi_{32}}{\pi_{11}\pi_{22} - \pi_{12}\pi_{21}} = 0. \quad (3)$$

Коэффициенты распределения μ_1, μ_2 соответствующие главным колебаниям системы с частотами k_1, k_2 , характеризует фильтрующие свойства РПМ в режимах, близких к резонансным. Отметим, что

$$\mu_1 = \frac{c_{3g} - \pi_{11}k_1^2}{\pi_{12}k_1^2 - c_{3u}} = \frac{\pi_{31} - \pi_{21}k_1^2}{\pi_{22}k_1^2 - \pi_{32}}; \quad \mu_2 = \frac{c_{3g} - \pi_{11}k_2^2}{\pi_{12}k_2^2 - c_{3u}} = \frac{\pi_{31} - \pi_{21}k_2^2}{\pi_{22}k_2^2 - \pi_{32}}. \quad (4)$$

Рассмотрим вынужденные колебания. Принимая решение системы (1) в виде

$$\varphi_g = a_{11} \cos \omega_s t + a_{12} \cos \omega_p t; \quad \varphi_u = a_{21} \cos \omega_s t + a_{22} \cos \omega_p t,$$

находим
$$a_{11} = \frac{D_{s1}}{D_s}; \quad a_{12} = \frac{D_{p1}}{D_p}; \quad a_{21} = \frac{D_{s2}}{D_s}; \quad a_{22} = \frac{D_{p2}}{D_p};$$

$$D_s = (c_{3g} - \pi_{11}\omega_s^2)(\pi_{32} - \pi_{22}\omega_s^2) - (c_{3u} - \pi_{12}\omega_s^2)(\pi_{31} - \pi_{21}\omega_s^2);$$

$$D_p = (c_{3g} - \pi_{11}\omega_p^2)(\pi_{32} - \pi_{22}\omega_p^2) - (c_{3u} - \pi_{12}\omega_p^2)(\pi_{31} - \pi_{21}\omega_p^2);$$

$$D_{s1} = A_{11} (\pi_{32} - \pi_{22} \omega_s^2) - A_{21} (c_{zu} - \pi_{12} \omega_s^2);$$

$$D_{s2} = A_{21} (c_{zg} - \pi_{11} \omega_s^2) - A_{11} (\pi_{31} - \pi_{21} \omega_s^2);$$

$$D_{p1} = A_{12} (\pi_{32} - \pi_{22} \omega_p^2) - A_{22} (c_{zu} - \pi_{12} \omega_p^2);$$

$$D_{p2} = A_{22} (c_{zg} - \pi_{11} \omega_s^2) - A_{12} (\pi_{31} - \pi_{21} \omega_s^2).$$

Основное назначение РПМ — выполнение виброзащитных функций, одним из параметров которых является ослабление по одной из составляющих установившегося динамического отклика системы $\mu_p = A_u / A_g$, где A_u, A_g - амплитудное значение составляющих динамического отклика системы по координатам φ_u, φ_g соответственно.

Пусть решение системы имеет вид $\varphi_g = A_g \cos \omega_p t, \varphi_u = A_u \cos \omega_p t$.

Тогда
$$\mu_p = \frac{\pi_{03} (c_{zg} - \pi_{11} \omega_p^2) + \pi_{01} \omega_p^2}{\pi_{01} (\pi_{32} - \pi_{22} \omega_p^2) - \pi_{03} (c_{zu} - \pi_{12} \omega_p^2)}.$$

Зная параметры внешнего возмущения, определением границы значений коэффициентов гармонической линеаризации. позволит дать нижнюю и верхнюю оценки для ослабления по одной из составляющих установившегося динамического отклика крутильной механической системы, содержащей РПМ.

Список литературы: 1. А. с. 746138 (СССР). Упругая муфта / В. С. Гапонов.—Опубл. в Б, И., 1980, № 25, с. 173. 2. Гапонов В. С. Математическая модель редукторно-планетарной муфты (РПМ) с управляемым изменением жесткости.— Теория механизмов и машин, 1985, вып. 39, с. 90—96.

Поступила в редколлегию 14.08.2010

УДК 621.822.8.001.24

А.В. ГАЙДАМАКА, канд. техн. наук., НТУ «ХПИ», г. Харьков

О ВЛИЯНИИ ВЕЛИЧИНЫ ЗОНЫ НАГРУЖЕНИЯ РОЛИКО-ПОДШИПНИКОВ ТЯЖЕЛЫХ РЕЖИМОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА РАБОТУ СЕПАРАТОРОВ

У статті досліджується вплив величини зони навантаження роликопідшипників важких режимів експлуатації на роботу сепараторів шляхом аналізу механізму передачі руху від тіл кочення до сепаратора і силової взаємодії сепараторів, що мають різне число гнізд, з базуючим кільцем підшипника. Показано, що на сепаратор діють сили роликів навантаженої і ненавантаженої зони підшипника

In the article influence of size of area of loading of the heavy modes of exploitation is probed on work of separators by the analysis of mechanism of passing of motion from the bodies of separator and power cooperation of separators which have a different number of nests, with the basing ring of bearing. It is shown that on separator forces of rollers of the loaded and unloaded area of bearing operate.

Постановка проблемы. Для роликотподшипников тяжелых режимов эксплуатации с радиальными ($F_r \geq 0,1 \dots 0,15C$) и осевыми ($F_a \leq 0,5F_r$, в отдельных случаях $F_r = F_a$) силами, вертикальным ускорением, достигающим $40 \dots 50g$, при $d \cdot n \leq 3 \cdot 10^5$ мм·мин⁻¹ [1] показано [2], что неравномерное вращение сепаратора обусловлено преимущественно размером бокового зазора S_0 в гнездах. Для частного случая, когда угловой размер ψ зоны радиального нагружения подшипника совпадает с угловым размером φ между центрами Z_n нагруженных тел качения установлен факт отставания сепаратора от тел качения. Разница между средней угловой скоростью тел качения вокруг центра подшипника $\omega_{ст}$ и средней угловой скоростью сепаратора $\omega_{сс}$ увеличивается с ростом величины бокового зазора S_0 и уменьшением углового размера ψ зоны нагружения подшипника.

Цель работы состоит в определении $\omega_{сс}$ в общем случае, когда $\psi \neq \varphi$, что чаще всего встречается в реальных условиях эксплуатации подшипников.

Основная часть. Примем следующие допущения:

- все детали подшипника являются абсолютно твердыми телами;
- беговые дорожки колец имеют идеальную геометрию, а тела качения выполнены одинакового диаметра;
- перекосы колец и тел качения отсутствуют.

Вследствие трения тел качения по беговым дорожкам колец и сопротивления смазки угловая скорость $\omega_{ст}$ тел качения в зоне нагружения больше угловой скорости ω_T тел качения ненагруженной зоны, поэтому тела качения в ненагруженной зоне прижаты к задним по ходу вращения перемычкам сепаратора и тормозят его вращение. На рис. 1 показано взаимное расположение тел качения и сепаратора; на сепаратор действует сила $-N_a$ (активная сила со стороны набегающего ролика) и силы препятствующие его перемещению $-N_p$ (реактивные силы со стороны роликов), а также сила взаимодействия с базирующим кольцом $-N_R$ (реактивная сила со стороны внешнего кольца) и силы трения с базирующим кольцом $-T$, с роликом зоны нагружения T_{Na} , роликами ненагруженной зоны T_{Npi} . В этих условиях дифференциальное уравнение движения сепаратора имеет вид

$$I_c \ddot{\theta} + \frac{D_0}{2} \left[N_a(\theta) - \sum_{i=1}^{Z_n} N_{pi}(\theta) \right] - \frac{D_w}{2} \left[T_{Na}(\theta) + \sum_{i=1}^{Z_n} T_{Npi}(\theta) \right] - \frac{D_0}{2} \cdot T = 0. \quad (1)$$

Механизм передачи движения от тел качения к сепаратору иллюстрируется схемой, представленной на рис. 2, где позиции $a, б, в, г$ соответствуют случаю $\psi > \varphi$; позиции $д, е, ж$ – случаю $\psi = \varphi$; позиции $з, и, к, л$ – случаю $\psi < \varphi$.

Для случая $\psi > \varphi$ исходное состояние подшипника показано позицией a . В этом случае тела качения, которые тормозят перемещение сепаратора, располагаются как в ненагруженной так и нагруженной зонах подшипника, движение сепаратора согласно (1) замедляется на время, пока тело качения 2,

преодолев путь \overline{S}_o не надавит на переднюю по ходу движения перемычку сепаратора.

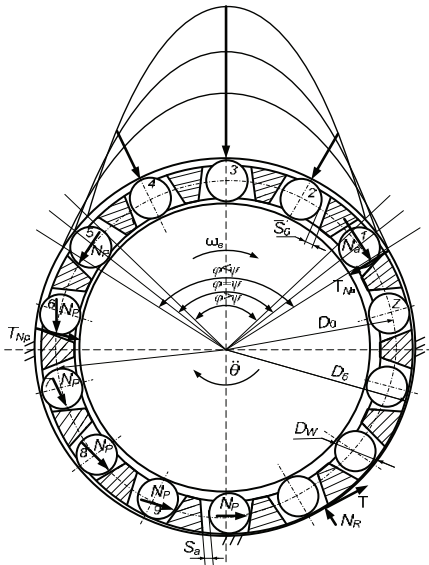


Рис. 1. Радиальной роликоподшипник с соотношением угловых зон φ и ψ .

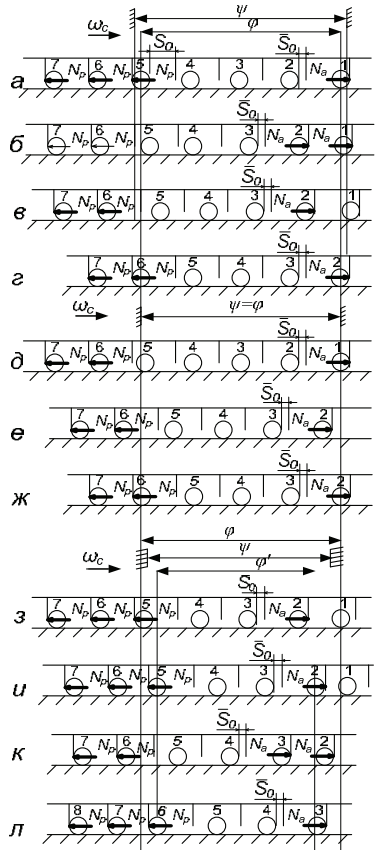


Рис 2. Схематическое представление взаимодействия тел качения с перемычками сепаратора .

С этого момента времени тело 2 становится тягловым – перемещает сепаратор вместе с телом 1 (позиция б). Тело 5, ранее сопротивлявшееся перемещению сепаратора, по мере продвижения в зоне нагружения подшипника, согласно [3] увеличит свою скорость и отойдет от толкающей его задней перемычки сепаратора (позиция в). Тормозное воздействие на сепаратор оказывают тела качения, находящиеся вне зоны радиального нагружения подшипника, за счет сил трения скольжения по беговой дорожке наружного кольца. Перемещая сепаратор вместе с тормозными телами качения, тело 2 вводит тело б в зону радиального нагружения подшипника.

В результате резко увеличивается сопротивление перемещению сепаратора за счет сил трения скольжения тела 6 по беговым дорожкам наружного и внутреннего колец. Движение сепаратора замедляется (позиция г), поскольку тяговая способность тела 2 по мере приближения к границе зоны нагружения падает.

Для сравнения: в исходном состоянии для случая $\psi = \varphi$ (позиция д), когда справедливо соотношение (1), сепаратор замедляет свое движение вследствие потери тяговой способности тела 1, а тормозными останутся тела качения, находящиеся вне зоны радиального нагружения. Тело качения 5 под действием силы инерции войдет в зону радиального нагружения подшипника и с появлением сил сцепления на беговых дорожках колец начнет совершать качение, отойдя от задней перемычки сепаратора. После выхода из зоны нагружения тела 1 тяговым станет тело качения 2 (позиция е). Подойдя к границе зоны радиального нагружения, цикл передачи движения от тел качения к сепаратору повторится: тело 2 начнет терять свои тяговые способности, а тело 6 войдет в зону радиального нагружения под действием силы инерции и начнет совершать качение (позиция жс).

Случай $\psi < \varphi$ может рассматриваться как случай $\psi > \varphi'$; где φ' – угловой размер между центрами ($z_n - 1$) тел качения. Действительно, при $\psi < \varphi$ в некоторый произвольный момент времени, соответствующий позиции з, тело качения 1 находится вне зоны радиального нагружения подшипника и не является тяговым. Сила N_a , действующая со стороны тела 2 на сепаратор, перемещает тормозные тела 5...7, находящиеся вне зоны радиального нагружения подшипника. Принудительное перемещение тела 5 в зону радиального нагружения с помощью сепаратора вызовет резкое увеличение сопротивления его перемещению из-за появления сил трения скольжения тела 5 по беговым дорожкам колец. Достигнув исходного состояния (позиция и), когда справедливо соотношение (1), движение сепаратора замедлится. После передачи тягового усилия телу 3, сепаратор вместе с тормозными телами начнет ускоренное перемещение (позиция к) вплоть до нового исходного состояния подшипника (позиция л).

Отмеченное выше скольжение тел качения по беговым дорожкам колец в процессе их принудительного перемещения сепаратором в зону радиального нагружения подшипника для случая $\psi \neq \varphi$ подтверждается исследованиями кинематики подшипников в условиях эксплуатации [4,5]. В работе [5] показано, что угловой размер зоны проскальзывания роликов на входе в зону нагружения подшипника зависит от нагрузки на подшипник и скорости его вращения. Следовательно, угловой размер зоны радиального нагружения подшипника может быть представлен как:

$$\psi = \psi_k + \psi_c, \quad (2)$$

где ψ_k – угловой размер зоны радиального нагружения с качением роликов; ψ_c – угловой размер зоны радиального нагружения со скольжением роликов.

Определим среднюю угловую скорость вращения сепаратора с учетом влияния бокового зазора и скольжения тел качения. За время t_ψ :

$$t_{\psi} = \frac{\psi_k + \psi_c}{\omega_{ст}} = t_{\psi_k} + t_{\psi_c}, \quad (3)$$

$$\text{тела качения проходят путь: } S_T = \omega_{ст} \frac{D_0}{2} (t_{\psi_k} + t_{\psi_c}), \quad (4)$$

$$\text{а сепаратор: } S_c = \omega_{cc} \cdot \frac{D_0}{2} t_{\psi_k}, \quad (5)$$

$$\text{причем: } S_T - S_c = S_0 - \bar{S}_0, \quad (6)$$

где D_0 – диаметр центров тел качения.

Решая совместно (3) – (6) получим:

$$\omega_{cc} = \omega_{ст} \left[\left(1 + \frac{\psi_c}{\psi_k} \right) - \frac{2(S_0 - \bar{S}_0)}{D_0 \cdot \psi_k} \right]. \quad (7)$$

Анализ выражения (7) показывает, что в частном случае, когда $\psi = \varphi$ величина ω_{cc} имеет вид:

$$\omega_{cc} = \omega_{ст} \left(1 - \frac{2S_0}{D_0 \psi_k} \right) \quad (8)$$

Таким образом, на неравномерность движения сепаратора подшипника оказывает влияние не только величина бокового зазора S_0 и размер зоны радиального нагружения подшипника ψ , как утверждает в работе [2], но и соотношение углового размера ψ зоны радиального нагружения подшипника и углового размера φ между центрами тел качения, находящимися в зоне радиального нагружения. Наиболее благоприятный случай работы подшипника достигается при условии $\psi = \varphi$, когда отсутствует скольжение тел качения на входе и выходе из зоны радиального нагружения, что способствует наименьшему уровню нагружения конструкции сепаратора со стороны роликов.

С целью выяснения влияния соотношения угловых зон φ и ψ на силовое взаимодействие сепаратора с бортом базирующего внешнего кольца проведены сравнительные испытания роликоподшипников типа 2726 с опытными (16, 12, 10, 8 гнезд) и типовым (14 гнезд) сепаратором, показанными на рис.3.

Испытания проводились на стенде, позволяющим моделировать работу подшипников букс пассажирских и грузовых вагонов, который представлен на рис.4.



Рис. 3 Типовой и опытные латунные сепараторы

К подшипнику, вращающемуся с частотой $n = 400 \text{ мин}^{-1}$ прикладывали радиальную силу $F_r = 35 \text{ кН}$ с зоной радиального нагружения $\psi = 155^\circ \dots 160^\circ$

и с помощью тензопреобразователей в бортах внешнего (неподвижного) кольца измеряли силу взаимодействия с сепаратором.

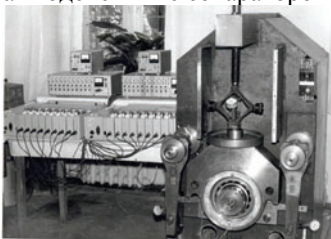


Рис. 4 Общий вид стенда для испытания роликоподшипников тяжелых режимов эксплуатации

Фрагмент записей динамических процессов взаимодействия сепараторов с различным числом гнезд и роликов показаны на рис. 5.

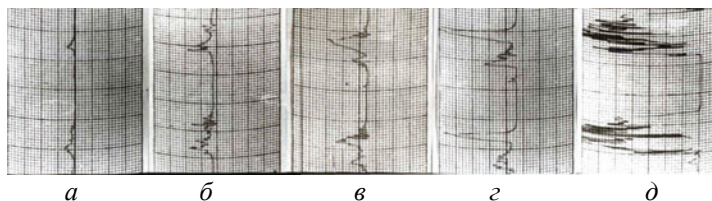


Рис. 5. Динамические процессы взаимодействия латунных сепараторов с бортами базирующего внешнего кольца: *а* – 16 гнезд; *б* – 14 гнезд; *в* – 12 гнезд; *г* – 10 гнезд; *д* – 8 гнезд;

Результаты тарировки тензопреобразователей, расчетов углов и сил приведены в таблице 1.

Таблица 1.

параметр	Число гнезд				
	16	14	12	10	8
Число тел качения зоны нагружения, Z_n	7	6	5	4	3
Угол, φ°	157,5	154,3	150	144	135
$\Delta = \psi^\circ - \varphi^\circ$	2,5	5,7	10	16	25
Сила давления сепаратора на борта, R (кН)	0,15	0,40	0,60	1,2	Не предельное значение

Анализ результатов эксперимента однозначно показывает на связь степени заполнения зоны радиального нагружения телами качения с нагруженностью сепаратора. Для величин зон радиального нагружения, характерных для букс грузовых и пассажирских вагонов [7], наилучшей по критерию силового взаимодействия сепаратора с базирующим внешним кольцом подшипника является конструкции сепаратора с 16^ю гнездами.

Выводы

1. Причиной неравномерности вращения сепаратора является не только,

боковые зазоры в гнездах, но и несоответствие углового размера зоны радиального нагружения подшипника с угловым размером между центрами нагруженных тел качения.

2. Наиболее благоприятной для эксплуатации подшипника является такая конструкция подшипникового узла, когда величина углового расстояния зоны нагружения подшипника кратна величине углового расстояния между центрами нагруженных тел качения.

3. Для известных распределений нагрузки между телами качения в цилиндрических роликоподшипниках типа 2726 букс грузовых и пассажирских вагонов наилучшей по критерию нагруженности сепаратора является его конструкция с 16^{го} гнездами.

Список литературы: 1. *Комиссар А.Г.* Опоры качения в тяжелых режимах эксплуатации: справочник. –М.: Машиностроение, 1987. –387. 2. *Андреевский В.Г., Гайдамака А.В., Шнырь С.М.* Влияние зазоров в гнездах сепаратора на работу деталей подшипника качения // Науч.-техн. реф. сб. Подшипниковая промышленность, вып. 12. М., НИИНАвтопром. –1983. –с.3–9. 3. *Спицын Н.А., Андреевский В.Г.* Влияние радиальной нагрузки на усилия, действующие на сепаратор радиального подшипника // науч.-техн. реф. сб. Подшипниковая промышленность, вып. 8. М., НИИНАвтопром. –1980. –с.3–7. 4. *Проскура Ю.М.* Проскальзывание тел качения в роликовом подшипнике // Вестник ВНИИЖТ. –1970. –№6. –с.41–44. 5. *Лосев А.В.* Силовое взаимодействие движущихся элементов цилиндрического роликового подшипника // Труды ВНИИЖТ. –1975. –Вып.540. –с.63–67. 6. А.С. 1444631 СССР, МКИ4 G01M13/04. Стенд для моделирования силового нагружения буксового роликоподшипника / *В.А. Андреевский, А.В. Гайдамака* (СССР). Оpubл. 15.12.88, Блог. №46. –5с. 7. *Вагоны / Л.А. Шадр, И.И. Челноков, Л.Н. Никольский, и др.* Под ред Л.А. Шадра. –3-е изд., пер. и доп. –М.: Транспорт, 1980. –439с.

Поступила в редколлегию 14.09.2010

УДК 621.822.6

А.В. ГАЙДАМАКА, канд. техн. наук, проф.;

Ю.Д. МУЗИКІН, канд. техн. наук, проф.,

В.В. НЕМЧИК, асп., НТУ «ХП», м. Харків

ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТУ З ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ГЕОМОДИФІКАТОРІВ ТЕРТЯ В ПЛАСТИЧНОМУ МАСТИЛІ РОЛИКОВИХ ПІДШИПНИКІВ

В даній статті вибрано напрямок підвищення зносостійкості спряження «торець ролика – борт кільця» роликових підшипників. Вибрано метод фізичного моделювання із застосуванням математичного планування трьохфакторного експерименту для схеми вибору антифрикційної добавки до пластичного мастила ЛЗ-ЦНІИ. Розроблено пристрій та методика дослідження спряження «торець ролика – борт кільця». Вибрано критерій оптимізації – коефіцієнт тертя і дослідні фактори – сила взаємодії торця ролика та борта сегменту кільця підшипника, частота обертання ролика, кількість антифрикційної добавки у пластичному мастилі ЛЗ-ЦНІИ. Вперше отримана регресійна формула інтенсивності зносу торця ролика циліндричного підшипника.

In this article direction of increase wearproofness of interface is chosen a butt end of roller is a side of ring of bearings of rollers. The method of physical design is chosen with the use of the mathematical planning of three-factor experiment of choice of afriktsionnoy addition to the plastic greasing of LZ-TSNI. Adaptation and method of research of interface is developed a butt «end of roller is a side of ring». The criterion of optimization is chosen – a coefficient of friction and explored factors is force of co-operation of butt «end of roller and side of bearing ring», frequency of rotation of roller, quantitative maintenance of afriktsionnoy addition in the plastic greasing of LZ-TSII. The regressive formula of intensity of wear of butt end of roller of the cylindrical bearing is first got.

Огляд досліджень. Постановка задачі дослідження впливу геомодифікаторів тертя в пластичному мастилі на знос спряження «торець ролика – борт кільця» роликопідшипника дана в роботі [1]. В роботі [2] на чотирьохкульковій машині тертя попередньо вибрано вид антифрикційної добавки на основі геомодифікаторів до мастила ЛЗ-ЦНИИ, для циліндричних роликопідшипників колісних пар вагонів. Для уточнення концентрації вибраної антифрикційної добавки «КОМБАТ» [3] необхідно провести лабораторні дослідження зношування спряження «торець ролика – борт кільця», як одного з найменш зносостійких спряжень роликопідшипників, що мають особливість сприймати осьові навантаження.

Мета роботи полягає в дослідженні впливу на зношування торців циліндричних роликів і бортів кільця роликопідшипників антифрикційної добавки «КОМБАТ» в мастилі ЛЗ-ЦНИИ та визначення її оптимальної концентрації шляхом планування експерименту.

Основний матеріал. Для проведення експерименту необхідно вибрати: критерій оптимізації, фактори впливу та області їх зміни, математичну модель процесу зношування; скласти план експериментального дослідження; розробити експериментальне обладнання та методику дослідження; виконати статистичний аналіз рівняння регресії; здійснити пошук оптимальної концентрації вказаної добавки.

Параметром оптимізації в цій роботі вибрано знос спряження «торець ролика – борт кільця» підшипника. Аналіз літературних даних [4–5] зі зношування деталей підшипників кочення показує, що знос I є функцією багатьох факторів:

$$I = \varphi(F, V, S, f, t, \Delta t, E, \varepsilon, HB, H_{\mu}, \sigma_T, R_z, R, l, c, \lambda, A_y, Q), \quad (1)$$

де – F осьове навантаження в контакті; V – швидкість ковзання; S – площа контакту; f – коефіцієнт тертя; t – об’ємна температура; Δt – температурний градієнт; E – модуль пружності; ε – коефіцієнт об’ємного розширення; HB – твердість; H_{μ} – мікротвердість; σ_T – межа текучості; R_z – середня висота мікронерівностей профілю поверхні; R – середній радіус закруглень мікронерівностей; l – шлях тертя; c – коефіцієнт теплоємності матеріалу деталі; λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу деталі; A_y – триботехнічна властивість мастила; Q – витрата мастила.

В умовах порівняльних випробувань трібоспряження «торець ролика – борт кільця» роликового підшипника з різним складом мастильних матеріалів залишаються незмінними модуль пружності матеріалів деталей, твердості поверхонь деталей, витрати мастила, а також параметри оточуючого середовища (тиск, температура, вологість, і таке інше). Враховуючи, що між торцем ролика і поверхнею борта кільця підшипника спостерігається тільки тертя ковзання, вираз (1) уявляється як функція трьох змінних $P = F / S, V, A_y$. Для зручності аналізу замість V введена частота обертання ролика n , а замість A_y – безрозмірна величина концентрації k добавки «КОМБАТ» у пластичному мастилі ЛЗ-ЦНИИ. Остаточоно вираз має вигляд:

$$I_p = \varphi_p(P, n, k), \quad (2)$$

де I_p - зношування торця ролика.

Вибір інтервалів варіювання залежить від виду поставленої задачі: опису процесу зношування чи оптимізації умов зношування. Для задачі, яка вирішується спочатку, тобто опису процесу зношування інтервал варіювання повинен охоплювати всю область дослідження [4]. Рівні варіювання дослідних факторів V, P, A_p , а також їх інтервали варіювання наведено в таблиці 1.

Рівні фактору P та інтервал його зміни визначався за результатом експериментального дослідження величин, діючих осьових сил на підшипники опорних вузлів колісних пар вагонів, (5...20кН). Рівні фактору n та інтервал його зміни визначався експлуатаційним діапазоном руху вагону (50...100 км/г). Саме такі величини осьових сил швидкостей обертання характерні для найбільш навантажених підшипникових вузлів колісних пар вантажних вагонів. Рівні фактору k та інтервал його зміни визначався попередніми дослідженнями мастильної композиції ЛЗ-ЦНИИ «КОМБАТ»[6].

Таблиця 1. Вихідні дані для факторів.

Рівні факторів та інтервал варіювання	Кодові значення факторів	Позначення факторів (натурні, кодові)		
		$P, \text{МПа.}$	$n, \text{хв}^{-1}$	$k, \text{г/кг}$
		X_1	X_2	X_3
Основний (нульовий) рівень	0	6,25	1100	2,5
Інтервал варіювання	ΔX_i	3,75	300	2,5
Нижній рівень	-1	2,5	800	0
Верхній рівень	+1	10	1400	5

При неповному знанні про зношування спряження «торець ролика – борт кільця» підшипника вид функції відгуку φ_p у виразі (2) невідомий і тоді вираз для I_p апроксимують поліномом:

$$I_{ep} = \theta_0 + \theta_1 x_1 + \theta_2 x_2 + \theta_3 x_3 + \theta_{12} x_1 x_2 + \theta_{13} x_1 x_3 + \theta_{23} x_2 x_3 + \theta_{123} x_1 x_2 x_3 + \theta_{11} x_1^2 + \theta_{22} x_2^2 + \theta_{33} x_3^2 + \dots, \quad (3)$$

де – $\theta_0, \theta_i, \theta_{ij}, \theta_{ii}$ – теоретичні коефіцієнти регресії.

Спочатку перевіряють можливість лінійної апроксимації функції відгук, що спрощує вираз (3). В результаті експерименту отримують коефіцієнти b_0, b_i, b_j, b_{ij} , які є оцінками теоретичних коефіцієнтів $\theta_0, \theta_i, \theta_j, \theta_{ij}$.

$$I_p = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{12} x_1 x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3 + b_{123} x_1 x_2 x_3. \quad (4)$$

Вивчення процесу, який апроксимується лінійною функцією потребує, мінімальних витрат на проведення експериментальних робіт і план повного факторного експерименту (ПФЕ) може бути визнаний як 2^n . Умови проведення експерименту в кодівій формі задачі опису зношування ролика в контакті з бортом кільця роликотідшипника типу 2726 наведено в таблиці 2 (планування та розрахунок).

Моделювання зношування спряження «торець ролика – борт кільця» виконувалось для циліндричного роликотідшипника типу 2726 на установці, що показана на рис.1, а вимірювання зносу торця ролика здійснювалось методом штучних баз [6].

Результати вимірювань зносу торців роликів наведені у таблиці 2 (Вихід); середнє значення результатів паралельних експериментів подається в дужках і розраховано за формулою:

$$\bar{y} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m y_{ij}.$$

де $i = 1, 2, \dots, m; j = 1, 2, \dots, N$, m - число пар експериментів ($m=3$), N - число випробувань ($N=8$).

Таблиця 2. План повного факторного експерименту типа 2.

№ випроб.	Планування				Розрахунок				Вихід I (мкм)
	X_0	X_1	X_2	X_3	$X_1 \cdot X_2$	$X_1 \cdot X_3$	$X_2 \cdot X_3$	$X_1 X_2 \cdot X_3$	$I_y(I_{yexp}), \text{ мкм}$
1	+	-	-	-	+	+	+	-	40...45(42)
2	+	+	-	-	-	-	+	+	57...59(58)
3	+	-	+	-	-	+	-	+	69...74(72)
4	+	+	+	-	+	-	-	-	97...100(99)
5	+	-	-	+	+	-	-	+	34...37(36)
6	+	+	-	+	-	+	-	-	48...51(49)
7	+	-	+	+	-	-	+	-	59...62(60)
8	+	+	+	+	+	+	+	+	70...74(72)

Регресійний аналіз отриманих результатів здійснюється за перевітками відтворюваності експериментів, значимості коефіцієнтів регресії, адекватності рівняння регресії.

Перевірка відтворюваності експерименту проведена для $m=3$ паралельних експериментів за критерієм Кохрена (G - критерій):

$$G_{\max} = \max S_i^2 / \sum_{i=1}^N (S_i^2), \text{ та умовою } G_{\max P} < G_T \quad (5)$$

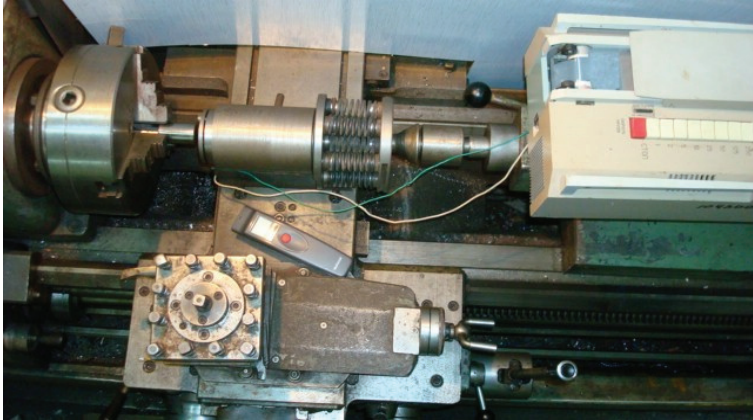


Рис.1. Загальний вигляд установки для дослідження спряження «торець ролика – борт кільця»

де дисперсія $S_i^2 = [1/(m-1)] \sum_{i=1}^m (y_u - \bar{y}_i)^2$ для кожного випробування i становить:

$$S_1^2 = 4; S_2^2 = 9,5; S_3^2 = 9; S_4^2 = 4,5; S_5^2 = 2,5; S_6^2 = 4,5; S_7^2 = 4,5; S_8^2 = 3.$$

З яких $\max S_2^2 = 9,5$, а $\sum_{i=1}^N S_i^2 = 41,5 < \cdot$. Тоді розрахункова величина кри-

терію Кохрена $G_{\max P} = 0,23$. Табличне значення критерію Кохрена для степенів свободи: чисельника $k_1 = m - 1 = 3 - 1 = 2$ і знаменника $k_2 = 8$ та вибраного рівня значимості $q = 0,05$ [7]: $G_T = 0,82$. Отже умова (5) виконана, тобто для вибраного числа параметрів експериментів ($m=3$) результати їх відтворюються і можуть бути віднесені до однієї і тієї ж генеральної сукупності.

Перевірка значимості коефіцієнтів регресії здійснюється за критерієм Стьюдента (t - критерій): $t_j = b_j / S_{b_j}$ та умовою $t_{jp} > t_T$,

де $b_i = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_{kj} Y_j$ (тут k - число базуючи функцій $f(x) k = 0, \dots, 7$)

Формула, оцінки дисперсії експерименту має вигляд:

$$S_{b_i} = \sqrt{S_{b_i}^2}; S_{b_i}^2 = S_e^2 / 2^n m; S_e^2 = \sum_{i=1}^N S_i^2 / N, \quad (6)$$

а результати розрахунків S_e , S_{b_j} наведені в табл.. 3.

Таблиця 3. Результати розрахунків

№	S_i^2	S_e^2	$S_{b_j}^2$	S_{b_j}	b_j	$ t_j $
1	4,00	5,188	0,2162	0,465	61	131,18
2	9,50				8,5	18,28
3	9,00				14,75	31,72
4	4,50				-6,75	-14,52
5	2,50				1,25	2,69
6	4,50				-2,25	-4,84
7	4,50				-3	-6,45
8	3,00				-1,5	-3,23

Порівняння отриманих t_i критеріїв з табличним значенням t_i для степені свободи $k = N(m-1) = 16$ та вибраного рівняння регресії $q = 0,05$, $t_{16;2;0,25} = 2,12$ [7] дає:

$$\begin{aligned}
 |t_0| &= 131,18 > 2,12; & |t_1| &= 18,28 > 2,12; & |t_2| &= 31,72 > 2,12; \\
 |t_3| &= 14,52 > 2,12; & |t_4| &= 2,69 > 2,12; & |t_5| &= 4,84 > 2,12; \\
 & & |t_6| &= 6,45 > 2,12; & |t_7| &= 3,23 > 2,12.
 \end{aligned}$$

Оскільки коефіцієнти b виявилися значимими для вибраного рівня, $q = 0,05$, уточнене рівняння регресії матиме вигляд:

$$I_p = 61 + 8,5x_1 + 14,75x_2 - 6,75x_3 + 1,25x_1x_2 - 2,25x_1x_3 - 3x_2x_3, \quad (7)$$

Перевірка адекватності цього рівняння здійснюється за критерієм Фішера (F -критерій):

$$F = ms^2 / s_e^2 \text{ та умовою } F_p < F_T, \quad (8)$$

де вибіркова дисперсія $S^2 = \frac{1}{N-d} \left(\sum_{i=1}^N \bar{y}_i^2 - N \cdot \sum_i^d b_i^2 \right)$.

Порівняння розрахункового значення критерію Фішера $F = 0,014$, а табличним значенням для ступенів свободи $k_1 = N-d = 8-0 = 8$; $k_2 = N(m-1) = 8(3-1) = 16$ та вибраного рівняння значимості $q = 0,05$ показує, що $F_p > F_T$ ($2,12 > 0,014$).

Отже, отримана модель адекватно описує процес зношування торця ролика циліндричного роликопідшипника. На основі аналізу (7) встановлено що:

- характер впливу навантаження і швидкості однаковий: їх збільшення приводить до збільшення зношування, але інтенсивність впливу швидкості у півтори рази більше;
- вплив на зношування торця ролика чинить антифрикційна добавки менший ніж швидкості і навантаження, але збільшення концентрації добавки «КОМБАТ» до мастила ЛЗ-ЦНИИ зменшує зношування.

Для визначення необхідності вирішення задачі оптимізації, тобто пошуку екстремуму функції I_p попередньо визначимо працездатність мастила з різними концентраціями добавки «КОМБАТ». Такі випробування визначають

доцільність вирішення задачі оптимізації методом планування експерименту. Результати випробувань трібоспряження «торець ролика – борт кільця» в мастилі ЛЗ-ЦНИИ з різною концентрацією антифрикційної добавки «КОМБАТ» наведено в табл.3.

Аналіз результатів випробувань дослідного спряження з різними режимами показує, що гранична величина концентрації антифрикційної добавки «КОМБАТ» починаючи з якої зменшення зносу не спостерігається, залежить від навантаження та швидкості ковзання. Різниця зносу торців роликів, що менша 1%, двох сусідніх випробувань в режимі 1 спостерігається починаючи з випробування №7, в режимі 2 – з випробування №6, в режимі 3– з випробування №4.

Таблиця 4. Результати випробувань

№	Концентрація k присадки «КОМБАТ», г/кг.	Знос торця ролика при режимі випробування:		
		1) P=10МПа, n=2000об/хв, мкм	2) P=6,25МПа, n=1400об/хв, мкм	3) P=2,5МПа, n=800об/хв, мкм
1	0	98...101(99)	66...70(68)	39...45(42)
2	1	92...96(94)	63...67(65)	38...43(40)
3	2	85...89(88)	59...63(62)	36...41(39)
4	3	80...84(82)	58...61(60)	35...40(38)
5	4	75...80(77)	55...59(57)	35...39(37)
6	5	69...73(72)	52...56(54)	33...38(36)
7	6	68...73(71)	51...55(53)	33...38(36)
8	7	67...72(70)	51...55(53)	33...38(36)

Отже в межах дослідного діапазону навантаження та швидкості ковзання спряження «торець ролика – борт кільця» циліндричного роликопідшипника гранична величина концентрації антифрикційної добавки «КОМБАТ» може бути визначена функціональною залежністю, що встановлена за результатами обробки методом найменших квадратів трьох режимів випробування.

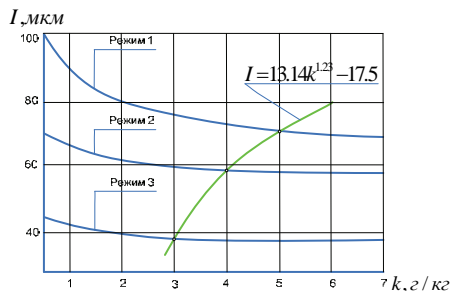


Рис.3. Графік залежності зносу торця ролика від концентрації добавки в мастилі.

Висновки.

1. Розроблено пристрій та методика дослідження спряження торець ролика – борт кільця.

2. Вперше отримана регресійна модель зносу торця ролика циліндричного підшипника, що має особливість сприймати осьові навантаження.
3. Встановлено, що на знос спряження «торець ролика – борт кільця» найбільший вплив чинить режим експлуатації (швидкість обертання $v_2=14,75$ і осьове навантаження $v_1=8,5$), а підвищення концентрації добавки «КОМБАТ» в мастилі ЗЛ-ЦНИИ зменшує знос торців роликів ($v_3= - 6,75$).
4. Для дослідного діапазону швидкості обертання підшипника і тиску у торцевому контакті, що характерний для найбільш навантажених підшипникових вузлів колісних пар вантажних вагонів, визначена гранична величина концентрації добавки «КОМБАТ» у мастилі ЛЗ-ЦНИИ, яка ефективно зменшує знос спряження «торець ролика – борт кільця» циліндричного роликопідшипника типу 2726.

Список літератури: 1. *А.В. Гайдамака*. и др. Про завдання забезпечення зносостійкості циліндричних роликопідшипників, що мають особливість сприймати осьове навантаження. // Вестник НТУ «ХПІ» - 2007. –№4. – С.42-48. 2. *А.В. Гайдамака, В.В. Немчик, А.Г. Кравцов* Результати першого етапу вибору антифрикційних добавок до пластичного мастила циліндричних роликопідшипників важких режимів експлуатації. – Вестник НТУ «ХПІ» №2, 2009., 50с. 3. *Войтов В.А.* Реологічні дослідження мікроструктур них змін захисного покриття, яке утворене за допомогою трибологічної відновлювальної суміші «КОМБАТ» // Проблеми трибології. – 2008. -№1. – С.34-38. 4. *Евдокимов Ю.А.* Планирование и анализ экспериментов при решении задач трения и износа. /–М.: Наука, - 1980. -228 с. 5. *Справочник по триботехнике в 3 т. / Под общ. ред. М. Хеды, А.В. Чичинадзе.– М.: Машиностроение., Т.1. Теоретические основы. - 1989. - 400с. 6. Хрущов М.М. Определение износа деталей машин методом искусственных баз. / М.Хрущов, Е.Беркович – М: Высш. шк. - 1959. – 284с. 7. *Болашев Л.А., Смирнов Н.В.* Таблицы математической статистики. –М.: Наука, 1965. –474с.*

Поступила в редколлегию 14.09.2010

УДК 621.822.5

А.С. СТОЛБОВОЙ, канд. техн. наук, проф. ;
Ю.Д. МУЗИКІН, канд. техн. наук, проф., НТУ «ХПІ», м. Харків

ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ВИСОКОШВИДКІСНИХ УПОРНИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ

Викладено результати експериментальних досліджень двох варіантів високошвидкісних упорних підшипників ковзання. Показано шляхи підвищення їхньої працездатності.

Results of experimental researches of two variants of high-speed persistent bearings of sliding are stated. Ways of increase of their serviceability are shown.

Рішення проблеми підвищення надійності сучасних високошвидкісних машин для енергетики і транспорту в значній мірі залежить від надійності роботи їхніх опорних вузлів. Схема опорної поверхні несамоустановлюваль-

ного під'ятника газової турбіни, що працює з плоскою п'ятою, яка обертається з частотою $15000 - 25000 \text{ хв.}^{-1}$ у напрямку, що зазначено стрілкою, показана на рис. 1. Подача рідини, що змащує, здійснюється через центральну камеру і частково закриті канали, що розділяють опорну поверхню на z сегментів.

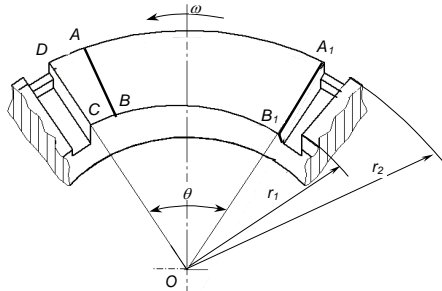


Рис. 1. Схема опорної поверхні під'ятника

Розглянутий серійний варіант I має опорну поверхню з конфузорним ухилом від вхідної крайки A_1B_1 в напрямку руху п'яти і плоску ділянку $ABCD$, яка рівнобіжна площини п'яти, що сприймає навантаження в процесі пуску і зупинки машини. Надійність роботи розглянутих підшипників визначається мінімальною товщиною мастильного шару h_0 , що розділяє поверхні тертя по вихідній крайці CD , максимальним тиском і температурою робочої зони. Температура, у свою чергу, залежить від утрат на тертя і витрат рідини, що змащує. Гідродинамічний розрахунок високошвидкісних упорних підшипників, який засновано на рішеннях рівнянь Рейнольдса з урахуванням інерції змащувального мастила приведено у роботі [1].

Одним із засобів підвищення несучої здатності і зниження коефіцієнта тертя розглянутих підшипників є зміна форми робочих поверхонь таким чином, щоб створити масляний клин в коловому і радіальному напрямках [2]. Схема опорної поверхні розглянутого під'ятника (варіант II) приведена на рис. 2.

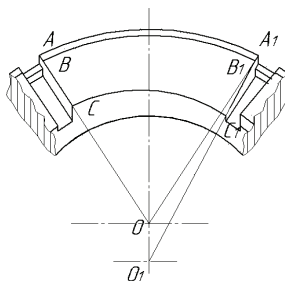


Рис. 2. Схема опорної поверхні під'ятника с ухилами в коловому і радіальному напрямках

Робоча поверхня у варіанті II має конфузорні ухили C_1C у напрямку руху п'яти й C_1B_1 у радіальному напрямку від входу C_1 на внутрішньому радіусі підп'ятника. Вихідна крайка CA і плоска ділянка, що сприймає навантаження в процесі пуску і зупинки, рівнобіжні площини п'яти і віддалені на відстань h_0 .

Ухили конфузорних ділянок визначаються параметром $\alpha = \Delta h / h_0$, де $\Delta h = h_{\max} - h_0$ – максимальний ухил робочої поверхні. Максимум мастильного шару h_{\max} розташовується у місці A_1 при виготовленні за варіантом I і у місці C_1 у варіанті II.

Теоретичні й експериментальні дослідження показують, що максимальна несуча здатність для варіанта I буде при $\alpha = \Delta h / h_0$, а мінімуму коефіцієнта тертя відповідають $\alpha \approx 3$. В другому варіанті оптимальні значення робочих характеристик визначаються відношенням $\alpha \approx 4..4,5$. Теоретичні дослідження розглянутих підшипників показали, що інерційні ефекти в мастильному шарі виявляються при центральних кутах упорних сегментів $\theta = 30..60^\circ$, великих кутових швидкостях п'яти ω і малої кінематичної в'язкості олії ν . Останні параметри об'єднуються у характеристичний комплекс – число Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega \cdot h_0^2}{\nu}$$

На рис. 3 приведено результати теоретичних і експериментальних досліджень упорного підшипника газової турбіни, що має 6 опорних сегментів з центральними кутами $\theta = 50^\circ$. Внутрішній і зовнішній радіуси складали: $r_1 = 30,5 \text{ мм}$ і $r_2 = 50 \text{ мм}$. Для змащення була використана мінеральна олія “Турбінне 22”. Безрозмірний коефіцієнт несучої здатності визначався за результатами вимірів у вигляді

$$\phi_p = \frac{F_a \cdot h_0^2}{\mu \cdot \omega \cdot r_1^4 \cdot \theta z}$$

де F_a – осьове навантаження, μ – динамічна в'язкість олії, z – число упорних сегментів.

Експериментальні залежності несучої здатності ϕ_p від числа Рейнольдса Re отримані при обробці результатів вимірів за методом найменших квадратів для мінімальних розмірів мастильного шару $h_0 = 35 \pm 3 \text{ мкм}$ (прямі 1 і 5) і $h_0 = 45 \pm 3 \text{ мкм}$ (прямі 3 і 7). Для порівняння пунктирними лініями наведено теоретичні залежності. Прямі 2 і 6 відповідають $h_0 = 35 \text{ мкм}$, а прямі 4 і 8 – $h_0 = 45 \text{ мкм}$. Графіки 1 – 4 належать серійному варіанту I, а 5 – 8 – до варіанта II з кутовими ухилами в обох напрямках.

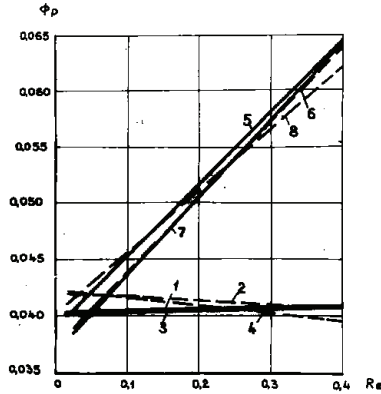


Рис. 3. Результати теоретичних і експериментальних досліджень упорного підшипника газової турбіни.

Аналіз результатів експериментального дослідження показує, що вплив інерції рідини, що змащує, на робочі характеристики гідродинамічних під'ятників залежить від форми робочих поверхонь упорних сегментів і числа Рейнольдса.

Найбільший вплив інерції змащувальної речовини на характеристики опор виявляється для під'ятника II, який має конфузорні ухили в окружному і радіальному напрямках. Несуча здатність досліджуваних опор типу I і II при малих значеннях чисел Рейнольдса приблизно рівна. Зі збільшенням параметра $Re = \omega h_0^2 / \nu$ несуча здатність під'ятника I майже не змінюється, а у варіанті II зростає. При значеннях $Re = 0,35 - 0,4$ підвищення несучої здатності складає приблизно 50%.

Експериментально також було встановлено, що втрати потужності від тертя незначно змінюються від зміни форми робочих поверхонь.

Нагрівання мастила на ділянках між вхідною і вихідною крайками опорних сегментів при великих значеннях чисел Re у під'ятника II нижче, що пояснюється підвищеною несучою здатністю і збільшенням середньої витрати мастила, що проходить через сегмент. Ця перевага може виявлятися тільки при вільному проході значної кількості охолоджувальної олії через розкритий канал поміж сегментів.

При прокачуванні охолоджуючого мастила через канали, які обмежено перемичками, які розташовано наприкінці каналів, значний вплив на нагрівання підшипника в цілому оказує зниження витрат олії через зовнішню крайку у варіанті II внаслідок запирання потоку. Ці витрати визначаються характеристикою насоса, тиском у системі змащення і розмірами перемички, що закриває канал. Регулюючи розміри зазору на виході з каналу і збільшуючи прокачування олії через канал, можна досягти приблизно рівного нагрівання під'ятників типу I і II.

Отримані експериментально залежності несучої здатності упорного підшипника підтверджують правильність прийнятої [1,2] наближеної теорії розрахунку високошвидкісних упорних підшипників з урахуванням інерції змащувальної рідини, у залежності від форм робочих поверхонь опорних подушок.

Список литературы: 1. Гапонов В.С., Столбовой А.С., Музыкин Ю.Д., Свиргун О.А. Расчет высокоскоростных упорных гидродинамических подшипников скольжения. Вісник ХНТУСГ, вип. 68.–Харків: ХНТУСГ, 2008.– С. 253 – 257. 2. Столбовой А.С. Расчет высокоскоростных гидродинамических упорных подшипников скольжения с окружными и радиальными уклонами рабочих поверхностей. Межвуз. темат. сборник научных трудов “Исследование гидростатических опор и уплотнений двигателей летательных аппаратов”.– Харьков: ХАИ, 1987. – С. 49 – 54.

Поступила в редколлегию 14.09.2010

УДК 621.822.6

А. В. ГАЙДАКА, канд. техн. наук, проф.;
В. Ю. АЛЕФИРЕНКО, асп., НТУ «ХПИ», г. Харьков;
М. В. ПАВЛЮЧЕНКОВ, асп., УкрДАЗТ, г. Харьков

ВЛИЯНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ ЗОН КОНТАКТА РОЛИКОВ С ПЕРЕМЫЧКАМИ СЕПАРАТОРА НА ЕГО СИЛОВОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ С БАЗИРУЮЩИМ КОЛЬЦОМ ПОДШИПНИКА

У статті розроблена методика порівняльного аналізу напружено – деформованого стану полімерних сепараторів для вивчення впливу несиметричного і симетричного характеру навантаження з боку роликів і сформульовані пропозиції по вдосконаленню конструкції сепаратора.

In the article the method of comparative analysis is developed tensely – the deformed state of polymeric separators for the study of influencing of asymmetrical and symmetric character of loading from the side of rollers and formulated suggestion on the improvement of construction of separator.

Постановка проблемы и анализ исследований. Кинематика подшипников качения тяжелых режимов нагружения ($F_r \geq 0,15 C_r$; $F_r \leq F_a$; $d \cdot n \leq 3 \cdot 10^5$ мм·мин⁻¹) [1], к которым относятся цилиндрические роликоподшипники букс колесных пар вагонов, согласно исследованиям [2–4], подчиняется определенным закономерностям. На входе в зону нагружения подшипника одна перемычка воспринимает усилия от ролика, который сопротивляется входу в эту зону; на выходе из зоны нагружения другая перемычка воспринимает усилие от ролика, покидающего эту зону. В совокупности усилия на перемычки, расположенные по краям зоны нагружения создают результирующую силу, которая прижимает сепаратор к базирующему кольцу подшипника. Перекосы роликов в цилиндрических роликоподшипниках букс вагонов [5] в процессе эксплуатации приводят к неопределенности зоны контакта с перемычками, о чем свидетельствуют характерные натирания на их рабочих поверхностях [6]. В результате величины износа колец сепаратора (и соответственно

рабочих поверхностей бортов базирующих колец) чаще всего неодинаковы. Это свидетельствует о несимметричном относительно срединной плоскости характере нагружения сепаратора. Влияние расположения зон контакта роликов с перемычками сепаратора на его силовое взаимодействие с базирующим кольцом подшипника до сих пор не исследовано.

Целью настоящей работы является оценка влияния расположения зон контакта роликов с перемычками сепаратора на его силовое взаимодействие с базирующим кольцом подшипника и выяснение условий, при которых давление колец сепаратора на борта базирующего кольца подшипника будет одинаковым.

Основной материал. Известные типы расчетных моделей массивных конструкций сепараторов подшипников показаны на рис. 1.

Оценить влияние расположения зон контакта роликов с перемычками сепаратора на его силовое взаимодействие с базирующим кольцом подшипника можно анализируя напряженно – деформированное состояние пространственной расчетной модели (рис. 1, ж и рис. 1, з). Сравнивая расчетные модели, полученные в работах [15,16] и [4,17], можно отметить, что последние в большей степени характеризуют работу сепараторов, буксовых цилиндрических роликоподшипников типа 2726. Расчетная модель предложенная в работе [4], использовалась для оценки характеристик сопротивления усталости и ресурса конструкции латунных сепараторов роликоподшипников типа 2726. Эта модель позволила обеспечить воспроизведение реальной картины нагружения и деформирования сепараторов в эксплуатации и получить усталостные поломки при испытаниях, идентичные эксплуатационным [17]. Поэтому, для исследования влияния расположения зон контакта роликов с перемычками на напряженно - деформированное состояние (НДС) сепаратора и его силовое взаимодействие с базирующим кольцом подшипника, а также концентрацию напряжений в углах гнезд используется расчетная модель, показанная на рис. 1, з.

Для сравнительных исследований оценки влияния схемы нагружения на НДС конструкции сепаратора область контакта сепаратора с базирующим кольцом в первом приближении принимается точечной и моделируется согласно методике работы [16]: в местах, где кольца сепаратора опираются на борта наружного кольца, введены одноузловые конечные элементы, моделирующие одностороннюю упругую связь.

Характер деформирования материала сепаратора в пределах имеющегося допуска для зазора “плавания” ($S_{nl} = D_o - d_c = 0,7...1,09$; D_o – диаметр базирующих поверхностей бортов наружного кольца; d_c – внутренний диаметр сепаратора) принимается линейным согласно результатам испытания на одноосное растяжение образца до разрыва компанией “Полипластик - технопол” (рис. 2). Компания “Полипластик - технопол” (Россия) является изготовителем и поставщиком полимерного материала для изготовления сепараторов роликоподшипников букс вагонов.

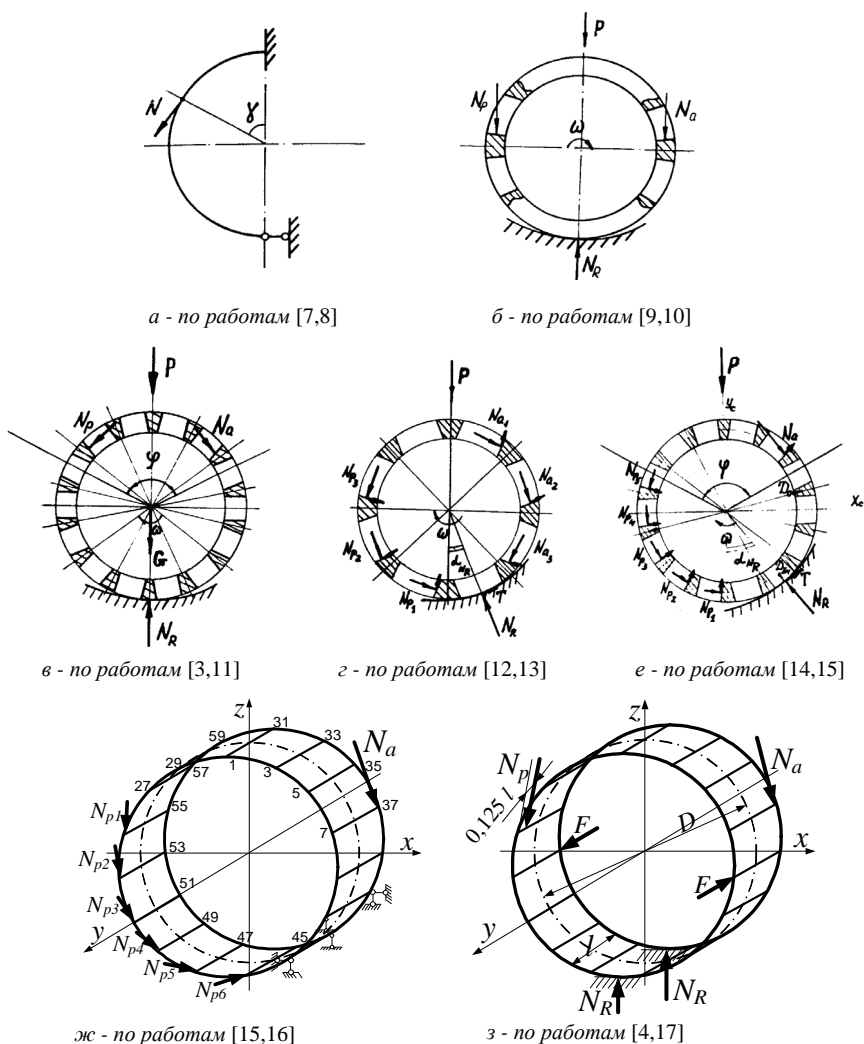


Рис. 1. Расчетные модели массивных конструкций сепараторов подшипников качения

Расчеты выполнены с помощью универсального отечественного программного продукта “Ли́ра” на основе метода конечных элементов [18-20].

Составленная объемная модель с использованием шестиузловых и восьмиузловых изопараметрических конечных элементов, содержащих 2520 конечных элементов и 4822 узлов, показана на рис. 3.

В модели учтены все элементы конструкции сепаратора: кольца 1, пере-
мычки 2, кольцевые полости 3 с ребрами 4. Смоделированы радиусы скруг-
лений в местах соединения перемычек с кольцами, а также геометрия по-
верхностей трения гнезд с роликами.

На рис. 4 показано распределение интенсивности напряжений $\sigma_{\text{экв}}$.
(МПа) и деформации ε полимерного сепаратора, при несимметричной (а) и
симметричной (б) относительно колец нагрузке $N_p = N_a = 120$ Н от роликов.
На рис. 5. показано распределение интенсивности напряжения $\sigma_{\text{экв}}$. (МПа) в
зоне сопряжения перемычек с кольцами полимерного сепаратора р/п типа
2726 при несимметричной (а) и симметричной (б) относительно колец на-
грузке от роликов

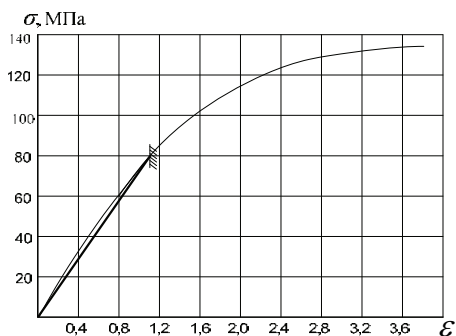


Рис. 2. Диаграмма деформирования материала Арзамид ПА СВ30–1ЭТМ

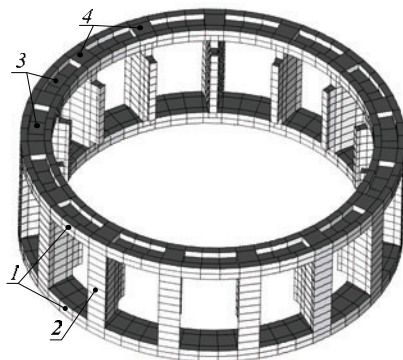


Рис. 3. Модель МКЭ полимерного сепаратора для роликоподшипников типа 2726

Анализ основных результатов исследования напряженно - деформиро-
ванного состояния полимерного сепаратора позволил установить следующее.
Наибольшие величины сжимающих напряжений $\sigma_{\text{экв}}$. отмечаются в области
опоры сепаратора на базирующее кольцо подшипника. При несимметричном
нагружении сепаратора напряжения $\sigma_{\text{экв}}$. в этих зонах колец имеют различные
значения и составляют 23,4 МПа, и 21,3 МПа. При симметричном нагруже-

нии сепаратора напряжения $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ в тех же зонах колец одинаковы и составляют 18,25 МПа. Снижение напряжений в области наиболее нагруженной опоры сепаратора при симметричном нагружении достигает 28 %.

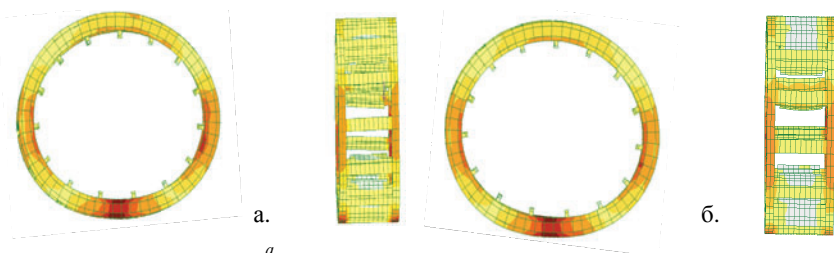


Рис. 4. Распределение интенсивности напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$, (МПа) и деформации ε полимерного сепаратора при несимметричной (а) и симметричной (б) относительно колец нагрузке от роликов

Наибольшие напряжения $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ в углах гнезд сепаратора при несимметричном нагружении сепаратора, составляют 7,3 МПа; при симметричном – 5,5 МПа. Снижение концентрации напряжений достигает 33 %.

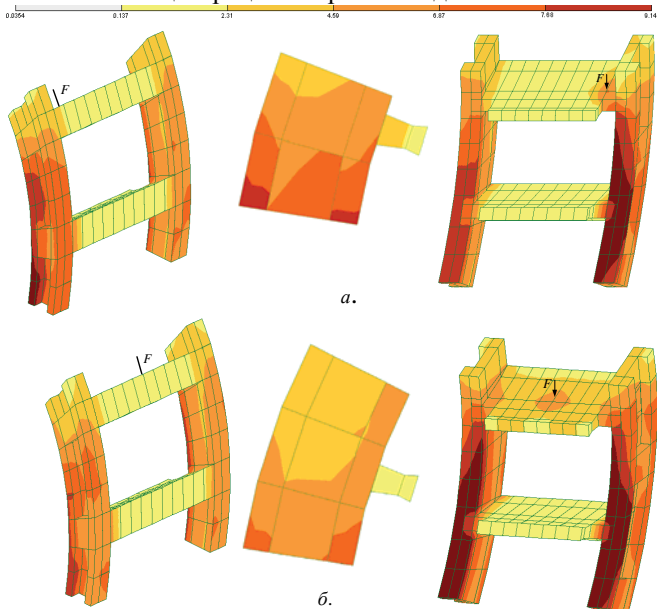


Рис.5 .Распределение интенсивности напряжения (МПа) в зоне сопряжения колец с перемычками полимерного сепаратора р/п типа 2726 при несимметричной (а) и симметричной (б) относительно колец нагрузке от роликов

Снижение деформации сепаратора при симметричном нагружении по сравнению с наибольшей деформацией кольца при несимметричном нагружении достигает 22 %.

Для обеспечения симметричного относительно колец нагружения сепаратора роликами необходимо усовершенствовать конструкцию сепаратора, а именно изменить поверхности трения гнезд сепаратора. Предлагается поверхности трения гнезд выполнять выпуклой формы (рис. 6.) так, чтобы при поворотах ролика в межколючном зазоре подшипника взаимодействие его с перемычками сепаратора осуществлялось цилиндрическими поверхностями роликов посередине последних. Выпуклые участки гнезд со стороны торцов роликов обеспечивают взаимодействие с центральной частью торцов роликов и сохранение масляной пленки на периферийной части торцов. Параметры модифицированных поверхностей трения перемычек могут быть определены геометрическим расчетом. С учетом изложенного для усовершенствованной конструкции сепаратора предлагается расчетная модель, показанная на рис. 7

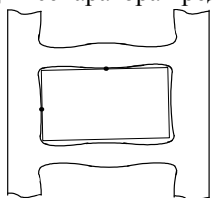


Рис. 6 Вид гнезда полимерного сепаратора усовершенствованной конструкции

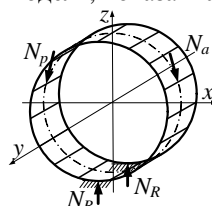


Рис. 7 Схема нагружения полимерного сепаратора усовершенствованной конструкции

Выводы

1. Разработана методика сравнительного анализа напряженно - деформированного состояния полиамидных сепараторов по изучению влияния расположения зон контакта роликов с перемычками сепаратора.
2. Применение методики сравнительного анализа напряженно - деформированного состояния полиамидных сепараторов позволило обосновать сформулировать предложения по совершенствованию конструкции сепараторов для снижения уровня напряжений в кольцах. Это не только повышает прочность конструкции сепаратора, но и увеличивает износостойкость колец сепаратора.
3. Предложена расчетная модель усовершенствованной конструкции полимерного сепаратора цилиндрических роликоподшипников букс колесных пар вагонов.

Список литературы: 1. Комиссар А.Г. Опоры качения в тяжелых режимах эксплуатации: Справочник. –М.: Машиностроение, 1987. – 384 с. 2. Лосев А.В., Акбаев Б.З. Экспериментальные исследования кинематики буксовых подшипников и определение параметров их сепараторов для высоких скоростей движения // Тр. ВНИИЖТ. –1975. –Вып. 540. –с.56-63. 3. Аверин Н.А. Исследование нагруженности буксовых подшипников локомотивов при эксплуатации с повышенными осевыми нагрузками: Дис. ... канд. техн. наук. – М., 1982. – 189 с. 4. Гайдамака А.В. Повышение грузоподъемности и снижение сопротивления вращению тяжело-

нагруженных роликоподшипников за счет изменения конструкции и материала сепаратора: Дис. канд. техн. наук. – Харьков, 1988. – 209 с. 5. Цюренко В.Н., Юраков П.С. Методики экспериментальных исследований кинематики и температурного режима работы подшипников качения в буксах вагонов // Тр. ВНИИЖТ. – 1978. – Вып. 583. – с. 90-97. 6. Поляков А.И. Анализ характера повреждений и износа беззаклепочных сепараторов // Тр. ВНИИЖТ. – 1978. – Вып. 583. – с. 68-78. 7. Трофимовская Л.С. Исследование пластмассовых УДК 539.3 сепараторов приборных подшипников: Дис. канд. техн. наук. -М., 1972.–168с. 8. Данильченко А.И., Литвинов Е.М. Исследование усилий взаимодействия шариков с сепаратором при работе подшипников с перекосом колец / Контактно – гидродинамическая теория смазки и ее практическое применение в технике. – Куйбышев: КУАИ. – 1977. с. 130 – 141. 9. Курушин М.И., Дубровкина А.И., Колгин А.Н. Определение усилий и прочности сепаратора шарикоподшипника в условиях перекоса колец // Труды. КУАИ. – 1969. - № 40. –с. 117-140. 10. Лифшиц Б.А. Исследование работоспособности сепараторов высокоскоростных радиально – упорных шарикоподшипников с четырехточечным контактом: Дис. ... канд. техн. наук. - М., 1968. - 172 с. 11. Пини В.Е. Расчет сепаратора подшипника качения // Автоматизация и современные технологии. – 1996. - № 2 – с. 11 – 14.

Поступила в редколлегию 14.09.2010

УДК 539.3

В.В. КЛИТНОЙ, канд. техн. наук, ст. преп.;

Г.Г. КУЛИК, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПИ», г. Харьков

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ И ЧИСЛЕННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЛЕНОЧНЫХ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ АКТУАТОРОВ В АКТИВНЫХ СИСТЕМАХ ВИБРОЗАЩИТЫ ПЛАСТИНЧАТЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН.

У статті описані експериментальні та чисельні дослідження використання плівкових п'єзокерамічних елементів в активних системах віброзахисту пластинчастих елементів машин. Проведений аналіз отриманих результатів АЧХ коливань конструкції при різних умовах навантаження.

An experimental and numerical researches of use film piezoceramic elements in vibrodamping systems lamellar construction unit, was described in the article. The analysis of received results amplitude-frequency characteristic of construction vibrations at the different loading condition was analyzed.

Использование в настоящее время активных систем виброзащиты является одним из приоритетных направлений развития в машиностроении. Такой класс систем характеризуется четырьмя основными элементами: конструкционные материалы, распределенные актуаторы и сенсоры, блок управления (контроллер). Принцип контроля заключается в следующем – реакция изначально пассивной системы измеряется с помощью сенсоров и в качестве входного сигнала поступает на контроллер, контроллер в свою очередь анализирует сигнал и, используя алгоритм управления, изменяет механические свойства конструкции с помощью актуаторов.

Область применения систем активного управления вибрациями достаточно велика: от устройств подавления шумов в салонах пассажирских само-

летов до систем подавления вибраций в корабельных двигателях.

В активных системах виброзащиты, находят применение различные типы актуаторов. Обычно выделяют следующие типы: электродинамические, пневматические, гидравлические, электромагнитные и актуаторы, выполненные на базе адаптивных материалов.

Гидравлические и пневматические актуаторы, а также электромагнитные актуаторы активно используются для подавления вибраций. Но, несмотря на значительные силы, развиваемые перечисленными актуаторами, они требуют сложных коммутационных линий и дополнительных источников энергии. И по этой причине в некоторых случаях более эффективно использовать актуаторы, выполненные из адаптивных материалов. Такие материалы способны изменять свои механические свойства (вязкость, жесткость, форму) под влиянием температурного изменения, электрического или магнитного полей.

При рассмотрении адаптивных материалов можно выделить материалы, которые непосредственно конвертируют внешне приложенное электрическое или магнитное воздействие в механическое, или, наоборот, преобразовывают механическое воздействие в электрическое или магнитное путем прямого физического эффекта на микроструктурном уровне. К такому классу материалов относятся пьезо и электрострикционная керамика, пьезоэлектрические полимеры и магнитоэлектрические сплавы.

Пьезокерамические элементы являются твердотельными, характеризуются высокой помехозащищенностью, малым уровнем собственных шумов, повышенной радиационной стойкостью. Керамическая технология изготовления пьезоэлементов не накладывает принципиальных ограничений на их форму и размеры. Эти обстоятельства, а также высокие значения пьезоэлектрических характеристик, обусловили широкое применение керамических пьезоэлементов в технике, а также в адаптивных системах подавления вибраций в качестве актуаторов.

В настоящей статье проводится анализ возможности использования пленочных пьезокерамических актуаторов в активных системах виброзащиты пластинчатых элементов машин. Поставленная задача решается путем разработки экспериментальной модели активной системы виброзащиты, построенной на базе пленочных пьезокерамических элементов. Параллельно проводится численное моделирование эксперимента. Анализируются полученные данные.

Исследования активного воздействия пленочных пьезокерамических элементов.

В ходе проведения экспериментальных исследований были получены амплитудно-частотные характеристики колебаний пластины, в результате ее нагружения парой работающих в антисимметричном режиме пленочных пьезокерамических элементов (тип керамики PIC 151). В рамках выполненной работы были рассмотрены три различных способа закрепления исследуемой пластины. Положение пьезокерамик выбиралось исходя из утверждения, вы-

двинутого в работе [1], о том, что наибольшего актуативного воздействия элементы достигают в областях высоких перемещений вдалеке от узлов форм колебаний. Нагружение пластины осуществлялось в диапазоне первых трех собственных частот. Одновременно было проведено численное исследование тех же АЧХ и сопоставление полученных результатов с экспериментальными. Общий вид экспериментальной установки, использовавшейся в этом эксперименте, представлен на рис. 1 [2, 3].

Динамическое нагружение пьезокерамик осуществлялось при помощи последовательно соединенных синтезирующего функционального генератора *SRS DS340* и трехканального усилителя *PI E-663*. Замеры результатов эксперимента фиксировались при помощи измерительной системы, включающей в себя лазерный датчик *LD-1605-2* и микроконтроллер. Визуализация полученных результатов осуществлялась посредством мультиметра *FLUKE 123*.



Рис. 1. Вид экспериментальной установки.

После выполненных экспериментальных исследований были проведены численные расчеты, в основу которых была положена конечно-элементная модель пластины с закрепленными на ней пьезоэлементами. Коэффициент затухания был определен экспериментально и оказался равен $\zeta = 0,021$. Решение было проведено в расчетном комплексе ANSYS.

В качестве элементов разбиения для пластины использовался структурный объемный элемент *SOLID45*. Разбиение пьезоэлементов было выполнено с помощью конечного элемента *SOLID5*.

Анализ результатов

Для первого варианта закрепления пластины (заделки по короткому краю) результаты экспериментальных и численных исследований показаны в виде графиков на рис. 2. Анализируя полученные результаты исследования, следует отметить, что представлены результаты исследований в диапазонах первой и третьей собственных частот. Величины перемещений, полученные экспериментально около второй собственной частоты, достигают не более 4-х мкм. Такие данные не позволяют провести достоверный анализ результатов вследствие малости измеряемых значений.

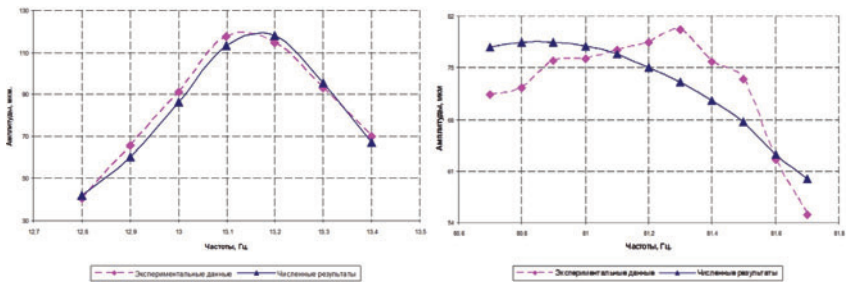


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики колебаний пластины, жестко защемленной по короткому краю, около первой и третьей собственных частот.

Значения максимальной относительной разницы между экспериментальными и численными значениями в диапазоне первой собственной частоты составляет 5,68%. Вблизи третьей собственной частоты различия достигают 9,7%.

Результаты экспериментального и численного исследований второго варианта закрепления пластины (заделки по длинному краю) представлены на рис. 3.

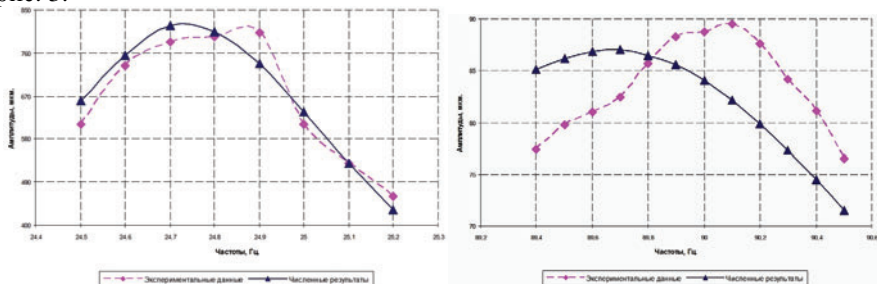


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики колебаний пластины, жестко защемленной по длинному краю, около первой и второй собственных частот.

Сравнивая с результатами, полученными для предыдущего способа закрепления пластины, следует отметить общую закономерность в том, что величины амплитуд, замеренных около второй собственной частоты достаточно малы, и анализ результатов АЧХ на этих частотах проводиться не будет.

Анализируя полученные характеристики, следует отметить, что максимальные отличия между результатами эксперимента и расчета в диапазоне первой собственной частоты составляют 8,67%, а около третьей собственной частоты – 9,1%.

Для случая третьего варианта закрепления пластины (заделка по всем сторонам пластины) были определены АЧХ вблизи первой, второй и третьей собственных частот (рис. 4).

В процессе анализа полученных результатов было установлено, что различия между экспериментальными и численными значениями перемещений

вблизи третьей собственной частоты достигают 88,6%. Такое фактическое состояние можно объяснить тем, что величины рассматриваемых амплитуд на этом отрезке частот составляют от 13,3 до 48,51 мкм, а если учитывать то, что величина отклонений в показаниях измерительного прибора дает погрешность измерений на этих частотах от 12% до 45%, что и является причиной значимых отклонений между экспериментальными значениями амплитуд и расчетными их значениями. На основании этого дальнейшие исследования АЧХ в диапазоне третьей собственной частоты проводиться не будут.

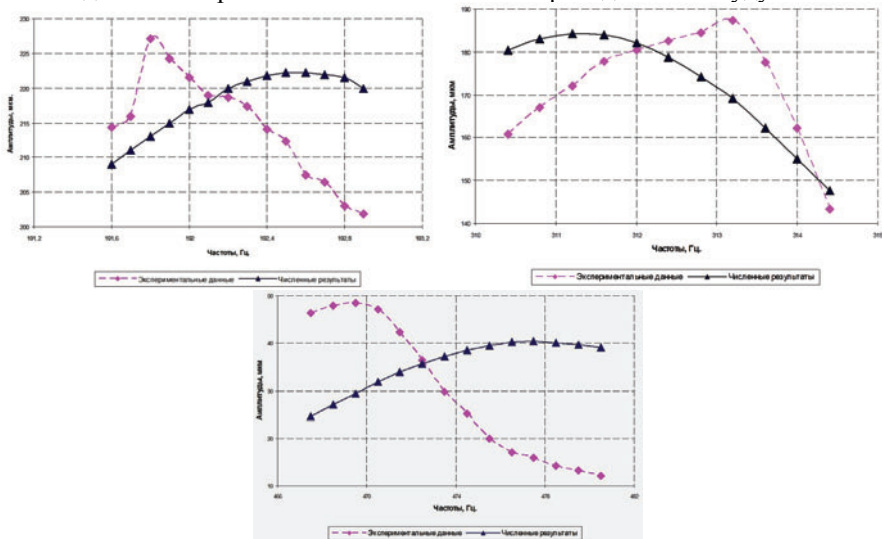


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики колебаний пластины, жестко защемленной по всем сторонам, вблизи первой, второй и третьей собственных частот.

Относительная разница в диапазоне первой собственной частоты достигает 4,6%, а около второй доходит до 10,6%. Такие неравномерные значения отклонений амплитуд в зависимости от рассматриваемого диапазона частот были характерны и для двух предыдущих экспериментальных исследований пластины с разными условиями закрепления. Это может быть вызвано погрешностями при проведении экспериментов на этапе определения механических свойств пластины.

Выводы.

Анализируя выполненные расчетно-экспериментальные результаты по работе можно сделать следующие выводы:

Исследуемая пьезокерамика устойчиво работает в качестве силовых элементов, как в статическом, так и в динамическом режимах нагружения.

Используемый в расчетном комплексе ANSYS конечно элементный подход, моделирующий поведение пьезоэлектрических конструкций, достаточно точно описывает процессы, происходящие при нагружении элементов электрическим напряжением. Полученные результаты свидетельствуют о

целесообразности проведения дальнейших численных расчетов на базе конечно-элементных моделей, построенных в этом программном продукте.

Список литературы: 1. *Crawley E.F.* Use of piezoelectric actuators as elements of intelligent structures / E.F. Crawley, J. Luis // *AIAA Journal*, 1987. – Vol. 25, – № 10, – С. 1373-1385. 2. *Михеев С.И.* Теоретические и экспериментальные исследования композитных пластин с пьезоэлектрическими актуаторами / С.И. Михеев, В.Ф. Горбач, В.В. Клитной, Ю.М. Тарасов // Труды 4-й международной конференции «Теория и практика технологий производства изделий из композиционных материалов и новых металлических сплавов». – М.: «Знание», 2006. – С. 178-184. 3. *Клитной В.В.* Исследование вибрационных свойств бортовых плат летательных аппаратов / В.В. Клитной // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПИ», 2008. – № 31. – С. 77 – 83.

Поступила в редколлегию 14.09.2010

УДК 621.833

В.Н. ТКАЧЕНКО, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПИ», г. Харьков

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАЗЛИЧНЫХ МЕТОДИК ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГАРАБИТОВ ГИБКОГО КОЛЕСА ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Величина диаметра гнучкого колеса хвильової зубчатої передачі суттєво залежить від використовуваних методик розрахунків. В статті наведені підсумки порівняльного аналізу існуючих методик розрахунків диаметра гнучкого колеса.

Calculates the diameter of the flexibec wheel according to various ekiteria yield significant differences. In the expected work tested the comparative analyses of existing methods of calculation and verified by comparing the final results found by different methods.

Работоспособность волновой зубчатой передачи определяют, в основном, четыре фактора. Это износостойкость рабочих поверхностей зубьев, разрушение подшипников качения генератора волн деформации, выносливость зубчатого гибкого колеса и радиальная жесткость системы жесткое колесо-подшипник генератора волн. При недостаточной радиальной жесткости возможен проскок генератора волн при максимальных вращающих моментах.

В настоящее время проектный расчет волновой передачи, независимо от принятого критерия работоспособности, начинается с вычисления диаметра отверстия гибкого колеса, причем результаты расчетов проектируемой передачи будут отличаться в зависимости от выбранного критерия.

В [1] диаметр ГК вычисляется из условия ограничения давления между зубьями по формуле

$$d_r \geq \sqrt[3]{\frac{4T_{\text{вых}} \cdot K_H}{K_z \psi \cdot [p]}}$$

где $T_{\text{вых}}$ - вращающий момент на выходе передачи, $[p]$ - допускаемое давление между зубьями; K_n - коэффициент неравномерности распределения давления по поверхности зуба (рекомендуемое значение $K_n = 1.5$), ψ - отношение длины зуба B к диаметру $\psi = 0,15 - 0,25$ (в среднем 0,2). K_z - коэффициент учитывающий то, что в зацеплении ВЗП участвует одновременно часть зубьев. K_z обычно $0,22 - 0,25$. Рекомендуемые в [1] значения $[p] = 60 - 65 \text{ МПа}$.

Если вычислять d_r по критерию несмятия рабочих поверхностей зубьев по рекомендациям [2], то

$$d_r = \sqrt[3]{\frac{10T_{\text{вых}}}{[\sigma]_{\text{см}} \psi}},$$

где $[\sigma]_{\text{см}} = 10 - 30 \text{ МПа}$, а ψ как и ранее $\cong 0,2$.

В [3] d_r рекомендуется определять из расчета гибкого колеса на прочность при кручении в предположении равномерного распределения по зубьям касательных сил в двух равных диаметрально противоположных областях. Расчетная формула приведена к виду

$$d = C \sqrt[3]{\frac{T_{\text{вых}} \psi_h}{[\tau]}}$$

Здесь ψ_h - отношение диаметра d к толщине гибкого колеса h в зубчатом венце.

Этот коэффициент выбирается в зависимости от передаточного числа передачи и материала гибкого колеса в пределах от 80 до 100. Допускаемые напряжения $[\tau]$ в зависимости от характера нагрузки и материала выбирают от 60 до 90 МПа. Коэффициент C учитывает характер распределения нагрузки по зонам зацепления и при изменении передаточного числа от 100 до 400 уменьшается от 14 до 12.

Рекомендации по [3] и [4] основаны на критерии износостойкости.

$$\text{По [3]} \quad d_r = \sqrt[3]{\frac{10^4 T_{\text{вых}} K}{\psi \cdot [\sigma]_{\text{см}}}}, \quad \text{а по [4]} \quad d_r = 28,4 \sqrt[3]{\frac{T_{\text{вых}}}{\psi \cdot [p]}}$$

где $[\sigma]_{\text{см}} = 10 - 20 \text{ МПа}$, $[p] = 20 \dots 25 \text{ МПа}$, K - коэффициент динамичности $K = 1 \dots 1,75$ от спокойной до резко динамической нагрузки.

Анализируя формулы для различных составляющих напряжений в гибком колесе можно отметить, что в них входит целый ряд геометрических параметров подлежащих определению. С рядом упрощающих допущений автор [5] получил приближенную зависимость для определения диаметра d_r по критерию изгибной выносливости колеса в области зубчатого венца

$$d_r = 28,4 \sqrt[3]{\frac{0,456T_{\text{вых}}}{\left[\sigma - 1 / (K_\sigma \cdot n_\sigma) - 3EY_z \psi_s / u^a\right] \psi \cdot \psi_s}},$$

где $\psi_s = h/d$ - коэффициент толщины гибкого колеса, а Y_s - зависит от формы зуба при проектном расчете ψ, ψ_s, Y и запас выносливости n_σ задаются.

Расчетные формулы из [6] по критерию изгибной выносливости гибкого колеса несколько проще.

$$d = \frac{d_0}{1 - 2,3 \cdot 10^{-10} \cdot n_h^2 \cdot d_0}, \quad \text{где} \quad d_0 = 105 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{\text{вых}} \cdot [s] \cdot K}{0,16 \cdot u^{0,5} \cdot \sigma_{-1}}}, \text{ а}$$

$[s]$ - коэффициент безопасности, $[s] = 1,6 \dots 1,7$; $K_\sigma = 1,5 + 0,0015 \cdot u$ - эффективный коэффициент концентрации напряжений; n_h , об/мин - частота вращения генератора волн.

Диаметр гибкого колеса в [6] рекомендуют также определять по критерию динамической грузоподъемности подшипника генератора волн деформации по формуле

$$d_0 = \left(\frac{T_{\text{вых}} \cdot B \cdot K_T}{A \cdot K_L} \sqrt[3]{L_h \cdot n_h} \right)^p,$$

где K_T - температурный коэффициент для подшипников качения; K_L - коэффициент, учитывающий вероятность безотказной работы подшипника; L_h - ресурс работы в часах; $p = 0,357$; A и B в зависимости от типа генератора по таблицам в [6]. Для сравнения результатов расчетов вычисляется диаметр d передачи с передаточным числом $u = 100$, вращающим моментом на выходе 800 кНм при $L_h = 10000$ часов и $n_h = 1500$ об/мин при $\psi = 0,2$ и $n_\sigma = 1,7$. По методике [1] $d \cong 246 \text{ мм}$, по методикам [2], [3], [4] соответственно 159 мм, 142 мм, 156 мм и 207 мм, 198 мм по методикам из [5].

Конечные результаты, как видно существенно отличаются. Обработка данных и характеристик, серийно выпускаемых силовых волновых передач фирмы "United Shoes Machinery Corporation" (США) позволяет отдать предпочтение методике [1], так как она позволяет точно определить размеры всех базовых редукторов, серийно выпускаемых этой фирмой.

Список литературы: 1. Гинзбург Е.Г. Волновые зубчатые передачи.- Л.: Машиностроение, 1979.- 158 с. 2. Шувалов С.А. и др. Волновые механические передачи.- М.: Машиностроение, 1976. – 81 с. 3. Волков Д.П., Крайнев А.Ф. Волновые зубчатые передачи.- К.: Техніка, 1976.- 240 с. 4. Решетов Д.Н. Детали машин.- М.: Машиностроение, 1989.- 472 с. 5. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи.- М.: Высшая школа, 1981.- 185 с. 6. Кудрявцев В.Н. Детали машин. М.-Л.: Машиностроение, 2007.- 465 с.

Поступила в редколлегию 14.09.2010

О.В. ГРИГОРОВ, д-р техн. наук, проф. ;
С.О. ГУБСЬКИЙ, ст. викл., НТУ «ХПІ», м. Харків

МЕТОДИКА ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСУ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН МАГНІТО-КОЕРЦИТИВНИМ МЕТОДОМ

В статті запропонована методика прогнозування залишкового ресурсу металоконструкцій вантажопідійомних машин магніто-коерцитивним методом неруйнівного контролю із поєднанням останніх досліджень та методу кінцевих елементів

In article the technique of forecasting the residual life of metal magnetic lifting equipment coercive method of nondestructive testing with a combination of recent studies and finite element method

Постановка проблеми. Прогнозування залишкового ресурсу металоконструкцій (МК) вантажопідійомних машин магніто-коерцитивним методом неруйнівного контролю (НК) знаходить все більше застосування.

Разом з тим, алгоритму (методики) виконання робіт для прогнозування залишкового ресурсу МК цим методом з поєднанням останніх досліджень та методу кінцевих елементів (МКЕ) не існує.

Аналіз останніх досліджень. В Україні в 2005 році були затверджені «Методичні вказівки з проведення магнітного контролю напружено-деформованого стану металоконструкцій підійомних споруд та визначення їх залишкового ресурсу» МВ 0.00-7.01-05 [1]. Вони базуються на російській методиці «РД ИКЦ «КРАН»-007-97/02» [2].

Дослідженням магнітного контролю на основі коерцитивної сили МК вантажопідійомних споруд присвячені роботи Котельникова В. С., Попова В. А., Попова Б. Є., Ліпатова А. С., Левин Є. А. [3, 4, 5]

Проблема різних показань коерцитивної сили в залежності від товщини металу була розглянута в статті [6, 7].

Невирішені частини загальної проблеми. Запропоновані методи в [1, 2, 3, 4, 5] не дають повного алгоритму дій при прогнозуванні залишкового ресурсу МК вантажопідійомних машин. Вони не враховують недостатню роздільну здатність структуроскопів КРМ-ЦК-2М, та можливість використання магніто-коерцитивного методу НК в поєднанні з МКЕ.

Мета статті. В даній статті дана методика оцінки та прогнозування залишкового ресурсу МК мостових кранів з різними товщинами елементів за допомогою магнітно-коерцитивного методу НК та МКЕ.

Основний матеріал. Весь процес прогнозування залишкового ресурсу металоконструкцій вантажопідійомних машин магніто-коерцитивним методом можливо розділити на етапи (рис. 1).

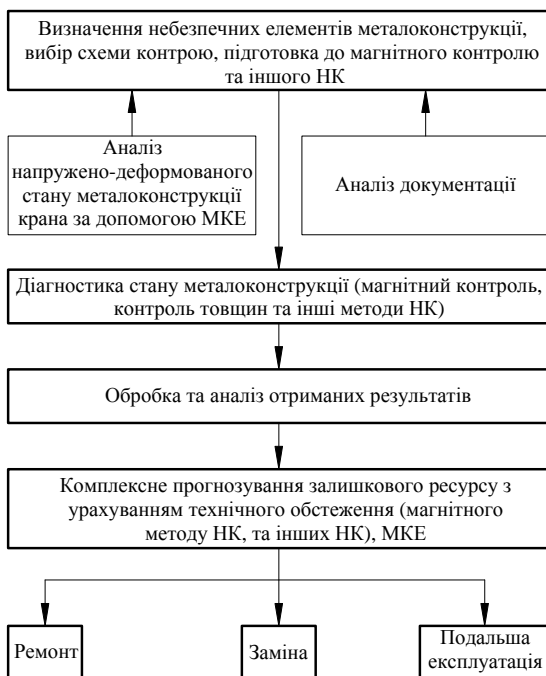


Рис. 1. Схема прогнозування залишкового ресурсу вантажопідійомних машин за допомогою магніто-коерцитивного методу НК

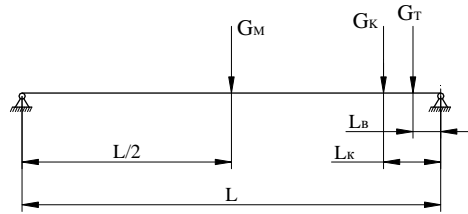
Визначення небезпечних елементів МК, вибір схеми контролю, підготовка до магніт-коерцитивного НК, та іншого НК. На цьому етапі необхідно виділити елементи в МК крана на які, в першу чергу, буде звертатися увага при подальшій діагностиці стану метала. Для цього необхідно:

- провести аналіз документації, аналіз умов в яких знаходиться кран, операції (та їх місце), що здійснює кран.

Для підготовки магніто-коерцитивного контролю необхідно вибрати декілька паспортизованих експериментальних зразків із змінним перерізом (ПЕЗ) [6, 7]. Їх вибирають по марці сталі із якої вироблено МК контрольованого крана і товщин елементів МК. Потім, за цими даними (марка сталі й товщина металу), підбираємо кілька ПЕЗ з різним балом зерна. Після цього необхідно провести настроювання структуроскопа КРМ-ЦК-2М у відповідності із МВ 0.007.01-05 [1] і зробити контрольні виміри, обраних ПЕЗ, цим приладом. Переконатися, що отримані виміри збігаються з паспортними значеннями.

Для проведення магнітно-коерцитивного контролю МК на кран беруть тільки документацію (паспорта) на обрані ПЕЗ-и та прибор з повірочними зразками.

- провести аналіз напружено-деформованого стану МК крана за допомогою МКЕ (програмні комплекси Ansys, SolidWorks, ProE). Для цього необхідно побудувати модель досліджуваної вантажопідіймної машини. Наприклад, на рис. 2 зображено сили, що діють на металоконструкцію мостового крана при статичному навантаженні. На рис. 3 – зображено результати статичного моделювання МКЕ напружено-деформованого стану МК мостового крана загального призначення в/п 16 т Харківського заводу ПТО (сталь 09Г2С). При моделюванні необхідно врахувати умови експлуатації крана, товщини елементів в МК задавати необхідно, такі які зазначені в документах на даний кран (паспорт крана, документи на реконструкцію).



G_T – вага візка з вантажем, L – проліт крана, м
 H
 G_K – вага кабіни, H L_K – відстань кабіни, м
 G_M – вага мосту, H L_B – відстань до візка, м

Рис. 2. Схема для побудови моделі МК мостового крана та сили, що статично діють на його МК для подальшого аналізу МКЕ

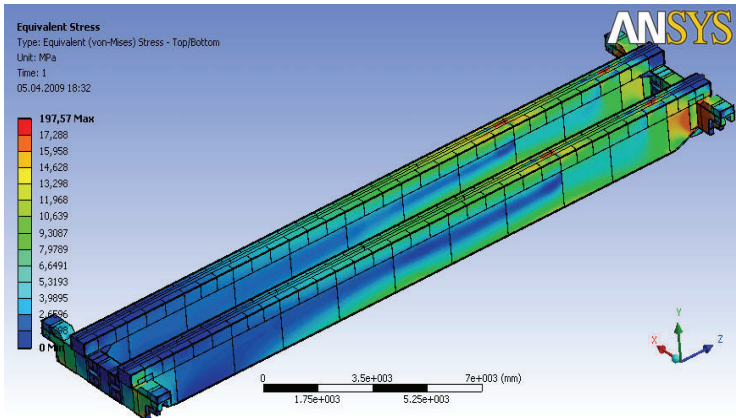


Рис. 3. Результати статичного моделювання МКЕ напружено-деформованого стану металоконструкції мостового крана загального призначення в/п 16 т Харківського заводу ПТО (сталь 09Г2С)

Якщо потрібно, необхідно підготувати інші види НК для проведення їх на самому крані.

Діагностика стану МК (магнітний контроль, контроль товщин та інші методи НК). Діагностику стану МК проводимо по НПАОП 0.00-1.01-07 [8] та іншими діючими нормативними документами, використовуючи магнітокоерцитивний НК, контроль товщин та інші методи НК.

На вантажопідйомній машині необхідно вибрати зону, в якій метал знаходиться порівняно під найменшим впливом силових навантажень у процесі експлуатації й зробити вимір коерцитивної сили H^0_c (А/см). За отриманими показниками H^0_c (А/см) вибираємо, з обраного раніше набору зразків (по паспортах на них), один ПЕЗ. Розбіжність H^0_c із показаннями коерцитивної сили на цьому ПЕЗ (на тій же товщині) – не повинна перевищувати 10 %. Якщо ця умова не виконується - потрібно вибрати іншу мало навантажену зону й зробити виміри коерцитивної сили. Якщо таку зону знайти не вдалося - значить ПЕЗ-и були обрані не вірно.

Потім, відповідно до обраної схеми контролю, необхідно зробити виміри коерцитивної сили в інших зонах, у яких потрібен контроль напружено-деформованого стану металу. Необхідно приділити особливу увагу тим елементам МК крана, які виявилися найбільш небезпечні після проведення МКЕ.

Всі результати діагностування стану МК записуються для їх подальшого оформлення та аналізу. Якщо були знайдені відхилення по яким не дозволяється експлуатація крана відповідно до діючих нормативних документів; якщо, при магнітному контролі, були виявленні зони різкого падіння коерцитивної сили (падіння менше 1,0 А/см) [5] – то в цих випадках робота крана зупиняється і не відновлюється поки ці відхилення будуть виправлені. Якщо спостерігається локальне збільшення показань коерцитивної сили - необхідно збільшити кількість точок контролю в цьому місці.

При знаходженні розбіжностей із паспортом на кран і контролем товщин елементів МК – потрібно діяти відповідно до нормативних документів, але для подальшого аналізу – приймаємо товщини ті які були отриманні під час вимірів.

Обробка та аналіз отриманих результатів. За результатами товщинометрії та документації на кран (паспорт) необхідно зробити протокол вимірів товщини елементів МК вантажопідйомної машини.

За результатами магніто-коерцитивного контролю стану МК вантажопідйомної машини складається протокол вимірів (відповідно до МВ 0.007.01-05), тобто всі дані зводяться в окрему таблицю по кожному вузлу (елементу) відповідно до схеми контролю. При необхідності - робляться додаткові виміри.

Базуючись на протоколах вимірів товщини елементів МК крана і магнітного контролю стану МК - перераховуємо результати магнітного контролю на різних товщинах до однієї за методикою [6, 7].

Потім будуємо графічні залежності розподілення коерцитивної сили (H_c , А/см) по довжині елементів металоконструкції крана – до перерахунку і

після перерахунку. Наприклад, результати магнітного контролю головної балки А (зовнішня бокова стінка) мостового крана рейферного в/п 16 т Харківського заводу ПТО 1981 р. виготовлення (сталь ВСтЗсп5) (рис. 4). Будемо графічні залежності (пластичні шарніри [1, 2]), цього крана, розподілення коерцитивної сили (H_c , А/см) по висоті елементів МК крана (після перерахунку) (наприклад, рис. 5). Всі отриманні значення коерцитивної (під час замірів на МК крана, під час перерахунку), та всі отриманні графічні залежності заносимо в паспорт магнітного контролю крана (це допомагає оцінити розподілення напружень по МК).

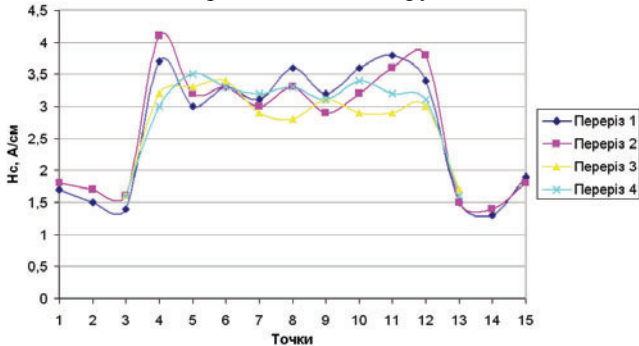


Рис. 4. Результати магніто-коерцитивного НК головної балки А (зовнішня бокова стінка) мостового крана рейферного в/п 16 т Харківського заводу ПТО 1981 р. виготовлення (сталь ВСтЗсп5)

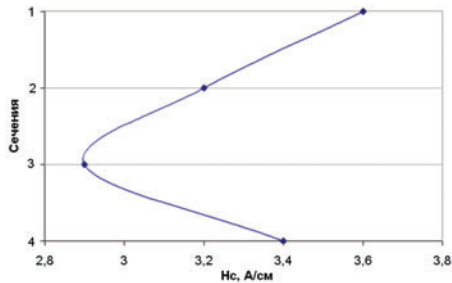


Рис. 5. Розподілення коерцитивної сили по висоті головної балки А, зовнішня бокова стінка, в т.10

Комплексне прогнозування залишкового ресурсу з урахуванням технічного обстеження (магніто-коерцитивного методу НК, та інших НК). Сюди входить:

- оцінка напружено-деформованого стану та прогнозування залишкового ресурсу МК крана за результатами магнітно-коерцитивного НК – методика МВ 0.007.01-05, паспорт магнітного контролю [6];
- прогнозування залишкового ресурсу за швидкістю наростання коерцитивної сили [6]. Наприклад, ;

- висновки по результатам інших проведених НК;
- комплексний висновок (прогнозування залишкового ресурсу) по всіх результатах.

Базуючись на отриманому результаті оцінки напружено-деформованого стану та прогнозування залишкового ресурсу МК крана робиться висновок (експертний висновок): *ремонт, заміна чи подальша експлуатація.*

Висновки. Методика прогнозування залишкового ресурсу МК вантажопідйомних машин магніто-коерцитивним методом НК дозволяє:

- вирішувати проблему моніторингу МК з різними товщинами елементів із застосуванням структуроскопа КРМ-ЦК-2М;
- використовувати магніто-коерцитивний метод НК в поєднанні з іншими методами НК та МКЕ;
- об'єктивно оцінювати напружений стан МК вантажопідйомних машин і прогнозувати їх залишковий ресурс.

Як показує практика запропонована методика оцінки та прогнозування залишкового ресурсу МК мостових кранів з різними товщинами елементів за допомогою магніто-коерцитивного методу НК та МКЕ - прогнозування залишкового ресурсу МК крана досягає ймовірності 0,9 (зібрана та оброблена база на 92 крани мостового типу).

Разом з тим, існує проблема неоднакової роздільної здатності приборів КРМ-ЦК-2М і як наслідок різні показання коерцитивної сили при магніто-коерцитивному контролі однієї МК різними структуроскопами.

Список літератури: 1. Методичні вказівки з проведення магнітного контролю напружено-деформованого стану металоконструкцій підйомних споруд та визначення їх залишкового ресурсу. МВ 0.00-7.01-05 – К. : 2005. - 77 с. 2. Магнитный контроль напряженно-деформированного состояния и остаточного ресурса подъемных сооружений при проведении обследования и техническом диагностировании (экспертизе промышленной безопасности). РД ИКЦ «КРАН»-007-97/02 – М., 2002. – 75 с. 3. *Попов Б. Е.* Магнитная диагностика и остаточный ресурс подъемных сооружений / *Б. Е. Попов, В. С. Котельников, А. В. Зарудный* // Безопасность труда в промышленности. – 2001. - №2. – С. 44-49. 4. *Попов Б. Е.* Диагностика мостовых кранов в литейных цехах / *Б. Е. Попов, А. Е. Левин, В. С. Котельников, А. С. Липато* // Безопасность труда в промышленности. - 2004. - №4. – С. 33-38. 5. *Попов В. А.* Оценка напряженно-деформированного состояния металлоконструкций грузоподъемных кранов по изменениям коэрцитивной силы металла / *Попов В. А., В. А. Пичкин, А. И. Преловский, С. А. Губский* // Подъемные сооружения. Специальная техника. - 2005. - №5. – С. 24-29. 6. *Попов В. А.* Практика применения экспериментальных образцов с переменным сечением при оценке значений коэрцитивной силы по результатам магнитного контроля металлоконструкций мостовых кранов, отработавших нормативный срок / *В. А. Попов, С. А. Губский* // Збірник статей 6-го міжнародного науково-практичного семінару «Технічне переозброєння та безпека в промисловій енергетиці. – Х. : 2006. - С. 58-64. 7. *Григоров О. В. Попов* Метод анализа замеров коэрцитивной силы при технической диагностике металлоконструкций кранов с разными толщинами элементов / *О. В. Григоров, В. А. Попов, С. А. Губский, Н. Ф. Хорло* // 2009 р. Метрология. - 2009. - №3. – С. 34-39. 8. Правила будови та безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів. НПАОП 0.00-1.01-07 – К. : 2007. – 345 с.

Поступила в редакцію 28.09.10 р.

Г. В. ВИШНЕВЕЦЬКИЙ, канд. техн. наук, проф. ;
В. О. КОВАЛЕНКО, канд. техн. наук, проф. ;
С. Ю. СИДОРЕНКО, аспірант;
С. Г. ВИШНЕВЕЦЬКИЙ, студент, НТУ «ХП», м. Харків

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ГОЛОВНИХ БАЛОК З ІНТЕГРАЛЬНИМИ ПОКАЗНИКАМИ ДОВГОВІЧНОСТІ

В статті розглянуті перспективи оптимізації головних балок мостових кранів. Сформульовано та прийнято за основу генеральний критерій оптимізації. Проведено розрахунки та порівняльний аналіз балок традиційної конструкції та перспективних балок.

The article deals with the prospects to optimize the bridge crane main beams. Formulated and adopted as the basis of general criteria optimization. The calculations and comparison analysis of beams traditional design and beams of the new types have been fulfilled.

Найбільш відповідальною та металоємною частиною кранів мостового типу є головні балки, маса яких може становити від 40% до 80% від загальної маси крану. Маса крану приблизно в 3-6 разів перевищує вантажопідймальність. Якщо кран має “надлишкову” масу, то з цим пов’язана необхідність відповідного збільшення маси підкранових рейок (сотні погонних метрів рейок), а також відповідного збільшення маси підкранових споруд (підкранові балки і несні колони, а це сотні і навіть тисячі зайвих кубометрів збірного залізобетону).

Основні напрямки забезпечення раціонального (оптимального) призначення конструктивних параметрів головних балок:

- пошук комплексу оптимальних конструктивних параметрів елементів головних балок традиційної конструкції;
- пошук раціональних перспективних конструктивних рішень головних балок.

Оптимальний вибір конструкції головних балок разом з вибором сучасних ефективних приводів кранових механізмів і їх систем керування зможуть забезпечити конкурентоспроможність вітчизняних кранів. У табл. 1 наведені основні параметри конструкції головних балок традиційного виконання на підставі оптимізації.

На рис. 1 показана перспективна конструкція головної балки, яка забезпечує істотне зменшення металоємності головних балок і водночас підвищену жорсткість конструкції.

Таким чином досягнуто ефекту облегшення головних балок при тому, уникаючи, характерного для напрямку економії у “великому і малому” погіршення динамічних характеристик крана. Перспективна конструкція у своєму розвитку дозволить створити головні балки рівного опору без притаманних цій конструкції технологічних ускладнень (рис.2).

Авторами винайдено та запатентовано [1] прогонну балку з наступними інтегральними показниками довговічності:

- високі показники генерального критерію оптимальності p ;
- можливість створення балки рівного опору;
- мінімізація місцевих вигинних напруг від вантажного візка за рахунок похилого розташування стінок;
- відкритість конструкції.

Запатентована прогонна балка рис.2 містить верхній пояс 1, нижній пояс 2 та стінки 3, які примикають до внутрішніх поверхонь поясів 1 та 2. Стінки 3 послідовно встановлені під кутом α вздовж повздовжньої осі балки з протилежним нахилом суміжних стінок 3. Кут α є параметром моменту опору поперечного перерізу балки і визначається в залежності від величини згинального моменту в відповідному поперечному перерізі балки, який розташований у відповідному секторі балки. Кут α нахилу стінок до повздовжньої осі балки збільшується в напрямку до центру балки С.

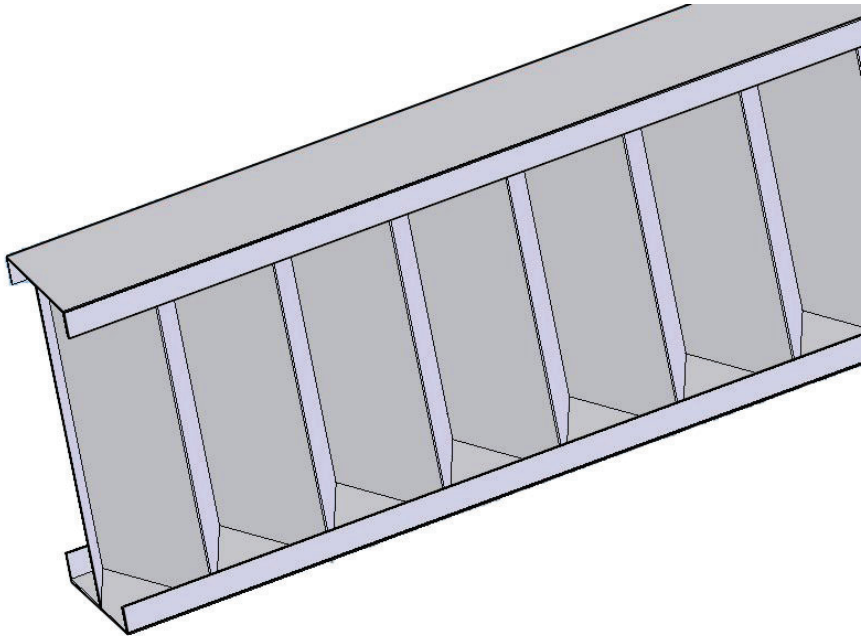


Рис. 1 – Перспективна балка діафрагмної конструкції.

У роботі [2], аналізуючи фактори ресурсу крану з умови стану головних балок, було визначено єдиний генеральний критерій оптимальності, яким являється величина

$$p = \frac{c}{m} \rightarrow \max, \quad (1)$$

де c – жорсткість головної балки, m – маса головної балки.

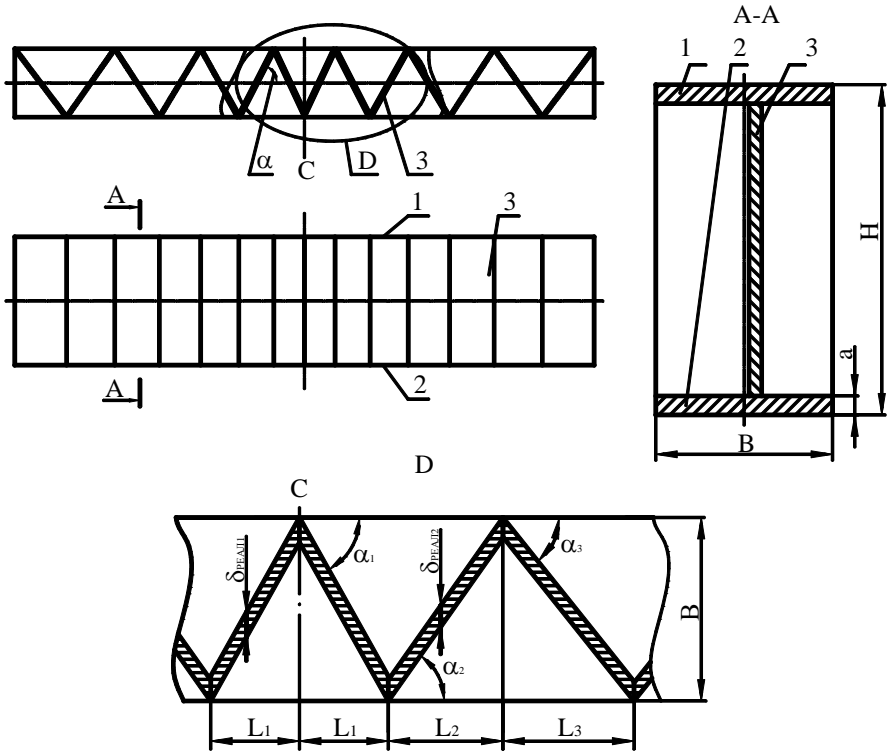


Рис. 2 - Запатентована прогонна балка .

Для визначення оптимальних параметрів було прийнято ряд кранів Харківського заводу підйомно-транспортного обладнання, зокрема кран вантажопідйомністю 32 т, прогоном 31,5 м (група режиму роботи 8К).

При розрахунку були враховані наступні вимоги до головних балок крана:

- співвідношення ширини балки до її висоти має бути не менш ніж 1/3.5, а ширина балки має бути не менш ніж 300 мм; [3];
- співвідношення прогону балки до її висоти має бути у межах близько 13÷18 [3].

Задані наступні параметри варіювання:

- висота балки 500÷2500 мм, крок 5 мм;
- ширина балки 300÷800 мм, крок 5 мм;

- товщина верхнього та нижнього поясів $8 \div 25$ мм, крок 0,5 мм;
- товщина бокових стінок $6 \div 10$ мм, крок 0,5 мм.

Для балки діафрагменної конструкції (див. рис.1), окрім наведених вище:

- кут нахилу діафрагм до повздовжньої осі $0 \div 70$ градусів.

Результати розрахунку див. табл.1

Таблиця 1

Ширина балки, мм	Висота балки, мм	Товщина поясів, мм	Товщина стінок, мм	Кут нахилу діафрагм, град	Розрахункова напруга у небезпечному перетині, МПа	Розрахунковий вигин балки, мм	Час загасання коливань, с	Маса балки, кг	Критерій оптимальності p
Варіант заводу-виробника									
700	1832	16	8	-	119	26,8	11,9	14860	549
Оптимальні варіанти класичної конструкції (наведено 5)									
795	2385	9	6	-	120	21	9,5	12764	805
795	2380	9	6	-	121	21	9,5	12745	802
790	2355	9,5	6	-	120	21	9,5	12800	801
785	2355	9,5	6	-	120	21	9,6	12762	800
795	2375	9	6	-	121	21	9,6	12725	799
Оптимальні варіанти діафрагменної конструкції (наведено 5)									
795	2385	9	6	50	121	21	8,8	9570	1086
795	2380	9	6	50	122	21	8,8	9558	1082
795	2385	9	6	51	120	21	8,8	9686	1080
785	2355	9,5	6	49	122	21	8,9	9569	1079
795	2375	9	6	50	122	21	8,9	9547	1078

Отримані результати для традиційної конструкції дозволяють знизити металоемність у порівнянні з базовою моделлю на 14 %, та підвищити критерій оптимальності на 32 %.

Отримані результати для діафрагменної конструкції дозволяють знизити металоемність у порівнянні з базовою моделлю на 35 %, та підвищити критерій оптимальності на 49 %.

Таким чином використання діафрагменної конструкції у головних балках мостового крану має певний сенс.

Список літератури: 1. Патент України на корисну модель № 50059 «Прогонна балка», зареєстровано 25.05.2010 р. 2. G. Vishnevetskiy. Optimal design parameters for bridge crane main beams / G. Vishnevetskiy, V. Kovalenko, S. Sydorenko, D. Yaremenko // Engineering Machines Problems. - 2009 z. 34. 3. Справочник по кранам. Под. общ. ред. М. М. Гохберга, Т.1 – Москва: Машиностроение, 1988. – 536 с.

Надійшла до редакції 27.09.2010.

О.В. ГРИГОРОВ, докт. техн. наук, проф. ;
В.П. СВИРГУН, канд. техн. наук, доц. ;
В.В. СТРИЖАК, аспірант ;
Ю.І. ЗАЙЦЕВ, аспірант, НТУ «ХП», м. Харків

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ АСИНХРОННИХ ЕЛЕКТРОПРИВОДІВ ВІМ

В статті розглядається проблема зменшення енергоспоживання приводами механізмів вантажопідійомних машин. Обґрунтовується актуальність даної проблеми для України. Показана залежність ККД приводів від типу їх керування. Наведені результати застосування сучасних приводів.

The article discusses the problem of reducing energy consumption pretexts mechanisms for lifting equipment. Actuality of the problem for Ukraine. The dependence of the efficiency drives of the type of their management. The results of the application of modern drives.

Для України, що забезпечена власними паливними ресурсами лише на 48% від потреб, вкрай важливою є проблема енергоресурсозбереження. За підсумками 9 місяців 2007 року паливно-енергетичний комплекс України став європейським лідером за нераціональним споживанням енергоресурсів [1]. Тому економія енергії є невідкладним завданням для України, а для його вирішення необхідно визначити пріоритетні напрямки прикладання зусиль.

Найбільшим споживачем електричної енергії є промисловий електропривод. Його доля оцінюється в 60% від усієї виробленої електроенергії. В той же час найбільші втрати мають місце у споживача енергії, а найбільшим споживачем є електропривод. Втрати в електроприводі можуть досягати 60% від загальних втрат. Це приводить до висновку, що електропривод є основною базою для збереження енергії.

Серед промислового обладнання вантажопідійомні крани мають один з найменших коефіцієнтів корисної дії і є одними з найменш ефективних машин за енергоспоживанням. За даними статистики станом на 01.01.2010 року в Україні нараховується 36963 кранів мостового типу, з яких 32488 відпрацювали строк служби (88%), баштових кранів 5329, з яких 4497 відпрацювали строк служби (84%), порталних кранів 1108 з яких 981 (89%). Таким чином загальна кількість становить 43400 кранів, а загальна кількість кранів, що відпрацювали строк служби 37966 (87,5%). Застарілі крани мають як правило і застарілі системи керування електроприводів, що тягне за собою окрім надлишкового споживання енергії додаткові негативні фактори: неоптимальні режими роботи механізмів, додаткові навантаження на металоконструкцію кранів. Як приклад нагромадження негативних факторів в застарілих кранових нерегульованих електроприводах, можна привести

застосування гальмування протиключенням. Насамперед це актуально для механізмів пересування. Щоб подолати неможливість керування гальмівним моментом через ударний характер замикання колодок автоматичних колодкових гальм і, як наслідок, різкі гальмування, що супроводжуються значними динамічними навантаженнями в приводах і металоконструкціях і зростанням коливальних вантажів, гальма механізмів пересування знаходяться в «розпушеному» стані.

Аналіз досліджень проблеми зниження енергоспоживання в приводах вантажопідійомних машин та можливості її розв'язання.

Зменшення витрат енергії на виконання одного циклу можливе не лише завдяки віддачі енергії під час рекуперативного гальмування механізму до електричної мережі або для живлення інших механізмів, а і на етапах розгону та сталого руху за рахунок збільшення ККД приводу.

Кількість спожитої енергії та можливість реалізації енергозаощаджувальних режимів керування механізмів ВПМ залежить від типів їх приводів.

Аналізуючи механічні характеристики приводу з частотним керуванням й порівнюючи їх з аналогічними для регульованого об'ємного кранового гідроприводу ми робимо висновок, що вони (характеристики) мають повністю схожий вид при роботі в I та II квадрантах. Тому можливо припустити, що поведінка цих приводів в режимі двигуна і генератора аналогічні.

Дослідження проведені в НТУ «ХП» показують співвідношення ККД в електромеханічному приводі з фазним ротором та об'ємному гідроприводі під час перехідних процесів і сталого руху. Тут введено поняття «інтегральний», чи «середній ККД» $\int \eta$ протягом деякого відрізка часу t .

$$\int \eta = \frac{\int_0^t \eta dt}{t} \quad (1)$$

Доцільно розглянути характер зміни $\int \eta$ за цикл розгону за умови досягнення різних значень відносної швидкості Ω/Ω_0 і різного навантаження приводів (рис. 1).

Таким чином, з графіків видно, що у всьому діапазоні відносних швидкостей і навантажень інтегральний ККД гідроприводу вище, ніж у електромеханічного приводу (можна припустити, що аналогічний ефект має і привод з частотним керуванням).

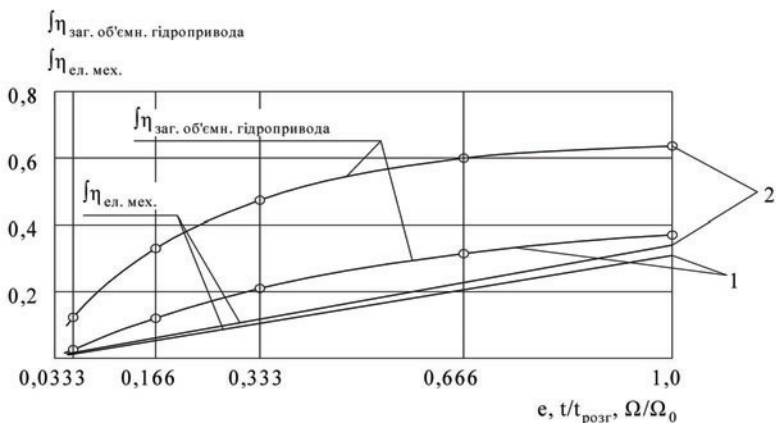


Рис. 1. Графіки залежності інтегрального ККД в об'ємному гідравлічному й електромеханічному з фазним ротором приводах від e – параметра регулювання (відношення поточної продуктивності до номінальної), $t/t_{\text{розг}}$ – відносного часу, Ω/Ω_0 – відносної швидкості, при різних навантаженнях 1, 2 ($M_2 > M_1$).

Графіки залежності відношення $\int \eta_{\text{ел}}$ до $\int \eta_{\text{ем}}$ (рис. 2) за умов досягнення різних значень відносної швидкості, різного навантаження приводів і однакової величини Ω_0 для обох приводів показують, що найбільших величин це відношення і, отже, співвідношення витрат енергії при розгоні досягають при використанні приводів у зоні значень Ω/Ω_0 близьких до 0 (це характерно для механізмів пересування моста та візка монтажних кранів та кранів цехів механообробки). З графіків також видно, що чим вище завантаження приводів крутним моментом, тим більший енергетичний ефект дає використання гідроприводу.

З цього випливає, що об'ємний гідропривід має значно менші енергетичні витрати, ніж зазначений електромеханічний. Частотно регульований електропривід з векторним керуванням за своїми механічними характеристиками, можливими режимами керування та рекуперацією енергії на етапі гальмування є найбільш близький до об'ємного гідроприводу, що дає можливість екстраполювати наведені висновки щодо зменшення витрат енергії на даний тип приводів.

Результати застосування

Максимальне зниження енергоспоживання за рахунок застосування перетворювачів частоти істотно знижує навантаження на електричні мережі. В основному це виражається в підвищеному коефіцієнті потужності ($\cos(\varphi)$), що у деяких випадках доходить до 0,98.

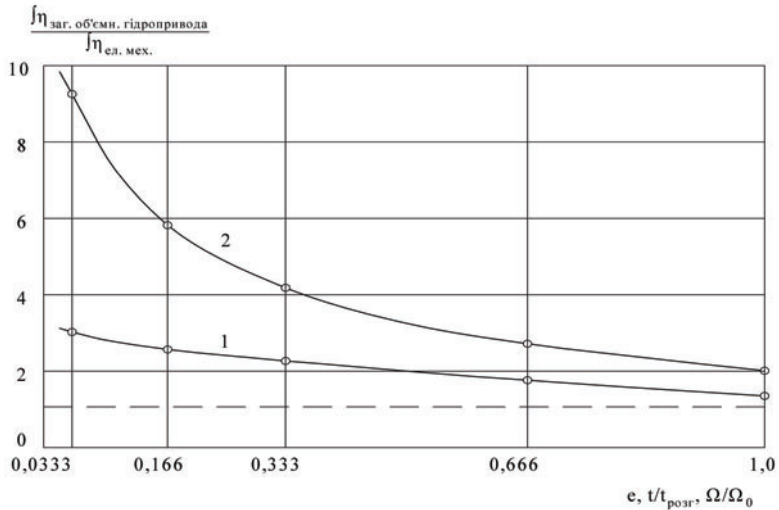


Рис. 2. Графіки залежності $\int \eta_{ел.мех.} / \int \eta_{заг.об'ємн.гідропривода}$ від $e, t/t_{розг}, \Omega/\Omega_0$ при різних навантаженнях 1, 2 (штрихова лінія відповідає $\int \eta_{ел.мех.} / \int \eta_{заг.об'ємн.гідропривода} = 1, M_2 > M_1$)

Досвід застосування рекуперативного гальмування на кранах показує, що при тривалій роботі в гальмівному режимі, яким є спуск вантажів близьких до номінальних, можливе генерування електроенергії порівняне з її споживанням в режимі розгону і сталого руху. Рекуперативне гальмування дозволяє накладати гальма на повністю зупинений електродвигун, що додатково практично виключає наявність динамічних навантажень на металоконструкцію й механізми крана.

Таким чином, крановий електропривод є базою для економії енергії за рахунок переводу його з нерегульованого на автоматизований частотнорегульований. Енергозбереження засобами автоматизованого електропривода дає «лавиноподібний» ефект економії через зменшення динамічних навантажень, скорочення часу робочих циклів покращення умов праці.

Список літератури: 1. Товажнянський Л.Л., Левченко Б.О. Энергетика на границе XXI столетия – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – 200 с. 2. Григоров О.В. Гідравлічний привід підйомно-транспортних, будівельних та дорожніх машин: Навч. посібник. – Харків: НТУ «ХПИ», 2005. – 264с.; 3. Є.М.Певзнер, Є.В.Попов, М.І.Аксьонов, Г.Б.Онищенко Электрооборудование грузоподъёмных кранов. Учебное пособие /под. ред. Г.Б.Онищенко/– М.:Россельхозакадемия, 2009.-306 с.

Поступила в редакцію 28.09.2010

В.В. ОФІЙ, канд. техн. наук, доц.;

А.С. РАХМАНІЙ, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПІ», м. Харків

ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ТРИМАСОВИХ СИСТЕМАХ

В статті розглядаються тримасові динамічні системи механізму піднімання. Приводиться система диференціальних рівнянь, надається її аналітичний розв'язок, амплітуди, частоти та часткові розв'язки.

The article deals with three mass lifting gears. The system of differential equation, its analytical solution, amplitudes, frequencies, end particular solutions are given.

З метою визначення навантажень у кількох елементах валопроводів, або в канатах та деталях гакової підвіски одночасно, необхідно розглядати розрахункові схеми з числом мас більше двох. З найбільш простих розрахункових схем цим вимогам відповідає тримасова система з двома пружними зв'язками.

Розглянемо тримасову розрахункову схему механізму піднімання з двома пружними зв'язками, яка здійснює обертальний рух. При обертанні рухомі маси характеризуються моментами інерції, навантаження – крутими моментами, пружність – коефіцієнтами жорсткості при обертанні. До основних режимів роботи механізму піднімання можна віднести такі:

- 1 – дія двигуна на першу масу при розгоні вгору;
- 2 – гальмування першої маси в кінці піднімання;
- 3 – гальмування другої маси в кінці піднімання;
- 4 – гальмування третьої маси в кінці піднімання;
- 5 – вільний вибіг при підніманні;
- 6 – дія двигуна на першу масу при розгоні вниз;
- 7 – гальмування першої маси в кінці опускання;
- 8 – гальмування другої маси в кінці опускання;
- 9 – гальмування третьої маси в кінці опускання;
- 10 – вільний вибіг при опусканні;
- 11 – випадок гальмівного спуску.

Різні випадки гальмування мас в механізмі піднімання відповідають різним схемам розміщення гальмівного шківів. Шостий випадок типовий для механізмів піднімання з малою вантажопідйомністю, а останній – для механізмів з великою вантажопідйомністю.

Розглянемо перший випадок, тобто дію двигуна на першу масу при розгоні вгору. Гальмівний шків розташований на вільному валі редуктора. (рис. 1)

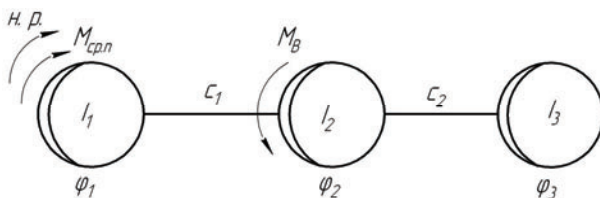


Рис. 1. Розрахункова схема механізму піднімання: I_1, I_2, I_3 – моменти інерції мас відносно вісі обертання; c_1, c_2 – коефіцієнти жорсткості першого та другого зв'язків; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – кути повороту мас; $M_{cp.n.}$ – середньопусковий момент двигуна; M_B – момент від дії сили ваги вантажу

При складанні диференціальних рівнянь пружних коливань розглянемо кожену масу окремо.

На першу масу I_1 (рис 2, а) діють такі моменти: динамічний момент $I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1$, середньопусковий момент двигуна $M_{cp.n.}$ та момент пружного зв'язку $M_{12} = c_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)$.

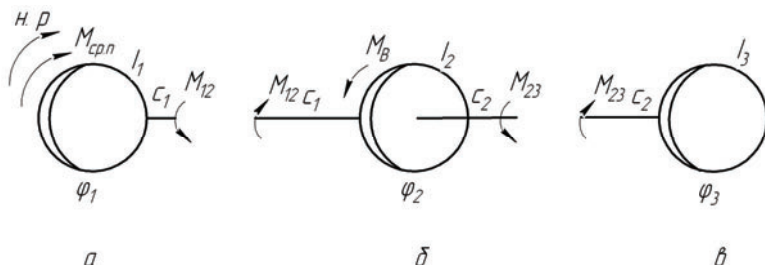


Рис. 2. Схеми навантажень, які діють при розгоні механізму піднімання вгору відповідно на маси: а – на першу масу I_1 , б – на другу масу I_2 , в – на третю масу I_3

На другу масу (рис. 2, б) діють чотири моменти: динамічний момент $I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2$, момент від сили ваги вантажу M_B , момент першого M_{12} та другого пружного зв'язку M_{23} .

На третю масу (рис. 2, в) діє динамічний момент $I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3$ та момент другого пружного зв'язку M_{23} .

Система диференціальних рівнянь руху матиме такий вигляд:

$$\begin{cases} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_{cp.n.} - c_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2), \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = c_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - c_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) - M_B, \\ I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 = c_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3). \end{cases} \quad (1)$$

Після нескладних перетворень в системі (1) можна отримати такі рівняння пружних коливань:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2 = \frac{M_{cp.n.}}{I_1} - \frac{c_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)}{I_1} - \frac{c_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)}{I_2} + \frac{c_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3)}{I_2} + \frac{M_B}{I_2}, \\ \ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3 = \frac{c_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)}{I_2} - \frac{c_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3)}{I_2} - \frac{M_B}{I_2} - \frac{c_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3)}{I_3}. \end{cases} \quad (2)$$

Введемо такі позначення:

$$\begin{cases} x_1 = \varphi_1 - \varphi_2, \\ x_2 = \varphi_2 - \varphi_3. \end{cases} \quad (3)$$

Тоді систему (2) можна переписати у такому вигляді:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 = -c_1 \cdot \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) \cdot x_1 + \frac{c_2}{I_2} \cdot x_2 + \frac{M_{cp.n.}}{I_1} + \frac{M_B}{I_2} = a_{11} \cdot x_1 + a_{12} \cdot x_2 + b_1, \\ \ddot{x}_2 = \frac{c_1}{I_2} \cdot x_1 - c_2 \cdot \left(\frac{1}{I_2} + \frac{1}{I_3} \right) \cdot x_2 - \frac{M_B}{I_2} = a_{21} \cdot x_1 + a_{22} \cdot x_2 + b_2, \end{cases} \quad (4)$$

$$\text{де: } a_{11} = -c_1 \cdot \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right); \quad a_{12} = \frac{c_2}{I_2}; \quad b_1 = \frac{M_{cp.n.}}{I_1} + \frac{M_B}{I_2}; \quad a_{21} = \frac{c_1}{I_2};$$

$$a_{22} = -c_2 \cdot \left(\frac{1}{I_2} + \frac{1}{I_3} \right); \quad b_2 = -\frac{M_B}{I_2}.$$

Диференціюючи двічі перше рівняння системи (4), матимемо:

$$\begin{aligned} x_1^{(IV)} &= a_{11} \cdot \ddot{x}_1 + a_{12} \cdot \ddot{x}_2 = a_{11} \cdot \ddot{x}_1 + a_{12} \cdot (a_{21} \cdot x_1 + a_{22} \cdot x_2) + a_{12} \cdot b_2 = \\ &= a_{11} \cdot \ddot{x}_1 + a_{12} \cdot a_{21} \cdot x_1 + a_{12} \cdot a_{22} \cdot x_2 + a_{12} \cdot b_2. \end{aligned}$$

$$\text{Але} \quad x_2 = \frac{1}{a_{12}} \cdot (\ddot{x}_1 - a_{11} \cdot x_1 - b_1). \quad (5)$$

Тоді диференційне рівняння вимушених коливань визначатиметься таким виразом

$$x_1^{(IV)} - (a_{11} + a_{22}) \cdot \ddot{x}_1 - (a_{12} \cdot a_{21} - a_{11} \cdot a_{22}) \cdot x_1 = a_{12} \cdot b_2 - a_{22} \cdot b_1. \quad (6)$$

Це диференційне рівняння є лінійним неоднорідним диференційним рівнянням четвертого порядку з постійними коефіцієнтами та постійною правою частиною.

Для розв'язання однорідного диференційного рівняння складемо відповідне йому характеристичне

$$\lambda^4 - (a_{11} + a_{22}) \cdot \lambda^2 - (a_{12} \cdot a_{21} - a_{11} \cdot a_{22}) = 0.$$

Введемо заміну $r = \lambda^2$.

Тоді матимемо

$$r^2 - (a_{11} + a_{22}) \cdot r - (a_{12} \cdot a_{21} - a_{11} \cdot a_{22}) = 0.$$

Корені цього рівняння

$$\begin{aligned} r_{1,2} &= \frac{a_{11} + a_{22} \pm \sqrt{(a_{11} + a_{22})^2 + 4 \cdot (a_{12} \cdot a_{21} - a_{11} \cdot a_{22})}}{2} = \\ &= \frac{a_{11} + a_{22} \pm \sqrt{(a_{11} - a_{22})^2 + 4 \cdot a_{12} \cdot a_{21}}}{2} = \frac{1}{2} (a_{11} + a_{22} \pm \sqrt{D}). \end{aligned}$$

Дискримінант рівняння $D > 0$, тому що $(a_{11} - a_{22})^2 > 0$, $a_{12} > 0$, $a_{21} > 0$.

Перший корінь рівняння буде позитивний в тому випадку, якщо $D > (a_{11} + a_{22})^2$, тобто коли $(a_{11} - a_{22})^2 + 4 \cdot a_{12} \cdot a_{21} > (a_{11} + a_{22})^2$.

З'ясуємо цю умову

$$\begin{aligned} a_{11}^2 - 2 \cdot a_{11} \cdot a_{22} + a_{22}^2 + 4 \cdot a_{12} \cdot a_{21} &> a_{11}^2 + 2 \cdot a_{11} \cdot a_{22} + a_{22}^2 \cdot \\ 4 \cdot (a_{12} \cdot a_{21} - a_{11} \cdot a_{22}) &> 0. \end{aligned}$$

Але

$$a_{12} \cdot a_{21} - a_{11} \cdot a_{22} = -c_1 \cdot c_2 \cdot \frac{I_1 + I_2 + I_3}{I_1 \cdot I_2 \cdot I_3} < 0.$$

Значить перший корінь рівняння r_1 – від'ємний, тобто

$$r_1 = \frac{a_{11} + a_{22} + \sqrt{D}}{2} < 0.$$

Вочевидь, що

$$r_2 = \frac{a_{11} + a_{22} - \sqrt{D}}{2} < 0.$$

Корені характеристичного рівняння

$$\lambda_{1,2} = \pm\sqrt{r_1} \pm i \cdot \omega_1,$$

$$\lambda_{3,4} = \pm\sqrt{r_2} \pm i \cdot \omega_2,$$

$$\text{де: } i^2 = -1, \omega_1^2 = -\frac{1}{2} \cdot (a_{11} + a_{22} + \sqrt{D}), \omega_2^2 = -\frac{1}{2} \cdot (a_{11} + a_{22} - \sqrt{D}).$$

Загальний розв'язок однорідного диференційного рівняння буде відповідати кореням характеристичного рівняння і матиме такий вигляд:

$$x_1(t) = A_{11} \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) + A_{12} \cdot \cos(\omega_1 \cdot t) + B_{11} \sin(\omega_2 \cdot t) + B_{12} \cdot \cos(\omega_2 \cdot t). \quad (7)$$

Частковий розв'язок для першого зв'язку буде таким

$$D_{12} = \frac{a_{22} \cdot b_1 - a_{12} \cdot b_2}{a_{12} \cdot a_{21} - a_{11} \cdot a_{22}} \quad (8)$$

Використовуючи означення системи (4) в виразі для наступного розв'язку (8), матимемо:

$$D_{12} = \frac{1}{c_1 \cdot (I_1 + I_2 + I_3)} \cdot [I_1 \cdot M_B + (I_2 + I_3) \cdot M_{cp.n}] =$$

$$= \frac{1}{c_1 \cdot (I_1 + I_2 + I_3)} \cdot [I_1 \cdot M_B + I_2 \cdot M_B + I_3 \cdot M_B + (I_2 + I_3) \cdot M_{cp.n} - I_2 \cdot M_B - I_3 \cdot M_B] = (9)$$

$$= \frac{1}{c_1} \left[M_B + (M_{cp.n} - M_B) \cdot \frac{I_2 + I_3}{I_1 + I_2 + I_3} \right].$$

Загальний розв'язок неоднорідного диференційного рівняння (6) буде таким

$$x_1(t) = A_{11} \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) + A_{12} \cdot \cos(\omega_1 \cdot t) + B_{11} \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) + B_{12} \cdot \cos(\omega_2 \cdot t) + D_{12}. \quad (10)$$

Рішення другого диференційного рівняння системи (4) знайдено з допомогою співвідношення (5).

Продиференціюємо двічі (10), а потім підставимо цей результат в (5)

$$\ddot{x}_1(t) = -\omega_1^2 \cdot A_{11} \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) - \omega_1^2 \cdot A_{12} \cdot \cos(\omega_1 \cdot t) -$$

$$-\omega_2^2 \cdot B_{11} \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) - \omega_2^2 \cdot B_{12} \cdot \cos(\omega_2 \cdot t),$$

$$\begin{aligned}
x_2(t) &= \frac{1}{a_{12}} \cdot (\ddot{x}_1 - a_{11} \cdot x_1 - b_1) = \frac{1}{a_{12}} \cdot (-\omega_1^2 \cdot A_{11} \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) - \omega_1^2 \cdot A_{12} \cdot \cos(\omega_1 \cdot t) - \\
&- \omega_2^2 \cdot B_{11} \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) - \omega_2^2 \cdot B_{12} \cdot \cos(\omega_2 \cdot t) - a_{11} \cdot A_{11} \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) - a_{11} \cdot A_{12} \cdot \cos(\omega_1 \cdot t) - \\
&- a_{11} \cdot B_{11} \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) - a_{11} \cdot B_{12} \cdot \cos(\omega_2 \cdot t) - a_{11} \cdot D_{12} - b_1) = \\
&= -\frac{\omega_1^2 + a_{11}}{a_{12}} \cdot (A_{11} \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) + A_{12} \cdot \cos(\omega_1 \cdot t)) - \\
&- \frac{\omega_2^2 + a_{11}}{a_{12}} \cdot (B_{11} \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) + B_{12} \cdot \cos(\omega_2 \cdot t)) - \frac{a_{11}}{a_{12}} \cdot D_{12} - \frac{b_1}{a_{12}}.
\end{aligned} \tag{11}$$

Це рішення можна переписати у такому вигляді:

$$x_2(t) = A_{22} \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) + A_{23} \cdot \cos(\omega_1 \cdot t) + B_{22} \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) + B_{23} \cdot \cos(\omega_2 \cdot t) + D_{23}, \tag{12}$$

$$\text{де } A_{22} = -A_{11} \cdot \frac{\omega_1^2 + a_{11}}{a_{12}}; \quad A_{23} = -A_{12} \cdot \frac{\omega_1^2 + a_{11}}{a_{12}}; \quad B_{22} = -B_{11} \cdot \frac{\omega_2^2 + a_{11}}{a_{12}};$$

$$B_{23} = -B_{12} \cdot \frac{\omega_2^2 + a_{11}}{a_{12}};$$

$$D_{23} = -\frac{a_{11}}{a_{12}} \cdot D_{12} - \frac{b_1}{a_{12}} = -\frac{a_{11}}{a_{12}} \cdot \frac{a_{22} \cdot b_1 - a_{12} \cdot b_2}{a_{12} \cdot a_{21} - a_{11} \cdot a_{22}} - \frac{b_1}{a_{12}} = \frac{a_{11} \cdot b_2 - a_{21} \cdot b_1}{a_{12} \cdot a_{21} - a_{11} \cdot a_{22}}.$$

З урахуванням означень (4), частковий розв'язок другого зв'язку запишеться так

$$D_{23} = \frac{1}{c_2} \cdot \left[(M_{cp,n} - M_B) \cdot \frac{I_3}{I_1 + I_2 + I_3} \right]. \tag{13}$$

Загальний розв'язок однорідного диференційного рівняння (7) можна "звернути", тобто записати у скороченому вигляді

$$\begin{aligned}
A_{11} \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) + A_{12} \cdot \cos(\omega_1 \cdot t) &= \sqrt{A_{11}^2 + A_{12}^2} \cdot \cos(\omega_1 \cdot t + \varphi_1), \\
B_{11} \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) + B_{12} \cdot \cos(\omega_2 \cdot t) &= \sqrt{B_{11}^2 + B_{12}^2} \cdot \cos(\omega_2 \cdot t + \varphi_2).
\end{aligned}$$

Нехтуючи фазами коливань φ_1 та φ_2 , рішення (10) з урахуванням означень (3) матиме спрощений вигляд

$$x_1(t) = A_1 \cdot \cos(\omega_1 \cdot t) + B_1 \cdot \cos(\omega_2 \cdot t) + D_{12}, \tag{14}$$

$$\text{де } A_1 = \sqrt{A_{11}^2 + A_{12}^2}; \quad B_1 = \sqrt{B_{11}^2 + B_{12}^2}.$$

Аналогічно отримуємо другий розв'язок

$$x_2(t) = A_2 \cdot \cos(\omega_1 \cdot t) + B_2 \cdot \cos(\omega_2 \cdot t) + D_{23}, \tag{15}$$

$$\text{де } A_2 = \sqrt{A_{22}^2 + A_{23}^2} = \frac{\omega_1^2 + a_{11}}{a_{12}} \cdot \sqrt{A_{11}^2 + A_{12}^2} = \frac{\omega_1^2 + a_{11}}{a_{12}} \cdot A_1;$$

$$B_2 = \sqrt{B_{22}^2 + B_{23}^2} = \frac{\omega_2^2 + a_{11}}{a_{12}} \cdot \sqrt{B_{11}^2 + B_{12}^2} = \frac{\omega_2^2 + a_{11}}{a_{12}} \cdot B_1;$$

Останні співвідношення показують, що амплітуди коливань другого зв'язку A_2 та B_2 повністю залежать від амплітуд коливань A_1 та B_1 для першого зв'язку. При цьому слід зазначити, що A_1 та A_2 - є амплітуди низькочастотної, а B_1 та B_2 - амплітуди високочастотної складової першого та другого зв'язків відповідно.

Кругові частоти власних коливань знайдемо з допомогою наступних виразів

$$\omega_{1,2}^2 = -\frac{1}{2}(a_{11} + a_{22} \pm \sqrt{D}) = -\frac{1}{2}(a_{11} + a_{22}) \pm \frac{1}{2}\sqrt{(a_{11} - a_{22})^2 + 4a_{12} \cdot a_{21}}$$

Підставляючи означення системи (4), матимемо:

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left(\frac{c_1}{I_1} + \frac{c_1 + c_2}{I_2} + \frac{c_2}{I_3} \right) \pm \frac{1}{2} \sqrt{\left(-\frac{c_1}{I_1} + \frac{c_2 - c_1}{I_2} + \frac{c_2}{I_3} \right)^2 + 4 \frac{c_1 \cdot c_2}{I_2^2}},$$

або

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left(\frac{c_1}{I_1} + \frac{c_1 + c_2}{I_2} + \frac{c_2}{I_3} \right) \pm \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{c_1}{I_1} + \frac{c_1 - c_2}{I_2} - \frac{c_2}{I_3} \right)^2 + 4 \frac{c_1 \cdot c_2}{I_2^2}}. \quad (16)$$

Для зрівняння приведемо формули кругових частот власних коливань тримасових систем, які отримано в роботі [2]

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left(\frac{c_1}{I_1} + \frac{c_1 + c_2}{I_2} + \frac{c_2}{I_3} \right) \pm \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{c_1}{I_1} + \frac{c_1 + c_2}{I_2} + \frac{c_2}{I_3} \right)^2 - \frac{4 \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot I}{I_1 \cdot I_2 \cdot I_3}} \quad (16')$$

де $I = I_1 + I_2 + I_3$.

Формули (16) та (16') зовні відрізняються лише виразом для дискримінанту, але якщо його спростити, то ці вирази будуть повністю співпадати.

Амплітуди коливань A_i та B_i знайдемо виходячи з умови, що при $t = 0$ $M_{12} = M_{cp,n}$ та $M_{23} = 0$. Рішення (14), (15) та їх другі похідні матимуть такий вигляд

$$\begin{aligned}
x_1(t)\Big|_{t=0} &= A_1 + B_1 + D_{12}, \\
x_2(t)\Big|_{t=0} &= A_2 + B_2 + D_{23}, \\
\ddot{x}_1(t) &= -A_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \cos(\omega_1 \cdot t) - B_1 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos(\omega_2 \cdot t), \\
\ddot{x}_2(t) &= -A_2 \cdot \omega_1^2 \cdot \cos(\omega_1 \cdot t) - B_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos(\omega_2 \cdot t), \\
\ddot{x}_1(t)\Big|_{t=0} &= -A_1 \cdot \omega_1^2 - B_1 \cdot \omega_2^2, \\
\ddot{x}_2(t)\Big|_{t=0} &= -A_2 \cdot \omega_1^2 - B_2 \cdot \omega_2^2.
\end{aligned}$$

Підставимо ці вирази в систему (4)

$$\begin{cases}
-A_1 \cdot \omega_1^2 - B_1 \cdot \omega_2^2 = -c_1 \cdot \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) \cdot (A_1 + B_1 + D_{12}) + \frac{c_2}{I_2} \cdot (A_2 + B_2 + D_{23}) + \\
+ \frac{M_{cp.n.}}{I_1} + \frac{M_B}{I_2}; \\
-A_2 \cdot \omega_1^2 - B_2 \cdot \omega_2^2 = \frac{c_1}{I_2} \cdot (A_1 + B_1 + D_{12}) - c_2 \cdot \left(\frac{1}{I_2} + \frac{1}{I_3} \right) \cdot (A_2 + B_2 + D_{23}) - \frac{M_B}{I_2}.
\end{cases}$$

Враховуючи початкові умови

$$\begin{cases}
M_{12} = c_1 \cdot x_1(t)\Big|_{t=0} = c_1 \cdot (A_1 + B_1 + D_{12}) = M_{cp.n.}, \\
M_{23} = c_2 \cdot x_2(t)\Big|_{t=0} = c_2 \cdot (A_2 + B_2 + D_{23}) = 0,
\end{cases}$$

система лінійних алгебраїчних рівнянь для визначення амплітуд гармонійних складових динамічних навантажень в пружних зв'язках тримасової розрахункової схеми матиме такий вигляд:

$$\begin{cases}
A_1 + B_1 = \frac{M_{cp.n.}}{c_1} - D_{12}, \\
A_2 + B_2 = -D_{23}, \\
-A_1 \cdot \omega_1^2 - B_1 \cdot \omega_2^2 = \frac{M_B - M_{cp.n.}}{I_2}, \\
-A_2 \cdot \omega_1^2 - B_2 \cdot \omega_2^2 = \frac{M_{cp.n.} - M_B}{I_2}.
\end{cases} \quad (17)$$

Якщо виразити амплітуди високочастотних складових B_1 та B_2 через амплітуди низькочастотних складових A_1 та A_2 , рішення системи (17) буде таким

$$\left\{ \begin{array}{l} A_1 = \frac{1}{\Delta\omega^2} \left[\frac{M_B - M_{cp.n.}}{I_2} + \left(\frac{M_{cp.n.}}{c_1} - D_{12} \right) \omega_2^2 \right], \\ A_2 = \frac{1}{\Delta\omega^2} \left(\frac{M_{cp.n.} - M_B}{I_2} - D_{23} \cdot \omega_2^2 \right), \\ B_1 = \frac{M_{cp.n.}}{c_1} - D_{12} - \frac{1}{\Delta\omega^2} \cdot \left[\frac{M_B - M_{cp.n.}}{I_2} + \left(\frac{M_{cp.n.}}{c_1} - D_{12} \right) \omega_2^2 \right], \\ B_2 = -D_{23} - \frac{1}{\Delta\omega^2} \left(\frac{M_{cp.n.}}{I_2} - D_{23} \cdot \omega_2^2 \right), \end{array} \right. \quad (18)$$

де $\Delta\omega^2 = \omega_2^2 - \omega_1^2$.

В протилежному випадку рішення системи (17) запишеться так

$$\left\{ \begin{array}{l} A_1 = \frac{M_{cp.n.}}{c_1} - D_{12} - \frac{1}{\Delta\omega^2} \left[\frac{M_{cp.n.} - M_B}{2} - \left(\frac{M_{cp.n.}}{c_1} - D_{12} \right) \omega_1^2 \right], \\ A_2 = -D_{23} - \frac{1}{\Delta\omega^2} \left(\frac{M_B - M_{cp.n.}}{2} + D_{23} \cdot \omega_1^2 \right), \\ B_1 = \frac{1}{\Delta\omega^2} \cdot \left[\frac{M_{cp.n.} - M_B}{I_2} - \left(\frac{M_{cp.n.}}{c_1} - D_{12} \right) \omega_1^2 \right], \\ B_2 = \frac{1}{\Delta\omega^2} \left(\frac{M_B - M_{cp.n.}}{I_2} + D_{23} \cdot \omega_1^2 \right). \end{array} \right. \quad (19)$$

Враховуючи тотожність систем (18) та (19), амплітуди гармонічних складових динамічного навантаження у першому пружному зв'язку будуть визначатися такими співвідношеннями:

$$\left\{ \begin{array}{l} A_1 = \frac{1}{\Delta\omega^2} \left[\frac{M_B - M_{cp.n.}}{I_2} + \left(\frac{M_{cp.n.}}{c_1} - D_{12} \right) \omega_2^2 \right], \\ B_1 = \frac{1}{\Delta\omega^2} \cdot \left[\frac{M_{cp.n.} - M_B}{I_2} - \left(\frac{M_{cp.n.}}{c_1} - D_{12} \right) \omega_1^2 \right]. \end{array} \right. \quad (20)$$

Амплітуди гармонічних складових динамічного навантаження у другому пружному зв'язку відповідно будуть дорівнювати

$$\begin{cases} A_2 = \frac{1}{\Delta\omega^2} \left(\frac{M_{cp.n.} - M_B}{I_2} - D_{23} \cdot \omega_2^2 \right), \\ B_2 = \frac{1}{\Delta\omega^2} \cdot \left[\frac{M_B - M_{cp.n.}}{I_2} + D_{23} \cdot \omega_1^2 \right]. \end{cases} \quad (21)$$

Формули (20) та (21) показують, що амплітуди низькочастотних складових A_1 та A_2 залежать від високої частоти ω_2 , а амплітуди високочастотних складових B_1 та B_2 - від низької частоти ω_1 . Крім того, амплітуди першого зв'язку (20) залежать від "своїєї" жорсткості c_1 , а амплітуди другого зв'язку (21) від коефіцієнту жорсткості c_2 взагалі не залежать.

Часткові розв'язки системи (2) з урахуванням означень (3) матимуть такий вигляд

$$\begin{cases} D_{12}^* = D_{12} \cdot c_1 = M_B + (M_{cp.n.} - M_B) \cdot \frac{I_2 + I_3}{I_1 + I_2 + I_3}, \\ D_{23}^* = D_{23} \cdot c_2 = (M_{cp.n.} - M_B) \cdot \frac{I_3}{I_1 + I_2 + I_3}. \end{cases} \quad (22)$$

Розв'язки (22) не залежать ні від частоти, ні від коефіцієнтів жорсткості зв'язків. Частковий розв'язок для першого зв'язку являє собою алгебраїчну суму статичного навантаження M_B та інерційної складової від дії мас I_2 та I_3 , які зв'язок приводить у рух. Частковий розв'язок для другого зв'язку складається лише з інерційної складової від дії тільки маси I_3 .

Список літератури: 1. *Бабаков И. М.* Теорія коливаний. – М.: Наука, 1965. 2. *Казак С. А.* Динаміка мостових кранов. – М.: Машиностроение, 1968. 3. *Григоров О. В., Офій В. В., Рахманій А. С.* Динамічні навантаження у вантажопідйомних машинах: Навч. – метод. посібник. – Харків: НТУ "ХПІ", 2006.

Поступила в редакцію 28.09.2010

О.П. ВОДЧЕНКО, инж., НТУ «ХПИ», м. Харків

КРАНОВЫЙ ГУСЕНИЧНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ. ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА ПРЕОДОЛЕНИЯ ПРЕПЯТСТВИЙ

У статті розглянуто кранове гусеничне шасі з пружною підвіскою опорних котків. Докладно розглянуто рівняння безрозривності гусеничного обводу. На основі цього рівняння одержані узагальнені залежності процесу переїзду колоди. Теорія стверджена експериментальними дослідженнями.

In article it is considered crane the caterpillar chassis with an elastic suspension bracket of basic Roller. The equation of indissolubility of caterpillar contour is in detail considered. On the basis of this equation the generalized dependences of process of moving of a log are received. The theory is confirmed by tests.

Постановка проблемы в общем виде. Совершенствование гусеничных шасси как для тихоходных, так и для быстроходных крановых систем требует разработки новых теоретических зависимостей, позволяющих рассчитывать совершенствуемые узлы и детали. Известные [1] аналитические зависимости недостаточно полно описывают работу гусеничного движителя. Новые, более общие, аналитические зависимости позволяют эффективно анализировать работу большего круга гусеничных движителей. Теория подтверждается испытаниями.

Связь проблемы с важными научными или практическими заданиями. Нахождение аналитических зависимостей для оценки влияния препятствий на гусеничный движитель, позволяет сформировать обобщенные зависимости для широкого круга гусеничных машин.

Анализ последних исследований и публикаций, в которых начато чрешение данной проблемы и на которые опирается автор. В работе [2] найдены обобщенные зависимости (уравнение неразрывности гусеничного обвода), позволяющие видеть картину напряженности участков гусеничного обвода растягивающими силами от положения контурных элементов обвода.

Выделение нерешенных ранее частей общей проблемы, которым посвящается эта статья. Найденные [2] зависимости натяжений участков от перемещений элементов обвода хороши, однако не полностью подтверждены экспериментально.

Формулировка целей статьи. Цель статьи - получить обобщенные зависимости для описания процесса преодоления препятствий типа «бревно» и проверить их экспериментально.

В качестве объекта аналитических и экспериментальных исследований используем гусеничную машину Mors. Машина технической помощи МТП (Mors) оборудована кран-стрелой грузоподъемностью до 1,5 т. [3].

Опытный образец машины Mors с добавленными поддерживающими роликами позволил получить обобщенный образец гусеничного движителя.

Разложим каждый гусеничный обвод на совокупность двух обводов: реального гусеничного обвода (ГО) и предельного обвода (ПО).

Реальный гусеничный обвод, в дальнейшем – гусеничный обвод, образован гусеничной цепью ГЦ (см. рис. 1.), огибающей контурные элементы гусеничного движителя. Контурные элементы это: ведущее колесо ВК, направляющее колесо НК, опорные катки (ОК) 1, 2, 3, 4, 5, 6 и поддерживающие катки (ПК) 7, 8, 9. В составе гусеничного обвода выделим замкнутую осевую линию гусеничного обвода, в дальнейшем – линия обвода (ЛО) 10, которая расположена в вертикальной плоскости посередине между двумя венцами 11 ведущего колеса ВК и проходит по осям 12 шарниров гусеничной цепи ГЦ. Для удобства расчета участки линии обвода на ветвях огибания гусеничной лентой контурных элементов будем заменять дугами 13, 14, 15, 16, проходящими через оси шарниров гусеничной цепи, а на ветвях провисания гусеничной цепи - участками провисания 17. При этом, линия обвода наделена свойствами гусеничной цепи – весом, свойствами гибкой нити и продольной упругостью.

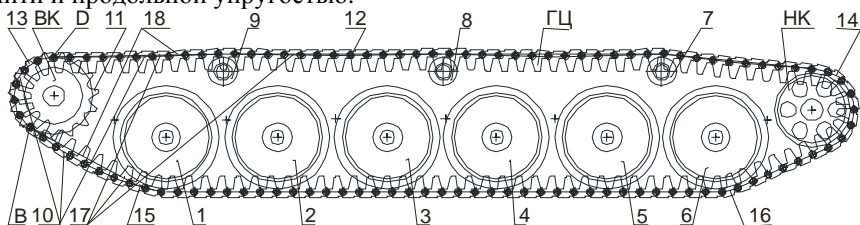


Рис. 1. Схема звенчатого гусеничного обвода, объединяющая понятия реального гусеничного обвода и предельного обвода

Ленточный гусеничный обвод.

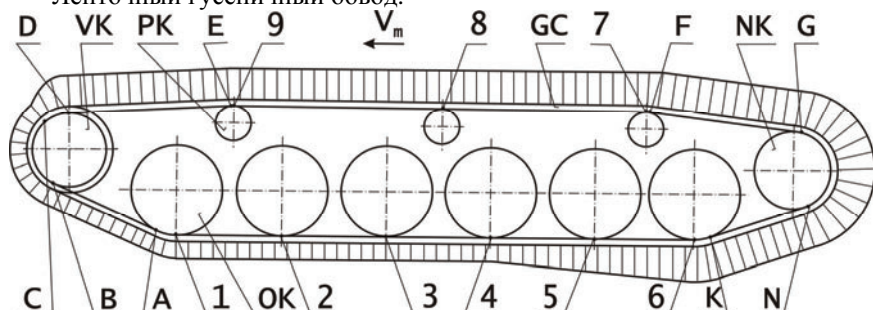


Рис. 2. Схема нагруженности гусеничного обвода усилиями растяжения гусеницы

Весь гусеничный обвод можно представить состоящим из опорной ветви “1-6”, верхней ветви GF789ED, передней АВ и задней КN наклонных ветвей Связывающих их дуговых ветвей: передней ВСД и задней НG поворотных, а также передней “1А” и задней “6К” нижних.

Предельный обвод (ПО) – условный параметр, представляющий условную замкнутую линию 18, образованную невесомой нерастяжимой нитью, проходящую через оси 12 шарниров гусеничной цепи ГЦ, огибающих контурные элементы ГО. Также предельный обвод можно представить как замкнутую осевую линию условного невесомого гусеничного обвода, огибающего те же контурные элементы, что и реальный ГО. Дуговые ветви 13, 14, 15 и 16 предельного обвода и реального гусеничного обвода совпадают.

В расчетах звенчатый гусеничный обвод, показанный на рис. 1, заменим на ленточный гусеничный обвод, показанный на рис. 2 с сохранением свойств звенчатого ГО.

Описывая реальные зависимости внутри участков ГО в соответствии с законом Гука можно записать в соответствии с рис. 1 и 2 условие неразрывности гусеничного обвода в общем виде [4].

$$\sum_{i=1}^n (L_i + \Delta S_i)(1 - e \cdot T_i) = S_{\Pi} \quad (1)$$

где L_i – длина i -го участка ПО;

ΔS_i – приращение i -го участка гусеничного обвода, обусловленное его провисанием под действием веса;

e – относительная продольная податливость гусеничной цепи;

T_i – усилие растяжения i -го участка гусеничного обвода;

S_{Π} – исходная длина нерастянутого гусеничного обвода;

n – число i -х участков, составляющих гусеничный обвод.

Здесь величина S_{Π} характеризует длину гусеничной цепи, разостланной на ровной поверхности с предварительно выбранными по длине зазорами в шарнирах траков гусеничной цепи, перед ее одеванием на контурные элементы гусеничного обвода.

Величины T_i характеризуют реальные значения растягивающих усилий на участках гусеничного обвода в каждый момент времени.

Составляющая eT_i характеризует упругие продольные свойства гусеничной цепи на каждом из участков гусеничного обвода.

Составляющая ΔS_i характеризует превышение длины ГО над ПО в местах провисания гусеничной цепи. Это увязывает погонную массу гусеничной цепи, длины пролетов провисающих участков и усилия растяжения в них, которые обусловлены: геометрией ГО, длиной S_{Π} и упругими свойствами гусеницы – усилие T_n , а также внутренними передающимися в ГО усилиями от ведущего колеса к опорной ветви ГО – усилие T_T .

Раскрывая значения каждой из составляющих выражения (1), можно записать уравнение неразрывности для реального гусеничного обвода исходя из рис. 1 и 2. Для этого определяем значение S_{Π} один раз для гусеничного обвода неподвижного гусеничного движителя с предварительно натянутым

гусеничным обводом, а второй раз – для движущегося гусеничного движителя и приравниваем их.

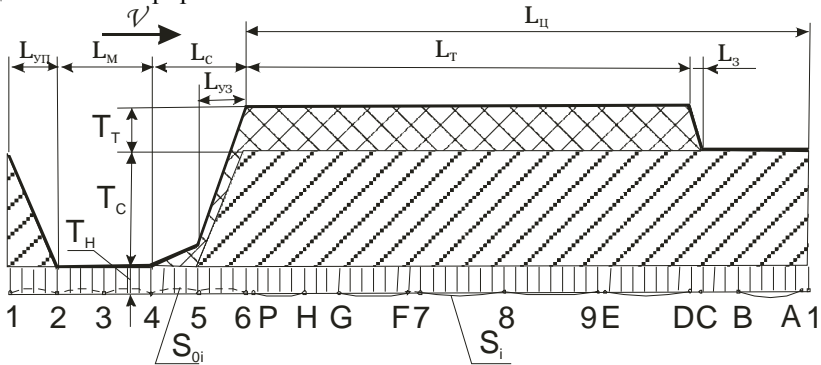


Рис. 3. Диаграмма нагруженности гусеничного обвода растягивающими усилиями при движении гусеничного движителя вперед ведущим колесом со скоростью v .

В соответствии с диаграммой нагруженности различных участков ГО на рис. 2, уравнение неразрывности ГО будет следующим [4]

$$\begin{aligned}
 & (L_{\Pi} + \Sigma \Delta S_{\Pi})(1 - e^{-T_{\Pi}}) = \\
 & = L_{yp}[1 - e^{-(T_H + T_{\Pi}/2)}] + L_M[1 - e^{-T_H}] + \\
 & + (L_C - L_{y3})\{1 - e^{-(T_H + T_T(L_C - L_{y3})/2L_C)}\} + \\
 & + L_{y3}\{1 - e^{-(T_H + T_{\Pi}/2 + T_T(2L_C - L_{y3})/2L_C)}\} + \\
 & + (L_T + \Sigma \Delta S_T)[1 - e^{-(T_H + T_{\Pi} + T_T)}] + \\
 & + L_3[1 - e^{-(T_H + T_{\Pi} + T_T/2)}] + (L_{\Pi} - L_T - L_3 + \Sigma \Delta S_H)[1 - e^{-(T_H + T_{\Pi})}]
 \end{aligned} \quad (2)$$

где T_{Π} – усилие растяжения предварительно натянутого гусеничного обвода;

T_H – усилие растяжения нерабочего участка гусеничного обвода;

T_T – тяговое усилие в гусеничном обводе;

T_{Π} – усилие растяжения гусеничного обвода, обусловленное действием на гусеничный обвод центробежных сил от движущихся по дуговым и пролетным участкам гусеничного обвода траков гусеницы;

L_{Π} – периметр предельного обвода, обуславливающий предварительное натяжение гусеничного обвода;

L_{yp} – длина уравнивающего переднего участка опорной ветви предельного обвода;

L_M – длина межвого участка опорной ветви предельного обвода;

L_{y3} – длина уравнивающего заднего участка опорной ветви предельного обвода;

L_C – длина сцепного участка опорной ветви предельного обвода, на которой реализуется передача тягового усилия от ведущего колеса к поверхности грунта;

L_T – длина тягового участка предельного обвода;

L_3 – длина зацепного участка предельного обвода, на котором крутящий момент ведущего колеса преобразовывается в тяговое усилие путем

зацепления ведущего колеса с зацепными элементами траков гусеницы, например, цевками;

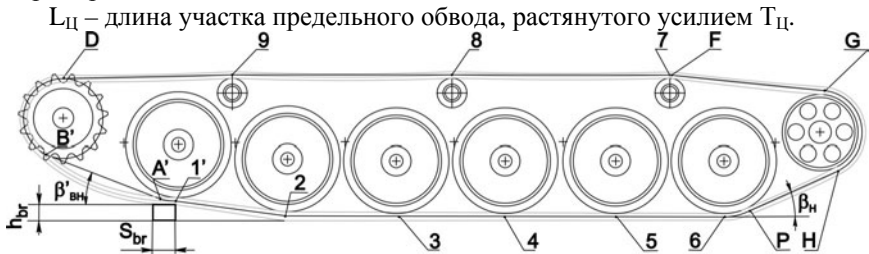


Рис. 4. Схема проезда гусеничной машины препятствия “бревно”

В этом случае получаем максимально возможное уменьшение конструктивного контура обода при переезде бревна. Величина этого изменения в соответствии с рис. 4 определится из выражения

$$\Delta L_{\text{отр}} = S_{\text{тр}}/2 + R_{\text{б}}(\cos\gamma_{\text{IT}} - \cos\gamma_{01}) + (R_{\text{ок}} + R_{\text{г}})(\beta_{\text{вн}} - \beta_{\text{вн}}) + L_{\text{в}} + \sqrt{h_{\text{тр}}^2 + S_{\text{тр}}^2/4} - L_{\text{н}} + R_{\text{вк}}(\beta_{\text{вн}} - \beta_{\text{в}}) \quad (3)$$

где $S_{\text{бр}}$ – длина “бревна”;

$L_{\text{н}}$ – длина участка $B'A'$ конструктивного контура обода;

$\beta'_{\text{вн}}$ – угол наклона участка $B'A'$ конструктивного контура обода.

Величины $L_{\text{вн}}$ и $\beta'_{\text{вн}}$ определяются по выражениям

$$L_{\text{н}} = \sqrt{(a_{\text{в}} + R_{\text{б}} \cos\gamma_{\text{IT}})^2 + (b_{\text{в}} + R_{\text{б}} \sin\gamma_{\text{IT}})^2 - (R_{\text{вк}} - R_{\text{ок}})^2} \quad (4)$$

$$\beta'_{\text{вн}} = \arctg[(b_{\text{в}} + R_{\text{б}} \sin\gamma_{\text{IT}})/(a_{\text{в}} + R_{\text{б}} \cos\gamma_{\text{IT}})] - \arctg[(R_{\text{вк}} - R_{\text{ок}} - R_{\text{г}})/L_{\text{вт}}] \quad (5)$$

где γ_{IT} – угол наклона балансира переднего опорного катка при наезде последнего на “бревно”.

$$\gamma_{\text{IT}} = \arcsin(\sin\gamma_1 - h_{\text{тр}}/R_{\text{б}}) \quad (6)$$

В соответствии с воздействием на гусеничный обвод возмущающего фактора “бревно”, уравнение неразрывности гусеничного обода (2) видоизменится следующим образом

$$\begin{aligned} (L_{\text{п}} + \Sigma\Delta S_{\text{п}})(1 - e^{-T_{\text{п}}}) &= L_{\text{упн}}[1 - e^{-(T_{\text{нн}} + T_{\text{цн}}/2)}] + L_{\text{мн}}[1 - e^{-T_{\text{нн}}}] + \\ &+ (L_{\text{чн}} - L_{\text{узн}})\{1 - e^{-(T_{\text{нн}} + T_{\text{тн}}(L_{\text{чн}} - L_{\text{узн}})/2L_{\text{чн}})}\} + \\ &+ L_{\text{узн}}\{1 - e^{-(T_{\text{нн}} + T_{\text{цн}}/2 + T_{\text{тн}}(2L_{\text{чн}} - L_{\text{узн}})/2L_{\text{чн}})}\} + (L_{\text{тн}} + \Sigma\Delta S_{\text{тн}})[1 - \\ &e^{-(T_{\text{нн}} + T_{\text{цн}} + T_{\text{тн}})}] + \\ &+ L_{\text{зн}}[1 - e^{-(T_{\text{нн}} + T_{\text{цн}} + T_{\text{тн}}/2)}] + (L_{\text{цн}} - L_{\text{тн}} - L_{\text{зн}} + \Sigma\Delta S_{\text{нн}})[1 - e^{-(T_{\text{нн}} + T_{\text{цн}})}] \end{aligned} \quad (7)$$

Здесь величины с дополнительным индексом “н” обозначают изменяющиеся, при переезде через неровность относительно исходного движения гусеничной машины по ровной поверхности, параметры.

Для определения $T_{\text{нн}}$, с практически достаточной для последующего синтеза АМНГ точностью, можно считать, что $V_{\text{мн}} = V_{\text{мт}}$; $T_{\text{цн}} = T_{\text{ц}}$; $T_{\text{тн}} = T_{\text{т}}$; $\Sigma\Delta S_{\text{тн}} = \Sigma\Delta S_{\text{т}}$. Учитывая также из (1) равенство

$$L_{\text{п}} = L_{\text{упн}} + L_{\text{мн}} + L_{\text{чн}} + L_{\text{цн}} + \Delta L_{\text{отр}} \quad (8)$$

уравнение (4) преобразуем к следующему виду

$$\Sigma\Delta S_{\Pi} \cdot eL_{\Pi} T_{\Pi} = \Delta L_{OTP} \cdot \Sigma\Delta S_T - \Sigma\Delta S_{HH} + e[L_{\Pi} T_{HH} + (L_{y\Pi}/2 + L_{ц} + L_{y3}/2) T_{ц} + (L_C/2 + L_T + L_3/2) T_T + \Sigma\Delta S_{HH} (T_{HH} + T_{ц})] \quad (9)$$

В этом случае получим уравнение третьей степени для определения усилия T_{HH} в следующем виде

$$T_{HH}^3 + T_{HH}^2 [\Sigma\Delta S_{\Pi} / eL_{\Pi} - T_{\Pi} + \Delta L_{OTP} / eL_{\Pi} - \Sigma\Delta S_T' / eL_{\Pi} + T_{ц} (L_{y\Pi} / 2 + L_{ц} + L_{y3} / 2) / L_{\Pi} + T_T (L_C / 2 + L_T + L_3 / 2) / L_{\Pi}] - (qg)^2 \Sigma L_{HH}^3 / 24eL_{\Pi} = 0 \quad (10)$$

Уравнения (9) и (10) показывают зависимость изменения усилия T_{HH} растяжения нетягового участка гусеничного обвода одновременно от трех возмущающих факторов: “Неровность типа “бревно”, “Центробежная сила” и “Тяговое усилие”, действующих в гусеничном обводе.

Этот расчетный режим воздействия возмущающих факторов является наиболее характерным для гусеничного кранового шасси. Экспериментальное (см. рис.5) подтверждение выражений (2), (7), (9) и (10) позволяет их использовать для других гусеничных движителей.

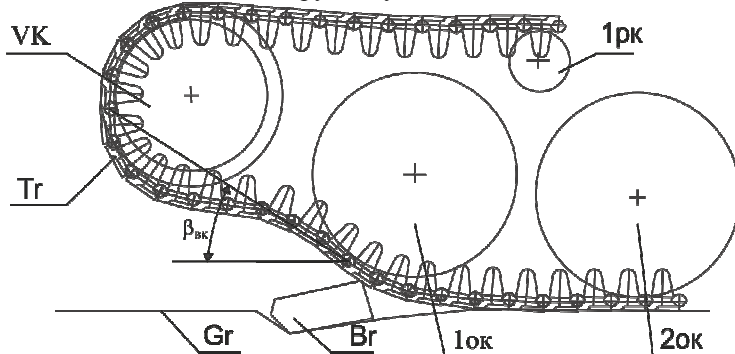


Рис. 5. Нетяговой участок гусеничного обвода при переезде бревна. VK – ведущее колесо, Tr – трак гусеницы, 1ок, 2ок – 1 и 2 опорные катки, 1рк – 1-й поддерживающий каток, Gr – контур грунта, Bр_бревно, вдавленное в грунт.

Выводы. Уравнение неразрывности гусеничного обвода достаточно универсальный инструмент для анализа гусениц многих кранов [5].

Список литературы: 1. В.Ф.Платонов, А.Ф. Белоусов, Н.Г. Олейников, Г.И. Карцев «Гусеничные транспортеры-тягачи», М. «Машиностроение». 1978, 352 с. 2. О.П.Водченко О воздействии центробежных сил на гусеничный обвод движущейся машины. Известия ВУЗов, Машиностроение, №9, Москва, 1984. 3. С.Суворов. Многоцелевой тягач легкий. Январь 2005. Email: promrealty@mail.ru. 4. О.П.Водченко Взаимосвязь предварительного натяжения гусеничного обвода с его геометрическими параметрами. Известия ВУЗов, Машиностроение, №6, Москва, 1984. 5. О.В.Григорьев, О.П.Водченко. Современные гусеничные краны. Анализ. Перспективы. Високи технології в машинобудуванні: Збірник наукових праць НТУ «ХП».- Харків, 2006.

Поступила в редколлегию 28.09.2010

В.В. ФРОЛОВ канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПИ», г. Харьков

А.В. ЕВТУХОВ канд. техн. наук, ст. преп., СумГУ, г. Сумы

ОСОБЕННОСТИ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ПРИ ФИКСИРОВАННОЙ СТРУКТУРЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Рассмотрены особенности практической реализации параметрической оптимизации технологической системы. Выбран метод оптимизации, который позволит избежать указанных проблем.

Розглянуто особливості практичної реалізації параметричної оптимізації технологічної системи. Обрано метод оптимізації, що дозволить уникнути зазначених проблем.

Habits of practical implementation of a parameter optimization of technological system surveyed. The method of optimization, which will allow avoiding the specified problems, is selected.

Одной из основных проблем параметрической оптимизации технологической системы является дискретность свойств ее структурных элементов. Сложность взаимосвязей и большое количество переменных, отражающих состояние и функционирование технологической системы (ТС), не дают возможности оценить свойства поверхности целевой функции, что в свою очередь, приводит к не корректному использованию классических методов оптимизации. Совокупность технических ограничений, учитывающих физическую сущность ТС, может приводить к отсутствию значений целевой функции, что не дает возможности применять градиентные методы оптимизации. Частично проблему дискретности решают применением целочисленного программирования и дискретного программирования.

Приведем пример оптимизации технологической системы состоящей из двух токарных полуавтоматов для обработки детали 151.46.152 ОАО «ХТЗ» (см. рис. 2), где можно проследить проявление этих проблем. Обработка ведется на станках модели 1716Ц (см. рис. 1).

Совокупность переходов для каждой токарной операции и операционный эскиз приведены в таблице 1.

Принцип построения математических моделей следующий:

1. Целевая функция – время работы технологической системы;
2. Основное ограничение по загрузке линии, которую необходимо выровнять относительно стандартного значения;
3. Ограничения по режущей способности рассчитываются на основе классических оптимизационных моделей одноинструментной обработки.
4. Математические модели реализованы в системе MATHCAD.

Практическая реализация математической модели представлена на рисунках 3 – 4. Здесь все действия разбиты на этапы:

1. Формирование исходных данных, где N – годовая программа выпуска

детали, шт.; FD – доля действительного фонда времени работы оборудования, ч; CP – количество станков, составляющих линию по операциям; τ – частный такт выпуска детали, мин; pr – производительность линии, шт/мин.

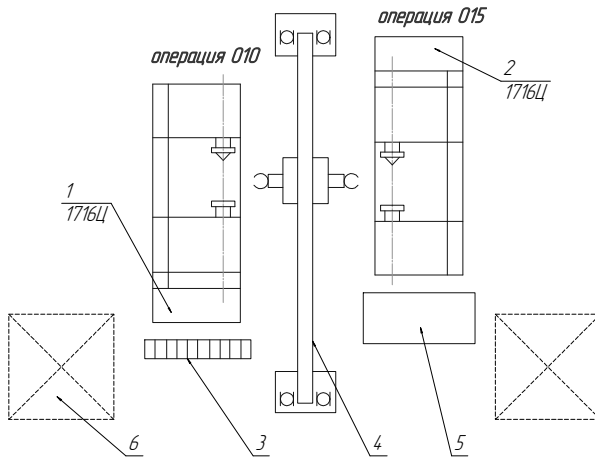


Рис. 1. Планировка токарной линии

1, 2 – токарные полуавтоматы; 3 – накопитель; 4 – транспортный робот; 5 – система управления; 6 – место для складирования деталей и заготовок.

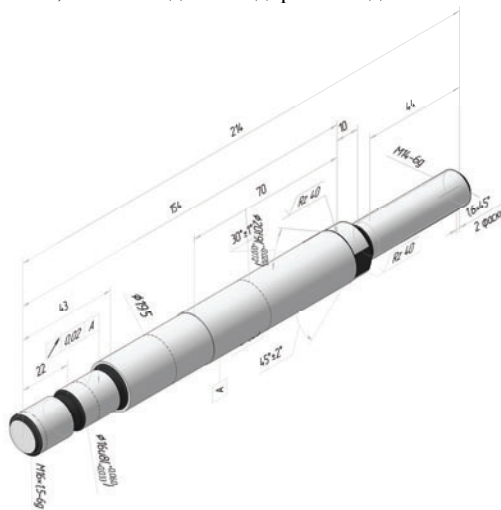

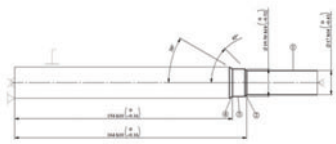
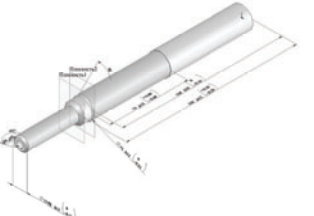
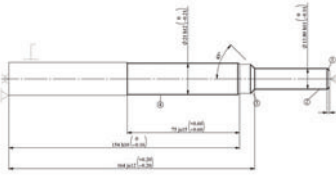
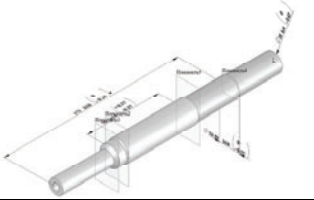
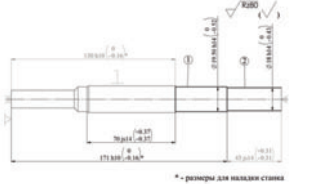
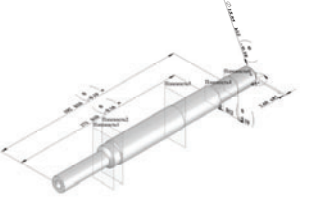
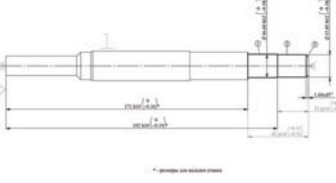
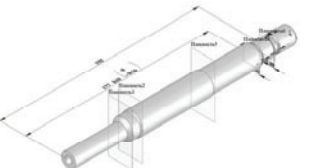
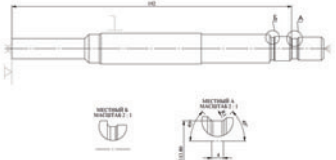


Рис. 2. Пространственная модель детали 151.46.152

2. На этом этапе формируются данные, которые будут использоваться в формулах ограничений по операциям. Для металлообрабатывающего оборудования это: $nmins, nmaxs$ – коробка скоростей (дискрет-

ная); *sminspr*, *smaxspr* – коробка подач (бесступенчатая) для продольного суппорта и аналогично для поперечного. Для метода обработки (пара инструмент – заготовка) определяются максимальные частоты вращения и подачи, допускаемые возможностями взаимодействия данной пары.

Таблица 1

Операция	Переход	Модель	Эскиз
010	1		
	2		
015	1		
	2		
	3		

Этап 1

$$N := 10000 \quad FD := 401.5 \quad CP := \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix} \quad \tau := \frac{FD \cdot 60}{N} = 2.409 \quad pr := \frac{1}{\tau} = 0.415$$

Этап 1

Этап 2

$$nmins := \begin{pmatrix} 100 \\ 100 \end{pmatrix} \quad nmaxs := \begin{pmatrix} 2000 \\ 1000 \end{pmatrix} \quad smins := \begin{pmatrix} 0.063 \\ 0.063 \end{pmatrix} \quad smaxs := \begin{pmatrix} 2 \\ 2 \end{pmatrix}$$

$$nmaxr := \begin{pmatrix} 1250 & 1250 & 0 \\ 1250 & 2000 & 1250 \end{pmatrix} \quad smaxr := \begin{pmatrix} 0.32 & 0.32 & 0 \\ 0.25 & 0.2 & 0.15 \end{pmatrix}$$

$$L_{j,i} := \begin{pmatrix} 67 & 140.84 & 0 \\ 86 & 45 & 5 \end{pmatrix} \quad C_{j,i} := \begin{pmatrix} 3.73 \\ 3.73 \end{pmatrix}$$

Этап 2

Этап 3

$$f(n, s) := \sum_{j=1}^2 \left[C_j \cdot \left(\sum_{i=1}^3 \frac{L_{j,i}}{n_{j,i} \cdot s_{j,i}} \right) \right] \quad n := nmaxr \quad s := smaxr$$

Этап 3

Этап 4

Given

$$\begin{cases} n > 0 \\ s > 0 \end{cases} \begin{cases} n^{(1)} \leq nmaxs & n^{(2)} \leq nmaxs & (n^{(3)})_2 \leq nmaxs_2 & (n^{(3)})_1 = 0 \\ n^{(1)} \geq nmins & n^{(2)} \geq nmins & (n^{(3)})_2 \geq nmins_2 & \end{cases}$$

$$\begin{cases} s \leq smaxr \\ n \leq nmaxr \end{cases} \begin{cases} s^{(1)} \leq smaxs & s^{(2)} \leq smaxs & (s^{(3)})_2 \leq smaxs & (s^{(3)})_1 = 0 \\ s^{(1)} \geq smins & s^{(2)} \geq smins & (s^{(3)})_2 \geq smins & \end{cases}$$

Этап 4

Рис. 3 Этапы 1 – 4 параметрической оптимизации технологической системы

$$0.75 \leq \frac{N}{FD \cdot 60 \cdot 2} \cdot \sum_{u=1}^2 \frac{\left(\sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^3 \frac{L_{j,i}}{n_{j,i} \cdot s_{j,i}} \right)}{CP_u} \leq 0.8$$

▼ Этап 5

$$\begin{pmatrix} n1 \\ s1 \end{pmatrix} := \text{Minimize}(f, n, s)$$

$$n1 = \begin{pmatrix} 634.176 & 1.16 \times 10^3 & 0 \\ 997.041 & 758.116 & 695.436 \end{pmatrix} \quad s1 = \begin{pmatrix} 0.171 & 0.297 & 0 \\ 0.217 & 0.2 & 0.083 \end{pmatrix}$$

▲ Этап 5

▼ Этап 6

Сравнение себестоимости обработки с расчетом:

$$seb0 := f(n1, s1) = 6.739$$

$$seb1 := f(nmaxr, smaxr) = 3.484$$

6. Параметрические характеристики линии

6.1 Средний коэффициент загрузки оборудования

По оптимальным параметрам обработки с учетом работы участка:

$$Kz := \frac{N}{FD \cdot 60 \cdot 2} \cdot \sum_{u=1}^2 \left[\frac{\left(\sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^3 \frac{L_{j,i}}{n1_{j,i} \cdot s1_{j,i}} \right)}{CP_u} \right] = 0.75$$

▲ Этап 6

Рис. 4 Этапы 5 – 6 параметрической оптимизации технологической системы

▣ Этап 6 (продолжение)

Без учета работы всех станков участка:

$$\frac{N}{FD \cdot 60 \cdot 2} \cdot \left[\sum_{u=1}^2 \frac{\left(\sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^3 \frac{L_{j,i}}{n_{\max,j,i} \cdot s_{\max,j,i}} \right)}{CP_u} \right] = 0.388$$

6.2 Основное время по операциям линии

После оптимизации:

Производительность:

$$to := \frac{\vec{L}}{n1 \cdot s1} \cdot \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1.027 \\ 0.78 \end{pmatrix} \quad \vec{\frac{1}{to}} = \begin{pmatrix} 0.974 \\ 1.283 \end{pmatrix}$$

По расчету:

$$to1 := \frac{\vec{L}}{n_{\max} \cdot s_{\max}} \cdot \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.52 \\ 0.414 \end{pmatrix} \quad \vec{\frac{1}{to1}} = \begin{pmatrix} 1.925 \\ 2.413 \end{pmatrix}$$

6.3 Минутная подача по переходам

$$\vec{(n1 \cdot s1)} = \begin{pmatrix} 108.365 & 344.495 & 0 \\ 216.801 & 151.615 & 58.036 \end{pmatrix}$$

▣ Этап 6 (продолжение)

Рис. 5 Данные для анализа

3. Описываем целевую функцию и начальные значения изменяемых параметров.

4. Задаем систему ограничений в виде неравенств, которые учитывают конкретные характеристики линии.

5. Выполняем оптимизацию, а затем на 6 этапе получаем данные для анализа характеристик линии.

Этот подход позволяет выровнять станки по загрузке оборудования, что должно соответствовать оптимальному сочетанию производительности и себестоимости. При этом основную роль в оптимизационной модели играет ограничение по изменению среднего коэффициента загрузки линии. Оптимизация выполняется методом квазиНьютона. Если изменить параметры опти-

мизации на метод Сопряженных градиентов, то получим совсем другие режимы. Это достаточно характерная проблема для существующих методов оптимизации, поскольку, чем больше независимых переменных, тем сложнее получить решение близкое к глобальному минимуму.

При этом здесь не учитывается, что частота вращения шпинделя изменяется согласно геометрическому ряду – дискретно, поэтому ее необходимо округлять до стандартных решений.

Результаты расчетов показывают, что при такой постановке задачи оптимизации можно регулировать степень загрузки оборудования всей линии. Действительно загрузка выравняется, но где гарантия, что данное квазиоптимальное решение будет единственным при этих ограничениях, т.е. насколько правильно была проведена процедура оптимизации, поскольку переменных в целевой функции 12 и вид поверхности функции неизвестен.

Вторая проблема получение режимных параметров не соответствующих паспортным данным станка, так как их необходимо округлить до ближайших паспортных значений. Рассмотрим простой пример дискретизации функции минутной подачи на рисунке 6.

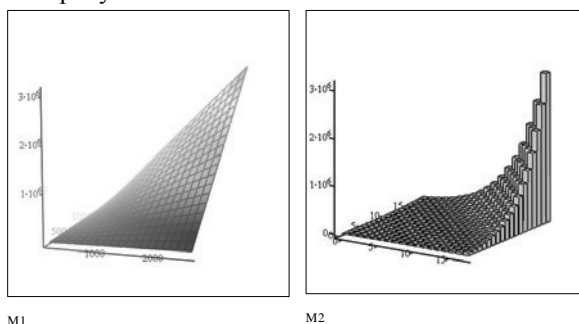


Рис 6 – Дискретизация минутной подачи

Слева (M1) вид функции минутной подачи при бесступенчатом изменении частоты вращения и подачи, а справа (M2) – согласно паспортным данным станка модели 1E713. В последнем случае рассматриваются все парные сочетания значений частоты вращения и подачи. Здесь легко представить, что при оптимизации по функции M1, особенно на середине поверхности поиска, полученные данные режимных параметров сильно отличаются от реального сочетания частоты и подачи допустимых по паспорту станка (M2).

Таким образом, можно говорить об определении тенденции изменения параметров технологической системы для выравнивания коэффициента загрузки оборудования, а не о конкретных их значениях. Одно из направлений решения указанных противоречий это использование генетических алгоритмов для оптимизации параметров технологической системы, поскольку они по своей сути дискретны.

Поступила в редколлегию 20.09.2010

С. С. ДОБРОТВОРСКИЙ, д-р техн. наук, проф. ;
Л. Г. ДОБРОВОЛЬСКАЯ, канд. техн. наук, доц. ;
Е. В. ИВАЩЕНКО, асп., НТУ «ХПИ», г. Харьков

ПРОБЛЕМА ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ФРЕЗЕРОВАНИЯ ЗУБЬЕВ С ЭВОЛЬВЕНТНЫМ ПРОФИЛЕМ

Виробництво зубчастих коліс, особливо крупного модуля, є однією з найбільш складних і трудомістких областей металообробки. У циклі їх виготовлення до 70% часу доводиться на операції, пов'язані з обробкою зубів. Тому актуальним завданням є вдосконалення процесів зубонарізання у напрямі підвищення їх продуктивності при забезпеченні необхідної якості зубчастих коліс.

A production of gear-wheels, especially large module, is one of the most difficult and labour intensive areas of metal-workingness. In the loop of their making to 70% time is on operations, related to treatment of points. Therefore an actual task is perfection of processes of point cutting in the direction of increase of their productivity at providing of the required quality of gear-wheels.

Введение

В современном машиностроении всё большее применение находят зубчатые передачи и соединения усложнённой формы и структуры, такие как двухпараметрические, а также с различными, в том числе модифицированными профилями, такие как синусоидальные, эволютные, профили типа Новикова-Вильдгабера, шлицевые соединения с полигонными поверхностями.

Многообразие различных классов, видов и типов зубчатых передач и соединений, усложнения их структуры и модификация поверхностей зубьев, повышение требований к их точностным параметрам, состоянию поверхностного слоя и эксплуатационным показателям требуют разработки более совершенных методик их задания, математического описания, формообразования, а также совершенствования известных и разработки новых способов их обработки.

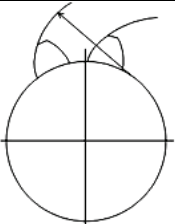
Задача описания эвольвентного профиля зуба

Одними из наиболее распространённых на сегодняшний день являются эвольвентные зубчатые зацепления. Теория эвольвентных зубчатых зацеплений к настоящему моменту достаточно полно разработана, в особенности благодаря работам В.А.Гавриленко [1], Э.Б.Вулгакова [2, 3], И.А.Болотовского [4] и их многочисленных учеников.

Однако, в условиях современного машиностроения, с появлением новейшего оборудования, возникло множество задач, которые требуют оптимального решения. На наш взгляд одной из главных нерешенных задач является возможность изготовления эвольвентного профиля зуба на горизонталь-

ном обрабатываемом центре с получением высокого качества поверхности зуба после окончательной обработки.

Зубчатые колёса не являются теми конструкционными элементами, которые традиционно обрабатываются на токарных станках. Однако проведённый нами анализ кинематических возможности современных токарных обрабатывающих центров дал возможность сделать вывод, что оснащение и кинематика современного оборудования позволяют решить такую задачу и опровергнуть устоявшиеся представления. То, что зубчатые колеса до сих пор не изготавливались на обрабатывающих центрах обусловлено сложностью параметрического описания эвольвенты через традиционные параметры зубчатого зацепления, такие как: модуль, число зубьев, радиус (диаметр) делительной окружности и др. (рис. 1).



Если линия L задана уравнением $\vec{r} = \vec{r}(s)$ (s — натуральный параметр), то уравнение свойства её эвольвенты имеет вид

$$\vec{\psi} = \vec{r} + (\alpha - s)\vec{t},$$

где s — произвольный параметр.

Для параметрически заданной кривой уравнение эвольвенты

$$X = x - \frac{x' \int \sqrt{x'^2 + y'^2} dt}{\sqrt{x'^2 + y'^2}}$$

$$Y = y - \frac{y' \int \sqrt{x'^2 + y'^2} dt}{\sqrt{x'^2 + y'^2}}$$

Эвольвентой окружности является спиралевидная кривая. Её уравнения имеют следующий вид:

$$x = r(\cos(t) + t \sin(t))$$

$$y = r(\sin(t) - t \cos(t))$$

где t — угол, а r — радиус

Нет связи

z — число зубьев;
m — модуль;
r/d — радиус/диаметр делительной окружности

Рис. 1 – Проблема параметрического описания эвольвенты для обеспечения механической обработки

Из-за отсутствия параметрического представление эвольвенты отсутствует и возможность автоматизированного описания профиля и соответственно автоматизированного составления программ для обрабатывающего центра.

Задача написания управляющей программы может быть реализована с применением систем PEPS-2 и PRO/Engineer, что потребует больших материальных затрат.

Решая поставленную задачу, необходимо предварительно получить массив точек, принадлежащий эвольвенте профиля зуба, который впоследствии может быть обработан сплайнами для формирования траектории перемещения инструмента.

Мы разработали методику автоматизированного расчёта массива точек, принадлежащих эвольвенте. Исходными данными для расчёта служат следующие параметры (табл. 1): модуль (m), число зубьев (z), угол профиля исходного контура (α).

Таблица 1 – Исходные данные

Модуль	Число зубьев	Угол профиля исходного контура	1 радиана
m	z	α (градус)	градус
3	168	20	57,3

Расчётными данными служат (табл. 2): делительный диаметр (D), диаметр вершин зубьев (D_a), радиальный зазор пары исходных контуров (c), диаметр впадин зубьев (D_f), диаметр основной окружности (D_b).

Таблица 2 – Расчётные данные

Делительный диаметр	Диаметр вершин зубьев	Радиальный зазор пары исходных контуров	Диаметр впадин зубьев	Диаметр основной окружности
D (мм)	D_a (мм)	c	D_f (мм)	D_b (мм)
504	510	0,75	496,5	473,610

В результате автоматизированного расчёта получили данные для построения эвольвенты в полярных координатах (табл. 3), другими словами - координаты точек, принадлежащие эвольвенте профиля контура зуба.

Следующим шагом является построение по массиву точек кривых второго и третьего порядка, которые будут аппроксимироваться сплайнами с задаваемой степенью точности, что позволит заведомо определять и контролировать качество обрабатываемой поверхности посредством обеспечения высокой точности траектории перемещения инструмента.

Разработка математических моделей прогнозирования остаточной шероховатости стала актуальной с переходом на высокие скорости резания, так как с увеличением скорости резания фактическая высота неровностей приближается к расчетной, что обусловлено рядом факторов. Актуальными становятся вопросы разработки методик прогнозирования качества поверхности 3-го – n -го порядка.

Таблица 3 – Данные для построения эвольвенты в полярных координатах

Угол профиля зуба α (градус)	Эвольвентный угол $\text{Inv } \alpha$ (градус)	Текущий радиус вектор R (мм)
1	0,00010	236,841
2	0,00081	236,949
3	0,00274	237,130
4	0,00651	237,383
5	0,01273	237,709
6	0,02203	238,109
7	0,03503	238,583
8	0,05239	239,132
9	0,07475	239,756
...
46	13,32887	340,873
47	14,43928	347,199
48	15,63020	353,875
49	16,90772	360,924
50	18,27857	368,375

Выводы

В современных условиях развития машиностроения к конечному качеству изделия выдвигают повышенные требования.

С появлением нового оборудования стало возможным обеспечение полной обработки детали, содержащей и зубчатые поверхности, с незначительными затратами на переоснащение станка, без применения дополнительных приспособлений, что принципиально меняет технологический процесс изготовления детали, так как упрощается выбор баз, отсутствуют частые переустановки, что ведёт к улучшению качества обрабатываемого изделия.

Однако технология обработки эвольвентной поверхности на оборудовании типа токарный обрабатывающий центр требует глубокого исследования трудоемкого процесса обработки зубчатых колёс, разработки и обоснования нового метода обработки зуба с обеспечением высокого качества обработанной поверхности.

Список литературы: 1. *Гавриленко В.А.* Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. / В.А. Гавриленко. – М.: Машиностроение, 1969. – 531 с. 2. *Вулгаков Э.Б.* Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. Обобщенная теория и проектирование. / Э.Б. Вулгаков. – М.: Машиностроение, 1974. – 264 с. 3. *Вулгаков Э.Б.* Теория эвольвентных зубчатых передач. / Э.Б. Вулгаков. – М.: Машиностроение, 1995. – 320 с. 4. *Болотовский И.А.* Расчет коррекции зубчатых колес с помощью блокирующих контуров. / И.А. Болотовский, Т.П. Болотовская, В.Э. Смирнов. – Уфа: УГАТУ, 1958. – 190 с. 5. *Шевелева Г.И.* Теория формообразования и контакта движущихся тел: Монография. / Г.И. Шевелева. – М.: МГТУ, 1999. – 494 с. 6. *Кривошея А.В.* Совершенствование обобщенной унифицированной математической модели формообразования и обработки зубчатых колёс. / А.В. Кривошея, Ю.М. Данильченко, М.Г. Сторчак и др. // Оборудование и инструмент для профессионалов. – 2010. – №4. – с. 46-51.

Поступила в редколлегию 21.09.10

В. Є. КАРПУСЬ, д-р техн. наук, проф.;
М. С. ІВАНОВА, аспірантка;
О. В. ЧУКАРІН, магістр, НТУ «ХПІ», м. Харків

ПРИЗНАЧЕННЯ РЕЖИМІВ РІЗАННЯ ДВОСТУПІНЧАСТИМ СВЕРДЛОМ

В статті розглянуто питання обробки отворів комбінованими осьовими інструментами. Запропоновано призначати подачу при свердлінні двоступінчастими свердлами на верстатах з ЧПК з урахуванням середньозваженого діаметра. Проаналізовано вплив величини подачі на точність діаметра оброблюваного отвору.

The article reports about hole making processes with combined axial tools. Assignment of drill feed for step-drill on CNC machine tool subject to weight average diameter is proposed. Influence of feed value on accuracy of hole diameter is analyzed.

Обробка отворів комбінованими осьовими інструментами (КОІ) дозволяє підвищити продуктивність технологічного процесу порівняно з послідовною обробкою стандартними осьовими інструментами, як правило, за рахунок зменшення часу на заміну та налагодження інструмента пропорційно збільшенню числа ступенів КОІ. Але зі збільшенням числа ступенів КОІ ускладнюється процес його виготовлення та експлуатація. Разом з тим дослідження [1] показали, що при цьому зменшується його вартість порівняно з вартістю стандартних інструментів, необхідних для виконання тієї ж самої технологічної операції.

Для КОІ подачу прийнято призначати за найменшим діаметром (діаметром першого ступеня), а швидкість різання – за найбільшим [2]. При такому підході до вибору режимів різання для КОІ всі ступені інструмента, крім першого, працюють за заниженими режимами, тобто має місце недовикористання потенціальних можливостей цих ступенів. Враховуючи те, що КОІ – інструмент спеціальний, такий підхід до вибору режимів різання зменшує економічну ефективність від його використання і обмежує застосування цих інструментів.

Тому доцільно вивчити можливість призначення режимів різання для КОІ з урахуванням співвідношення діаметрів та довжин ступенів інструмента, які визначають його жорсткість.

Середньозважений діаметр d_{c3} , як характеристика жорсткості, визначається за формулою:

$$d_{c3} = \frac{\sum_{i=1}^m d_i \cdot L_i}{\sum_{i=1}^m L_i},$$

де d_i , L_i – діаметр та довжина i -того ступеня КОІ відповідно, мм;

m – число ступенів КОІ.

Виконаємо вибір подачі для двоступінчастих сверدل діаметрами ступенів $d_1/d_2 = 5/10$ мм, $d_1/d_2 = 10/20$ мм та $d_1/d_2 = 15/30$ мм, виготовлених зі швидкорізальної сталі Р6М5, при свердлінні заготовки зі сталі 45.

Розбиття отвору ΔD при свердлінні виникає внаслідок биття різальних кромок інструмента після установки інструментальних блоків у шпиндель верстата, а також внаслідок пружних переміщень осі ΔP_y інструмента під дією неврівноваженої складової радіальної сили різання ΔP_y .

Величина биття різальних кромок інструмента після установки інструментального блоку у шпиндель верстата залежить від биття конусів шпинделя та інструментального тримача, а також биття різальних кромок інструмента відносно осі його хвостовика, і не повинна перевищувати допустиме значення (56 мкм для свердл діаметром від 6 до 18 мм) [3].

Неврівноважену складову радіальної сили різання ΔP_y знаходимо за формулою [4]:

$$\Delta P_y = \frac{0,5 \cdot P_o}{1,03 \cdot \frac{K_{\gamma 1}}{K_{\gamma 2}} + 1} \cdot (0,6249 - 0,5947 \cdot \frac{K_{\gamma 1}}{K_{\gamma 2}}),$$

де P_o – осьова сила різання, Н;

$K_{\gamma 1}$, $K_{\gamma 2}$ – коефіцієнти, що враховують вплив передніх кутів різальних кромок свердла на осьову силу.

Під дією ΔP_y відбуваються пружні переміщення ΔP осі КОІ, які визначаємо за наступною формулою [5]:

$$\Delta P = \frac{\Delta P_y \cdot L_1^3}{3EJ_1} + \frac{\Delta P_y \cdot L_2 \cdot [(L_1 + L_2)^2 + L_1^2 + L_1 \cdot (L_1 + L_2)]}{3EJ_2}$$

де L_1 і L_2 – довжина першого та другого ступенів двоступінчастого свердла відповідно, м;

J_1 і J_2 – моменти інерції першого та другого ступенів двоступінчастого свердла відповідно, м⁴.

Допустиму величину пружних переміщень $[\Delta P]$ осі визначимо як половину різниці між допуском на оброблюваний отвір та допустимим биттям різальних кромок інструмента після установки інструментального блоку у шпиндель верстата.

В табл. 1 наведені вихідні дані та результати розрахунків неврівноваженої радіальної сили різання ΔP_y , яка діє на перший ступінь та величини пружних переміщень ΔP осі двоступінчастого свердла. У розрахунках використовувалися величини подачі КОІ, які призначалися по діаметру першого ступеня S_{d1} , по діаметру другого ступеня S_{d2} та по середньозваженому діаметру $S_{dсз}$.

Розрахунки показали (див. рисунок), що при співвідношенні діаметрів $d_2/d_1 = 2$ та довжин $L_2/L_1 \geq 1$ ступенів величина пружних переміщень осі ΔP двоступінчастих свердл значно менша за допустиму. Це пояснюється більшою жорсткістю такого КОІ порівняно зі стандартним осьовим

інструментом і, враховуючи те, що при цих геометричних характеристиках КОІ величина d_{c3} наближається до d_2 , можна призначати величину подачі по d_2 . При співвідношенні $L_2/L_1 \leq 1$ спостерігається різке збільшення величини Δ_r внаслідок наближення величини жорсткості КОІ до жорсткості стандартного осевого інструмента діаметром d_1 , в такому випадку подачу слід обирати по середньозваженому діаметру d_{c3} .

Таблиця 1

№ КОІ	Параметри КОІ, мм					Подача, мм/об			Неврівноважена радіальна сила ΔP_v , Н			Зміщення осі Δ_r , мкм			
	d_1	d_2	L_1	L_2	d_{c3}	S_{d1}	S_{d2}	S_{dc3}	S_{d1}	S_{d2}	S_{dc3}	S_{d1}	S_{d2}	S_{dc3}	
1	5	10	5	45	9,5	0,07	0,18	0,18	2,74	5,30	4,45	1,41	2,74	2,74	
2			10	40	9							1,56	3,02	3,02	
3			15	35	8,5							1,96	3,79	3,18	
4			20	30	8							2,73	5,29	4,44	
5			25	25	7,5							4,00	7,76	6,51	
6			30	20	7							5,90	11,44	9,60	
7			35	15	6,5							8,56	16,58	13,91	
8			40	10	6							12,09	23,42	12,09	
9			45	5	5,5							16,63	33,20	16,63	
10	10	20	10	90	19	0,13	0,3	0,29	8,45	15,2	14,8	2,18	3,91	3,91	
11			20	80	18							2,41	4,32	4,32	
12			30	70	17							3,12	5,42	5,42	
13			40	60	16							4,21	7,56	7,38	
14			50	50	15							6,14	11,09	10,83	
15			60	40	14							9,11	16,36	15,97	
16			70	30	13							13,20	23,71	23,15	
17			80	20	12							18,65	33,48	19,64	
18			90	10	11							25,64	46,05	27,01	
19	15	30	15	135	28,5	0,2	0,35	0,32	17,13	25,34	23,80	2,95	4,36	4,36	
20			30	120	27							3,25	4,81	4,81	
21			45	105	25,5							4,08	6,04	6,04	
22			60	90	24							5,69	8,42	8,42	
23			75	75	22,5							8,35	12,4	11,6	
24			90	60	21							12,30	18,2	17,1	
25			105	45	19,5							22,75	17,8	26,4	23,7
26			120	30	18							34,7	51,3	34,7	
27			135	15	16,5							34,7	51,3	34,7	

Швидкість різання при свердлінні двоступінчастими свердлами з урахуванням середньозваженого діаметра визначимо за формулою [6]:

$$v = \frac{C_v \cdot d_2^q}{T^m \cdot S_{дн3}^y} \cdot K_v,$$

де C_v – постійний коефіцієнт;

T – стійкість інструмента, хв;
 $S_{dcз}$ – подача КОІ, призначена по середньозваженому діаметру, мм/об;

q, m, y – показники степеня діаметра, стійкості та подачі відповідно;
 K_v – узагальнений поправочний коефіцієнт на швидкість різання.

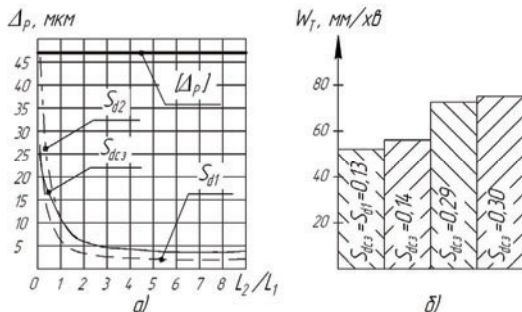


Рисунок – Вплив величини подачі двоступінчастого свердла з діаметрами ступенів $d_1/d_2 = 10/20$ мм на: а – пружні переміщення Δp осі; б – технологічну інтенсивність формоутворення

Для оцінювання технологічної продуктивності запропонованого способу призначення режимів різання розрахуємо технологічну інтенсивність формоутворення W_T (табл. 2):

$$W_T = n \cdot S,$$

де S, n – подача та частота обертання інструмента відповідно.

Таблиця 2

Параметри КОІ d_1/d_2 , мм	Подача S , мм/об	Швидкість різання v , об/хв	Технологічна інтенсивність формоутворення W_T , мм/хв
5/10	0,07	31,71	70
	0,14	19,79	88,2
	0,18	15,71	90
10/20	0,13	25,13	52
	0,14	25,13	56
	0,29	15,71	72,5
	0,30	15,71	75
15/30	0,20	23,56	50
	0,30	18,85	60
	0,32	18,85	64
	0,35	18,85	70

Призначаючи подачу по величині середньозваженого діаметру $d_{сз}$ потрібно враховувати наступні технічні обмеження [4]:

а) за міцністю інструмента:
$$\tau_c \leq \frac{\sigma_a}{K_{зм}}$$

де τ_c – сумарне напруження, яке дорівнює сумі нормального напруження від осьової сили P_o та дотичного напруження від крутного моменту $M_{кр}$, Па;

$K_{зм}$ – коефіцієнт запасу міцності, ($K_{зм} \approx 1,5 - 2$);

$\sigma_в$ – границя міцності при розтягуванні, Па.

Сумарне напруження знаходимо за формулою:

$$\tau_c = \frac{1,73 \cdot M_{кр}}{W},$$

де W – момент опору першого ступеня КОІ, м³:

$$W = 0,02 \cdot d^3,$$

де d – діаметр першого ступеня КОІ, м.

Для двоступінчастого свердла з діаметром ступенів $d_1/d_2 = 10/20$ мм умова міцності робочої частини виконується: $1020 \text{ МПа} \leq 1390 \text{ МПа}$.

б) за жорсткістю інструмента: $P_o \leq [P_o]$,

де $[P_o]$ – допустима осьова сила, яка визначається за формулою:

$$[P_o] = \frac{K_y \cdot E \cdot J}{L^2},$$

де K_y – коефіцієнт усталеності, ($K_y \approx 2,46$);

E – модуль пружності свердла, Па;

L – довжина вильоту свердла, м;

J – момент інерції першого ступеня КОІ, м⁴.

Для двоступінчастого свердла з діаметром ступенів $d_1/d_2 = 10/20$ мм умова жорсткості КОІ також виконується: $3498 \text{ Н} \leq 20147 \text{ Н}$.

Таким чином, призначення режимів різання двоступінчастими свердлами по величині середньозваженого діаметра дозволяє підвищити технологічну інтенсивність формоутворення із збереженням точності діаметра обробки.

Список літератури: 1. *Мальшко И.А.* Осевые комбинированные инструменты (рекомендации по проектированию и эксплуатации) / И. А. Мальшко. - Донецк: ПКТИ, 1996. - 135 с. 2. *Жарликов Н. В.* Комбинированные режущие инструменты / Н. В. Жарликов. – Свердловск: Машгиз, Урало-Сибирское отд., 1961. - 78 с. 3. *Кравченко Л. С.* Размерный анализ при проектировании, изготовлении и сборке : учеб. пособие [для студ. машиностроит. специальн.] / Л. С. Кравченко. – Харьков : НТУ«ХПИ», 2009. – 356 с. 4. *Горанский Г. К.* Автоматизация технического нормирования работ на металлорежущих станках с помощью ЭВМ / Горанский Г. К., Владимирова Е. В., Ламбин Л. Н. – М.: Машиностроение, 1970. – 224 с. 5. *Карпусь В. Е.* Определение величины смещения оси осевых инструментов под действием неуравновешенной радиальной силы / В.Е.Карпусь, М.С. Иванова // Прогресивні напрямки розвитку машино-приладобудівних галузей і транспорту: матеріали міжнар. наук.-техн. конфер. студентів, аспірантів та молодих вчених, Севастополь, 11 - 15 травня 2010 р. – Севастополь: СевНТУ, 2010. – С. 126-128. 6. *Справочник технолога-машиностроителя.* В 2-х т. Т.2 / Под ред. А. М. Дальского, А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова, А. Г. Сулова. – 5-е изд. – М.: Машиностроение-1, 2001 г. – 942 с.

Надійшла до редколегії 27.09.10

А.Р. РУЗМЕТОВ, асс. НТУ «ХПИ», г. Харьков

МЕТОДИКА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТРУКТУРЫ МАШИННО-РУЧНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЙ

Ця стаття про організацію системи автоматизованого проектування структури й нормування машинно-ручних технологічних операцій

This article about organization of the system of the computer aided designing structure and standertizations machine-manual technological operation

Существенное сокращение сроков технологической подготовки производства достигается при использовании систем автоматизированного проектирования (САПР ТП) и нормирования технологических процессов (САН ТП).

При этом система должна удовлетворять следующим требованиям:

— соответствовать рассчитанным нормам времени по существующей нормативной базе;

— понятна специалистам-технологам, нормировщикам машиностроительных предприятий

— без проблем интегрироваться в информационную систему предприятия.

На сегодняшний день разработаны и распространены в промышленности ряд систем автоматизированного проектирования технологических процессов: КОМПАС/АВТОПРОЕКТ, T-FLEX/ТехноПро, TechnologiCS, ADEM, CADMECH/TECHCARD [5].

Эти системы на высоком уровне решают организационные задачи технологического проектирования. Однако задача нормирования если и решается, то на примитивном уровне. Например, в ТехноПро для некоторых переходов предусмотрено чтение по одной реляционной таблице с данными по режимам или неполному штучному времени. Но реализация чтения рядов таблиц, отработка формул и коррекция рассчитанных значений по паспортным данным станка потребует использования встроенной интеллектуальной компьютерной среды.

САР «НОРМА» является подсистемой программного комплекса, осуществляющего имитационное моделирование ГПС, разработанную на кафедре ТММС НТУ "ХПИ" проф. Шелковым А.Н. [4], поэтому её работу можно рассматривать только во взаимодействии с другими подсистемами этого комплекса. На этапе проектирования задействованы такие подсистемы как диспетчер производственных заданий (ДПЗ), генератор имитационных моделей производственных модулей (ГИМПМ).



Рис. 1. Структура системы моделирования

ДПЗ подготавливает формулировку производственного задания на некоторый внутриоперационный вспомогательный переход. Программа ГИМПМ (Proedit) снабжает модель геометрическими параметрами объектов рабочего места и пространственными параметрами планировки рабочего места, временем работы основного оборудования, что, в сумме с техническими и контактными характеристиками объектов, дает возможность сформировать структуру имитационной модели в системе GPS..

Управляющие модели транспортно-накопительного и обрабатывающего оборудования синтезируются Генератором имитационных моделей производственных модулей (ГИМПМ). Основой для его работы являются графические изображения примитивов узлов и механизмов ГПС, хранящиеся в базе данных (БД оборудование), а так же технологическая информация о режимах их работы (БД процесс).

Полученная управляющая программа в системе ГИМПМ встраивается в систему имитационного моделирования ГПС, в рамках которой функционирует рассматриваемый модуль.

Технические характеристики, определяют тип и возможность взаимодействия объектов, субъекта и предмета труда при изменении

состояния технических систем (способы взаимодействия элементарных конструктивных поверхностей)

Для решения каждой из этих задач существуют соответствующие способы, основанные на технической реализации этих объектов. То есть соответствие технической реализации систем объектов элементной базе процессов при решении вспомогательных задач технологического процесса. Можно выделить относительно устойчивую группу наиболее часто применяемых способов работы на участке механической обработки (таблица 1.), которая в достаточной мере характеризует технические возможности объекта.

Таблица 1.

Перечень основных функций объектов рабочей среды.

Основные функции	Описание
Захват	Объект воздействия утрачивает степени свободы за счет руки, инструмента;
Транспортирование	Изменение параметров пространственных отношений и значений координат в системе рабочего места
Ориентирование	Изменение угловых параметров устанавливаемой поверхности относительно установочной
Установка (снятие)	Объект воздействия утрачивает степени свободы за счет сочленения его установочных (базовых) поверхностей с установочными (базовыми) поверхностями средства воздействия.
Крепление (раскрепление)	Объект воздействия утрачивает все степени свободы и жестко удерживается на месте установки (базирования).
Хранение	Объект воздействия утрачивает некоторые степени свободы после установки в месте хранения (в средстве хранения).
Управление	Параметрическое изменение состояния технических систем
Измерение	Получение значений параметров объектов
Защита	Посредничество в отношении к активной зоне и объекту воздействия

Решение технологической задачи требует соответствующего технического оснащения и определенной организации рабочего места. Поэтому, в информационной базе необходимо отразить зависимости формы детали, базирующих, ориентирующих, крепежных поверхностей от способа установки и закрепления детали в приспособлении, технологических параметров режима обработки и технической реализации основного оборудования – к способу настройки станка, характеристикам измеряемых

поверхностей и их расположения в системе детали, конструкции измерительного инструмента – к способу измерения.

Для выбора микроэлементов – действий и их комплексов, соответствующих заданным техническим критериям достижения, диктуемых технологией и отображенных в базе декларативных знаний, состояний рабочего места организована база микроэлементов машинно-ручной работы и условий их реализации.

Каждый объект рабочей среды должен обладать достаточным набором признаков для его идентификации в контексте решения технологической задачи. Все множество технологически значимых объектов в базе декларативных знаний представлено в виде реляционно-связанных таблиц, в которые заносится информация, касающаяся как структуры каждого объекта, характеристик его элементов, так и связанных с этим объектом технических и технологических функций, которые он выполняет в ходе реализации технологического процесса.

Часть декларативной базы, касающаяся структуры объекта состоит из баз данных основных характеристик объектов (DB_MainCO), базы данных характеристик исполнительных частей (DB_ExecPC), базы данных характеристик исполнительных поверхностей. (DB_ExecSC) и базы данных контактных характеристик исполнительных поверхностей. (DB_ExecSCC).

Формат базы данных основных характеристик объектов представлен в табл. 2.

Таблица 2.

Формат базы данных основных характеристик объектов.

Объект (название)	Технологический статус	Масса	Тип	Габариты	Координаты		Степень свободы объекта
					Линейные	Угловые	
NameO	TechS	Weight	Type	Dimen	LC	AC	DFO
Symbol	Symbol	Numeric	Symbol	Numeric	Numeric	Numeric	Numeric

В этой таблице графа «Объект» (NameO) несет название сущности в символьном формате. «Технологический статус» (TechS) – принадлежность объекта к определенному классу технологических объектов («основное оборудование», «приспособление», «режущий, измерительный и вспомогательный инструменты», «технологическая зона (обработки, хранения и т.д.)», «производственная мебель» и др.), формат символьный. Масса (Weight) – в килограммах, формат числовой. Тип (Type) – техническая принадлежность объекта к определенному классу технических объектов (станки, рабочие столы, рабочие шкафы, стеллажи, тара, транспорт, инструмент, установочные элементы, крепежные элементы, элементы управления,), классификация символьная.

Габариты (Dimen) – высота, длина, ширина в миллиметрах формат числовой. Координаты Линейные (LC) центра системы координат объекта в

абсолютной системе, формат числовой. Координаты угловые (AC) центра системы координат объекта в абсолютной системе, формат числовой. Степень свободы объекта (DFO), формат числовой.

По графе «NameO» с базой данных основных характеристик объектов связана база данных характеристик исполнительных частей объектов (DB_ExecPC).

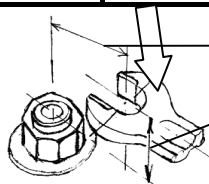
«Исполнительная часть объекта» (ExecP) – название рабочей части объекта, несущей определенную функциональную нагрузку (вилка гаечного ключа, рабочий клин выколотки, рабочие губки тисков, кулачки патрона и т.д.), формат символьный. «Исполнительные характеристики рабочей части объекта» (Execform), определяющие её функциональные параметры (H-резьба M20×1,5, ключ 16 мм, индикатор 0,01 мм и.д.), формат символьный. «Внутренние координаты» «линейные» (ILC) «угловые» (IAC) – координаты исполнительной части объекта в его системе координат, формат числовой. «Форма» (Form) – форма исполнительной части объекта (цилиндрическая, плоская, фасонная), формат символьный. «Габариты» (Dimen) – габариты по длине, высоте и ширине, в миллиметрах, формат числовой. «Текущая основная функция» (Basfunc) – функция, посредством выполнения которой происходит достижение рабочим комплексом необходимого состояния реализации технологии (табл. 1), формат символьный. «Текущий этап активизации» – этап активизации в достижении определенного функционального состояния, формат символьный.

Множество этапов активизации определенных функциональных фаз объектов соответствует множеству основных функций средств активизации (табл. 3). «Название» (Stagactiv) – формат символьный. «Средство активизации» (Meanact) – приспособление (инструмент, рука и т.д.), с помощью которого возможно достижение этого функционального состояния.

Таблица 3.

Формат базы данных характеристик исполнительных частей объектов.

Исполнительная часть объекта	Исполнительные характеристики	Внутренние координаты		Форма	Габариты	Текущая основная функция
		Линейные	Угловые			
ExecP	Execform	ILC	IAC	Form	Dimen	Basfunc
Symbol	Symbol	Numeric	Numeric	Symbol	Numeric	Symbol



Текущий этап активизации		
Название	Средство активизации	Значения отношений
Stagactiv	Meanact	Relat
Symbol	Symbol	Symbol

«Значения отношений» (Relat) – параметры отношений (табл. 5), которые необходимо получить ради достижения некоторого этапа активизации определенного функционального состояния, формат числовой.

Таблица 5.

Перечень отношений, действующих на рабочем месте

Лингвистическая переменная	Название отношения
COT, град	Изменение ориентирования туловища субъекта относительно места назначения.
S, м	Расстояния между субъектом и объектом в горизонтальной плоскости
S ^b , м	Расстояния между субъектом и объектом в вертикальной плоскости
DDF, кол. степ. св.	Лишение степеней свободы объекта 1 субъектом
SM, м	Расстояния между объектом 1 и объектом 2 (местом назначения)
YR, град	Угол между устанавливаемыми и установочными поверхностями (от 30 ⁰ до 180 ⁰)
INC, кол. степ. св	Лишение степеней свободы объекта 1 объектом 2 (приспособлением, поверхностью)
FFF,	Усилие фиксации (крепления, перемещения)
CS, уровень задействования	Изменение состояния технической системы по инструкции
ESD, мм	Точные размеры расстояний и углов между контрольными и измеряемыми элементами.
PR, состояние	Состояние объекта производства
CPS, тип положения	Изменение рабочего положения субъекта
CSA, уровень внимания	Внимания (при измерениях и настройке на размер)

По графе «ExecP» с базой данных характеристик исполнительных частей объектов связана база данных характеристик исполнительных поверхностей (DB_ExecSC). Её формат представлен в табл. 6. «Элемент поверхности» (Surface) – номер элементарной, несущей в данный момент некоторую технико-технологическую функцию поверхности, формат числовой. «Тип поверхности» (Surform) – название из перечня типовых поверхностей (плоская, цилиндрическая (внешняя, внутренняя), сферическая, коническая и т.д. поверхности), формат символьный.

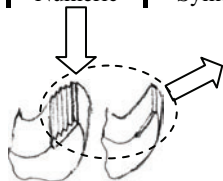
«Внутренние координаты» «линейные» (ILC) «угловые» (IAC) – координаты функциональной поверхности исполнительной части объекта в её системе координат, формат числовой. «Параметры образующей» (Sizeform) – соответствующий определенному типу поверхности характеристический параметр в направлении движения, формат символьный. «Параметры направляющей» (Direct) – соответствующий определенному типу поверхности характеристический параметр в направлении движения образующей, формат символьный.

Контактные характеристики элемента поверхности «Трение» (Frict), «Плоскостность» (Planen), «Прочность» (Durab), «Шероховатость» (Rough), «Температура» (Temper) – характеризуют физические характеристики поверхностей при взаимодействии с ними исполнительных технических элементов, формат символичный, так как значения носят нечеткий лингвистический характер.

Таблица 6.

Формат базы данных характеристик исполнительных поверхностей (DB_ExecSC).

Элемент поверхности	Тип поверхности	Внутренние координаты		Параметры образующей	Параметры направляющей
		Линейные	Угловые		
Surface	Surform	ILC	IAC	Sizeform	Direct
Numeric	Symbol	Numeric	Numeric	Symbol	Symbol



Контактные характеристики элемента поверхности				
Трение	Плоскостность	Прочность	Шероховатость	Температура
Frict	Planen	Durab	Rough	Temper
Symbol	Symbol	Symbol	Symbol	Symbol

Другая часть декларативной базы, представляет собой базу знаний об условиях достижения необходимых технических состояний объектов рабочего места для реализации ими требуемых технологических функций. Реляционная связь базы знаний условий выполнения объектом основных функций (KB_MainRF) организована через графу «NameO» базы данных основных характеристик объектов. Её формат представлен в табл.7.

Таблица 7

Формат базы знаний об условиях выполнения объектом основных функций (KB_MainRF).

Условия выполнения объектом основных функций			
Основные функции	Рабочая часть (поверхность)	Значения отношений	Предмет воздействия (поверхности)
Basfunc	Workpart (surface)	Relat	Subinf
Symbol	Symbol	Symbol	Symbol

«Основные функции» (Basfunc) – функции, посредством выполнения которых происходит достижение рабочим комплексом необходимых состояний реализации технологии (табл. 1), формат символичный. «Рабочая

часть (поверхность)» (Workpart (surface)) – функциональный элемент объекта, посредством которого происходит достижение нужных состояний технологической системы, формат символьный. «Значения отношений» (Relat) – значение лингвистической переменной в символьном формате и её параметрическое описание в числовом формате, характеризующие состояние выполнения некоторой функции (табл. 5) из графы Basfunc. «Предмет воздействия» (Subinf) – функциональный элемент объекта, на который направлены воздействия в достижении нужных состояний технологической системы, формат символьный.

По графе Basfunc с базой знаний условий выполнения основных функций связана база знаний этапов и условий активизации основных функций объекта. Формат этой базы знаний представлен в табл. 8.

Таблица 8.

Формат базы знаний об этапах и условиях активизации основных функций объекта (KB_ StageMF).

Этапы и условия активизации основных функций объекта			
Этапы активизации основных функций	Средство активизации (объект, часть объекта, поверхность)	Значения отношений	Предмет воздействия (поверхность, часть предмета)
Stagactiv	Meanact (object, part, surface)	Relat	Subinf
Symbol	Symbol	Symbol	Symbol

В этой базе знаний «Этапы активизации основных функций» (Stagactiv) – этапы подготовки исполнительного элемента к выполнению функции из графы Basfunc, формат символьный. «Средство активизации (объект, часть объекта, поверхность)» (Meanact) – это объект или его элемент, посредством которого исполнительный элемент переходит на соответствующий этап активизации (табл. 2) из графы Stagactiv, формат символьный. (Relat) – значение лингвистической переменной в символьном формате (табл. 5) и её параметрическое описание в числовом формате, характеризующие достижение некоторого этапа активизации из графы Stagactiv. «Предмет воздействия (поверхность, часть предмета)» (Subinf) – исполнительный элемент средства воздействия, конструктивно связанный с элементом из графы Workpart, формат символьный.

База процедурных знаний содержит информацию, касающуюся элементарных действий и типовых методов работы. В силу того, что система проектирования использует для работы процедурные знания представленные в виде фреймов, то и структура этой части информационной базы должна соответствовать фреймовой модели.

Принцип представления информации отличается от базы декларативных знаний ориентировкой на диапазоны допустимых значений параметров. Эта

часть состоит из баз данных микроэлементов (NameME), базы данных диапазонов допустимых значений параметров отношений для реализации микроэлементов (MKBRangeR), базы знаний допустимых значений параметров характеристик исполнительных частей средств воздействия. (МКВ_ExecP), базы знаний допустимых значений параметров характеристик поверхностей исполнительных частей. (МКВ_ExecS) и базы знаний допустимых значений параметров характеристик объектов воздействия (МКВ_ObjectCh).

Формат базы данных диапазонов допустимых значений параметров отношений характеристик объектов представлен в табл. 9:

Таблица 9.

Формат базы для реализации микроэлементов (MKBRangeR)

Микроэлемент (название)	Комментарии
ME	Comment
Symbol	Symbol



Диапазоны допустимых, для реализации микроэлементов, значений параметров отношений					
Рабочая часть (поверхность) средства труда	Допустимые начальные значения отношений		Предмет воздействия (поверхность, часть предмета)	Диапазон изменений значений отношений	
Workpart	Relat		Subinf	Relat	
	R _{min}	R _{max}		ΔR _{min}	ΔR _{max}
Symbol	Symbol	Symbol	Symbol	Symbol	Symbol

В этой базе знаний «Микроэлемент» (ME) – название микроэлемента-действия, формат символьный. «Комментарии» (Comment) – расшифровка аббревиатуры – обозначения микроэлемента. «Допустимые начальные значения отношений» и «Диапазон изменений значений отношений» (Relat) – название отношения (табл. 5) и, характеризующие диапазон его возможных значений (R_{min}—R_{max}), лингвистические переменные с соответствующими параметрами, формат символьный и числовой. «Объект воздействия (поверхность, часть объекта)» (Subinf) – название объекта, на который направлены воздействия рабочей части средства воздействия, формат символьный.

Общие характеристики исполнительных частей средств воздействия отображены в таблице 10.

«Исполнительные характеристики» (Exeform) – определяют функциональные параметры исполнительской части, формат символьный. «Форма» (Form) – ограничения на тип формы исполнительской части средства воздействия, формат символьный. «Габариты» (Dime_{min} - Dime_{max}) –

ограничения на габаритные параметры исполнительной части, формат числовой.

Таблица 10.

Формат базы знаний допустимых значений параметров характеристик исполнительных частей средств воздействия (МКВ_ExecP)

Исполнительные характеристики	Форма	Габариты		Функциональная фаза	Этап активизации
Execform	Form	Dime _{min}	Dime _{max}	Basfunc	Stagactiv
Symbol	Symbol	Numeric	Numeric	Symbol	Symbol

«Функциональная фаза» (Basfunc) – функциональная специализация средства воздействия (табл.1), необходимая для применения соответствующего микроэлемента действия, формат символьный. «Этап активизации» (Stagactiv) – этап подготовки исполнительного элемента (табл. 2) средства воздействия к выполнению функции из графы Basfunc, формат символьный.

Формат базы процедурных знаний о допустимых геометрических характеристиках исполнительного элемента средства воздействия представлены в таблице 11.

Таблица 11.

Формат базы знаний допустимых значений параметров характеристик поверхностей исполнительных частей. (МКВ_ExecS)

Элемент поверхности	Тип поверхности	Параметры образующей	Параметры направляющей
Surface	Surform	Sizeform	Direct
Numerical	Symbol	Numeric	Numeric

«Элемент поверхности» (Surface) – номер элемента поверхности, формат числовой, «Тип поверхности» (Surform) – необходимый тип поверхность из перечня типовых поверхностей, формат символьный. «Параметры образующей» (Sizeform) – лингвистическое ограничение на соответствующий определенному типу поверхности характеристический параметр в направлении движения, формат символьный. «Параметры направляющей» (Direct) – лингвистическое ограничение на соответствующий определенному типу поверхности характеристический параметр в направлении движения образующей, формат символьный.

Формат базы знаний допустимых значений параметров характеристик предметов труда. (МКВ_ObjectCh) представлен в таблице 12.

Таблица 12.

Формат базы знаний допустимых значений параметров характеристик объекта воздействий. (МКВ_ ObjectCh)

Допустимые параметры объекта воздействий					
Технологический статус	Масса		Тип	Габариты	
TechS	M_{\min}	M_{\max}	Type	$Dime_{\min}$	$Dime_{\max}$
Symbol	Numeric	Numeric	Symbol	Numeric	Numeric

«Технологический статус» (TechS) – ограничение на принадлежность объекта воздействия к определенному классу технологических объектов, формат символьный. «Масса» (M_{\min} – M_{\max}) – ограничения по массе объекта воздействия, формат числовой. «Тип» (Type) – ограничение на принадлежность объекта воздействия объекта к определенным классам технических объектов, формат символьный. «Габариты» ($Dime_{\min}$ – $Dime_{\max}$) - ограничения на габаритные параметры объекта воздействия, формат числовой.

Исходные данные технологического характера предоставляет диспетчер производственных заданий. Они извлекаются из общих характеристик и формулировок технологических переходов соответствующей документации и несут в себе:

- информацию о номенклатуре технических средств, используемых для осуществления операции (основное оборудование (Б), приспособление (ПР), режущий (РИ), измерительный (СИ), вспомогательный (ВИ) инструменты);
- физические и геометрические характеристики детали и заготовки (масса (МД и МЗ), сопротивление нагрузкам ($\text{кг}/\text{см}^2$), габариты ($A \times B \times C$), исполнительные размеры);
- некоторые технические особенности установки и крепления детали (базовые поверхности (БАЗА 1, БАЗА2, и т.д.) и под крепление (КРЕП1, КРЕП2 и т.д.));
- свойства целевых ситуаций по переходам и особенности их достижения (способ действия («установить», «снять», «расточить»), объект воздействия («деталь», «приспособление», «станок»), средство воздействия («ключ гаечный», «оправка разжимная» «штангенциркуль»);
- порядке смены целевых ситуаций от перехода к переходу.

Данные, касающиеся технического характера эксплуатации объектов (параметры сопрягаемых поверхностей, перечни возможных функций и методы активизации определённых функциональных состояний) рабочей среды извлекаются и заносятся в базу декларативных знаний из сопровождающей их технической документации (инструкции по эксплуатации, чертежи приспособления, руководства по обучению) или на основании эмпирических данных технологов, рабочих – экспертов по оборудованию и оснащению (опыт работы).

Организационные параметры рабочего места можно автоматически получить из генератора имитационных моделей, который располагает информацией, о планировке рабочего места (координаты (X =<значение, м>, Y =<значение, м>, угол=<значение, градусы>) и линейные размеры оборудования и производственной мебели), последовательности, времени смены и расстояниях между объектами, работы основного оборудования и других технических средств.

Порядок подготовки информационной базы состоит из таких этапов:

1. Приведение в соответствие всех используемых согласно технологии объектов или их исполнительных частей определенным физическим и геометрическим характеристикам,

2. Определение функциональной нагрузки каждого из объектов, задействованных в осуществлении вспомогательного перехода или подготовки к его осуществлению,

3. Определение путей достижения соответствующих функциональных состояний исполнительных частей объектов.

Например, нужно произвести проектирование машинно-ручной работы по установке заготовки в приспособление на токарно-винторезном станке:

1. Заносим характеристики технологически значимых объектов в базу данных основных характеристик (Рис. 2):

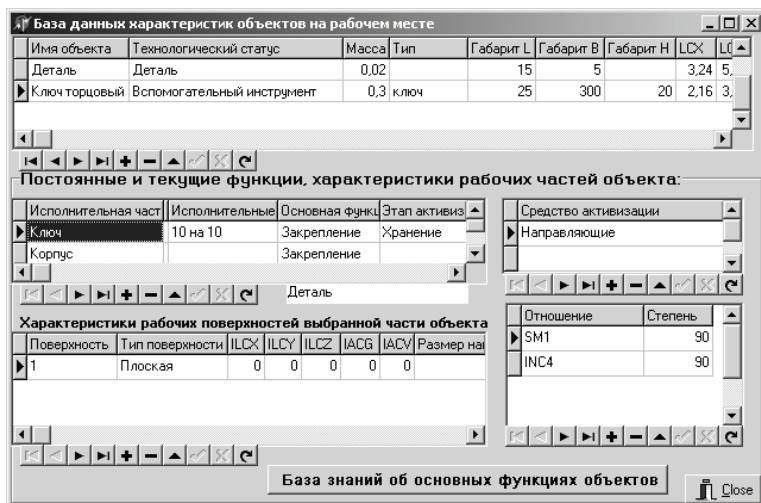


Рис. 2. Рабочее окно базы данных характеристик объектов рабочего места.

2. Формируем элементарные методы работы для выделения необходимых технологически значимых свойств отдельных элементарных объектов (Рис. 3).

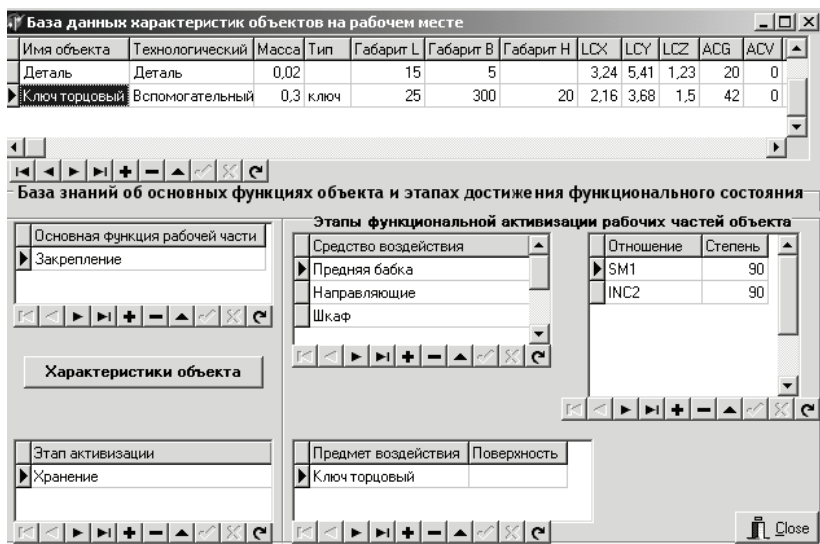


Рис. 3. Рабочее окно базы знаний элементарных методов работы.

3. Каждой совокупности признаков выделения технических свойств, нечетко соответствует некоторый микроэлемент работы согласно рекомендациям по применению созданной микроэлементной базы (Рис.4, 5):

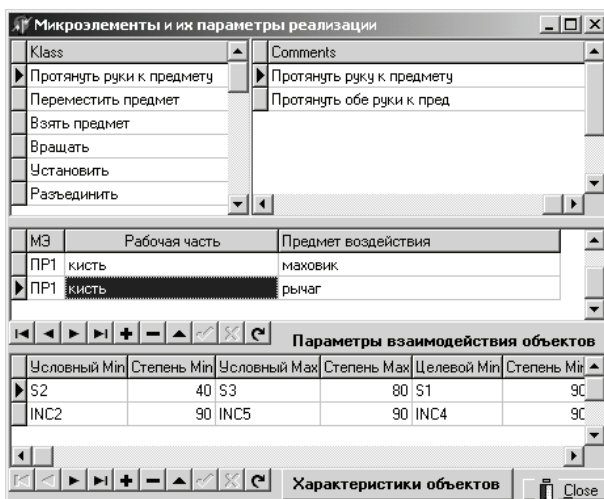


Рис. 4. Рабочее окно базы знаний фреймовой структуры микроэлементов работы.

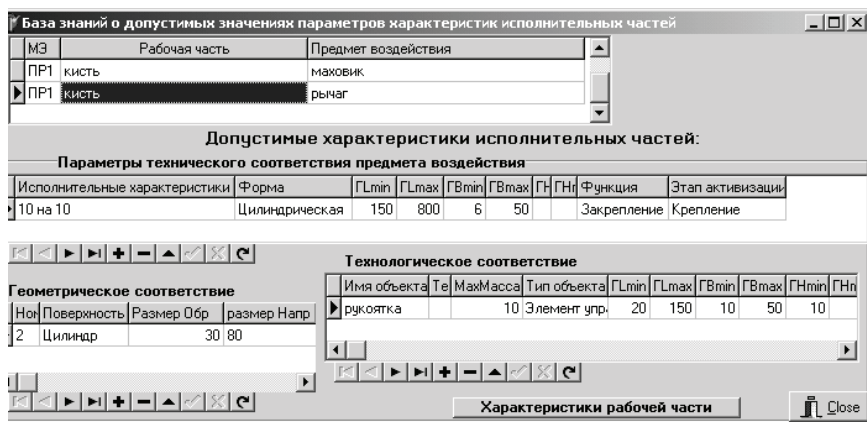


Рис. 5. Рабочее окно базы диапазонов функционального соответствия предмета воздействия параметрам исполнительной части приспособления, инструмента.

Таким образом, создана информационная база объектов рабочего места, которая позволяет рассматривать их технические свойства с позиции требуемой функциональности, приведена информационная база процедурных знаний микроэлементов и типовых комплексов методов работы. Раскрыты особенности взаимодействия системы проектирования и нормирования методов работы САР «НОРМА» со средой моделирования «ГИМПМ».

Список литературы: 1. Тимофієв Ю.В., Шелковой А.Н., Рузметов А.Р., Концур С.А. Аналитический подход к оценке временных характеристик рабочего места станочника // Високі технології в машинобудуванні. Збірник наукових праць – Харків: НТУ “ХП”.- 2002. - Вип.1. – С. 370 - 376. 2. Базовая система микроэлементных нормативов времени (БСМ-1) //Методические и нормативные материалы. М.: Экономика, 1989 г 3. Шелковой А.Н., Рузметов А.Р. Классификация задач формализации перемещений рабочего на основе анализа его психофизиологических характеристик //Високі технології в машинобудуванні: Збірник наукових праць – Харків: НТУ “ХП”.- 2004. - Вип., 2(9). – С. 270 - 275. 4. Шелковой А.Н., Рузметов А.Р. Представление трудового процесса в виде декларативных и процедурных знаний семантической сети С.72–76 // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ “ХП”. - 2005.- №39. – С. 133 - 137. 5. Системы автоматизированного проектирования технологических процессов, приспособлений и режущих инструментов: Учебник для вузов / Корчак С.Н., Кошин А.А. и др. — М.: Машиностроение, — 1988. — 352 с.

Поступила в редколлегию 28.09.10

Ю.В. ТИМОФЕЕВ д-р техн. наук НТУ «ХПИ», г. Харьков,
Е.В. МИРОНЕНКО д-р. техн. наук ДГМА,
А.А. КЛОЧКО канд. техн. наук, ДГМА,
В.Ф. ШАПОВАЛОВ канд. техн. наук, ДГМА, г. Краматорск.

ТЕХНОЛОГИЯ ОБРАБОТКИ КРУПНОМОДУЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ОДНОКОРПУСНЫМИ ФРЕЗАМИ ДВУХСТОРОННЕГО РЕЗАНИЯ С ЧЕРЕДУЮЩИМИСЯ КОНИЧЕСКИМИ ЗУБЧАТЫМИ РЕЙКАМИ

Розроблена технологія для повної обробки за один прохід обох бічних поверхонь зубів загартованих зубчастих коліс з великими модулями однокорпусними фрезами двостороннього різання, що чергуються конічними зубчастими рейками, що мають зменшені, у порівнянні зі стандартними фрезами, розміри ріжучих кромок. при обробці загартованих зубчастих коліс кількість різців, що профілюють евольвентну поверхню зубів, знижується в 2 рази і половина зубчастих рейок обробляє кожну бічну поверхню зубів.

Technology is worked out for complete treatment for one the passage-way of both sides of points of hard-tempered large-module gear-wheels by the single-hull milling cutters of the two-sided cutting with alternating conical rack-rails, having the sizes of cutting edges diminished, as compared to standard milling cutters. at treatment of hard-tempered gear-wheels the amount of cutting tool, profiling the evolvent surface of points, goes down in 2 times and the half of rack-rails processes every lateral.

Для полной обработки за один проход обеих боковых поверхностей зубьев закаленных колес модуль $m=10-16$ мм разработана конструкция твердосплавных фрез с чередующимися коническими зубчатыми рейками [1].

Фреза (рис. 1) содержит корпус 1 с винтовым выступом В, в продольных пазах которого установлены конические зубчатые рейки 2 и 3 с углом конуса 20^0 , причем конус рейки 2 и режущие кромки напаянных твердосплавных пластинок P_2 расположены по отношению к конусу рейки 3 и режущим кромкам пластинок P_3 в противоположном направлении, т.е. рейки в пазах корпуса расположены с чередованием направления образующих конических производящих поверхностей. У торцев фрезы рейки 2 и 3 закреплены крышками 4 и винтами 5.

В процессе обработки зубчатые рейки 2 фрезы с режущими кромками P_2 последовательно одна за другой взаимодействуют с правыми боковыми поверхностями зубьев колеса б вдоль остаточной линии зацепления ВЕ, а рейки 3 фрезы с режущими кромками P_3 взаимодействуют с левыми боковыми поверхностями зубьев колеса вдоль остаточной линии зацепления $B_1 E_1$, при этом имеет место чередование процесса резания реек 2 и 3.

Таким образом, обеспечивается полная обработка обеих боковых поверхностей зубьев колеса с любым числом зубьев за один проход инструментом, имеющим уменьшенные, по сравнению со стандартными фрезами, размеры режущих кромок.

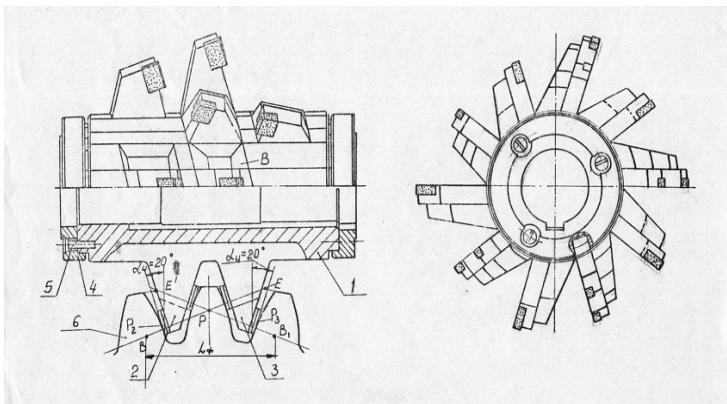


Рис. 1 – Двухсторонняя однокорпусная фреза со вставными коническими зубчатыми рейками

Зубья реек, имеющие наибольшие радиусы вращения, разнесены у противоположных торцов фрезы на угол, определяемый по следующей зависимости

$$\theta_p = 2Z_k \left(\sigma_v - \frac{360^\circ}{2} + \mu_y \right) \quad (1)$$

где : Z_k - число зубьев обрабатываемого колеса;

σ_v - половина угловой толщины зуба по окружности нижней граничной точки эвольвенты;

μ_y - центральный угол, соответствующий расстоянию от точки пересечения линии станочного зацепления с окружностью нижней граничной точки эвольвенты до межосевого перпендикуляра пары “инструмент-деталь”.

Как видно из формулы (1), угол θ_p зависит от числа зубьев колеса Z_k . Зависимость эта показана в таблице 1.

Практически достаточно изготовить фрезу с углом $\theta_p = 209^\circ 18'$, и тогда можно обрабатывать зубчатые колеса в пределах всего диапазона чисел зубьев $Z_k = 30-300$.

Минимальная длина режущей части фрезы, необходимая для обеспечения полного профилирования зубьев колеса с исходным контуром зубьев по ГОСТ 13755-81 может быть рассчитана по следующей зависимости [2]:

Таблица 1

Зависимость угла θ_p от числа зубьев колеса Z_k

Z_k	30	60	100	150	300
θ_p	$209^\circ 18'$	$207^\circ 18'$	$206^\circ 50'$	$206^\circ 38'$	$206^\circ 4'$

$$L_\phi = \frac{2m(1,052-x)}{0,36397} \approx 5,5m(1,052-x) \quad (2)$$

где: m – модуль зубьев нарезаемого колеса;

x – коэффициент смещения исходного контура зубчатой рейки.

Рассмотренная конструкция твердосплавной червячной фрезы (рис. 1) обеспечивает повышение производительности зубообработки в 2 раза за счет однократной обработки колес.

Вместе с тем, по мере переточек твердосплавных пластинок, общая ширина зубьев реек определяется по формуле (2), L_f уменьшается на такую величину, которая не может быть компенсирована дальнейшим радиальным вводом реек инструмента во впадины зубьев колеса, т.к. при этом будет повреждаться либо переходная поверхность у основания зубьев, либо поверхность дна впадин. Таким образом, при имеющемся ещё запасе переточек режущих элементов фреза станет непригодной к дальнейшей эксплуатации.

С целью устранения отмеченного выше недостатка предложена червячная фреза с осевым настроечным перемещением зубчатых реек. [3]

Фреза (рис. 2) выполнена таким образом, что у одних торцов регулируемых зубчатых реек 2 и 3 выполнены два взаимно перпендикулярных отверстия, в которых размещены эксцентрики 5 и упорные штифты 6, а у других торцов – размещены прокладки 7.

Режущие элементы 4 реек образуют общую исходную ширину S_0 . По мере переточек режущих элементов 4 она уменьшается на величину E . Компенсацию потери ширины S_0 до определенного момента производят за счет радиального ввода реек 2 и 3 фрезы во впадины зубьев колеса с уменьшением расстояния h до тех пор, пока пластины 4 не приблизятся вплотную к поверхности дна впадин.

Для дальнейшей компенсации или восстановления ширины удаляют левое кольцо 8, пластину 7, затем при собранном и закрепленном левом кольце 8 путем поворота эксцентрика 5 смещают рейки 2 влево до упора их в левое кольцо 8. У другого торца рейки 2 зафиксированы в осевом положении путем упора штифтов 6 в правое кольцо 9.

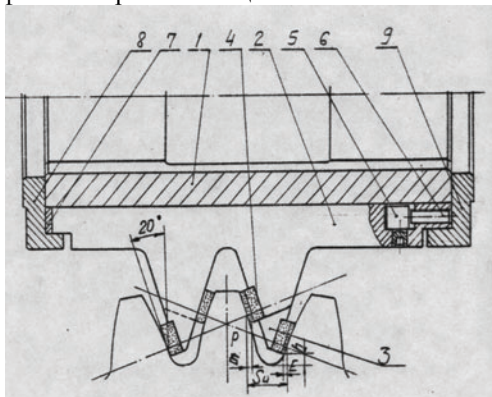
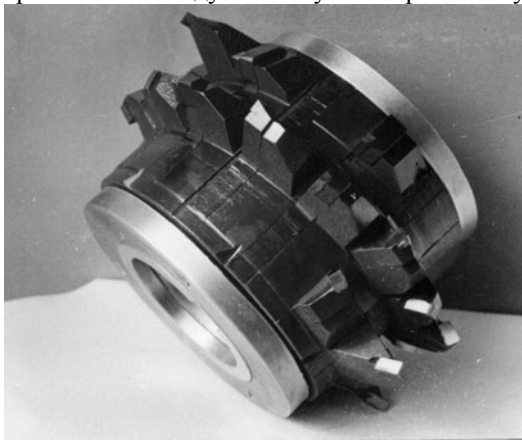


Рис. 2 – Схема фрезы с настроечным перемещением зубчатых реек.

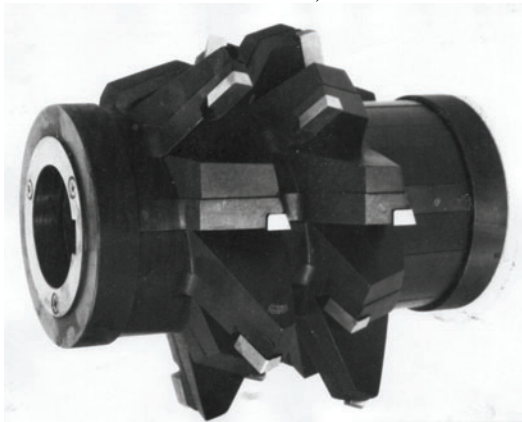
Аналогичную операцию производят затем для реек 3, перемещая их вправо.

Таким образом, путем осевого настроечного перемещения зубчатых реек 2 и 3 восстанавливается исходная ширина S_u и обеспечивается возможность дальнейших переточек инструмента, повышается срок его службы.

При обработке закаленных зубчатых колес червячными фрезами реечных конструкций (рис. 3), количество резов, профилирующих эвольвентную поверхность зубьев, снижается по сравнению с фрезами [4] в 2 раза. Соответственно, во столько же раз увеличивается огранка профиля зубьев колеса. Это объясняется тем, что у новых фрез только половина зубчатых реек обрабатывает каждую боковую поверхность зубьев.



а)



б)

Рис.3 – Однокорпусные двухсторонние фрезы со вставными коническими зубчатыми рейками: а) фреза $m=10$ мм; б) фреза $m=12$ мм.

Повысить количество профилирующих резов можно за счет увеличения наружного диаметра и числа зубчатых реек инструмента. Но этот путь не экономичен, т.к. кроме увеличения расхода материала при изготовлении фрезы, увеличивается длина врезания и перебега инструмента, снижается частота его вращения, а, следовательно, снижается производительность обработки.

Рассмотрим, какова расчетная величина огранки профиля зубьев колеса при обработке предложенными фрезами и есть ли необходимость в увеличении количества зубчатых реек инструмента. Величина огранки профиля h_0 рассчитывается по формулам [4] и определяется у вершин зубьев колес, где она имеет максимальное значение.

При выполнении фрезой (рис. 4) резов 1 и 2 поворот инструмента осуществляется на угол $\frac{360^\circ}{Z_u}$, а зубчатого колеса – на угол $\frac{360^\circ}{Z_k}$.

Исходная зависимость для определения высоты огранки h_0 имеет вид :

$$h_0 = r_B B \left(\frac{B-1}{\cos \frac{180^\circ}{Z_u Z_k}} - 1 \right) - (r_a - r_B) \frac{\pi}{Z_k Z_u} \quad (3)$$

$$B = \operatorname{tg} \frac{90^\circ}{Z_u Z_k},$$

где z_u – количество зубчатых реек фрезы ;

r_B – радиус основной окружности зубьев колеса ;

r_a – радиус кривизны эвольвенты в точке, лежащей на окружности выступов зубьев.

В таблице 2 представлена расчетная величина огранки в зависимости от модуля зубьев и числа обрабатываемых зубьев колеса при числе зубчатых реек $z_u=10$.

Как видно из расчетных данных, величина огранки (рис. 4) сравнительно мала и не окажет какого либо существенного влияния на трудоемкость последующего зубошлифования.

Таблица 2

Величина огранки профиля зубьев колеса, мм

Модуль зубьев колеса m , мм	Число зубьев колеса z_k		
	15	100	330
20	0,079	0,009	0,002
30	0,119	0,013	0,0025

В случае чистового зубофрезерования величина огранки не превосходит допуск на профиль зубьев колес 8-й степени точности по ГОСТ 1643-81.

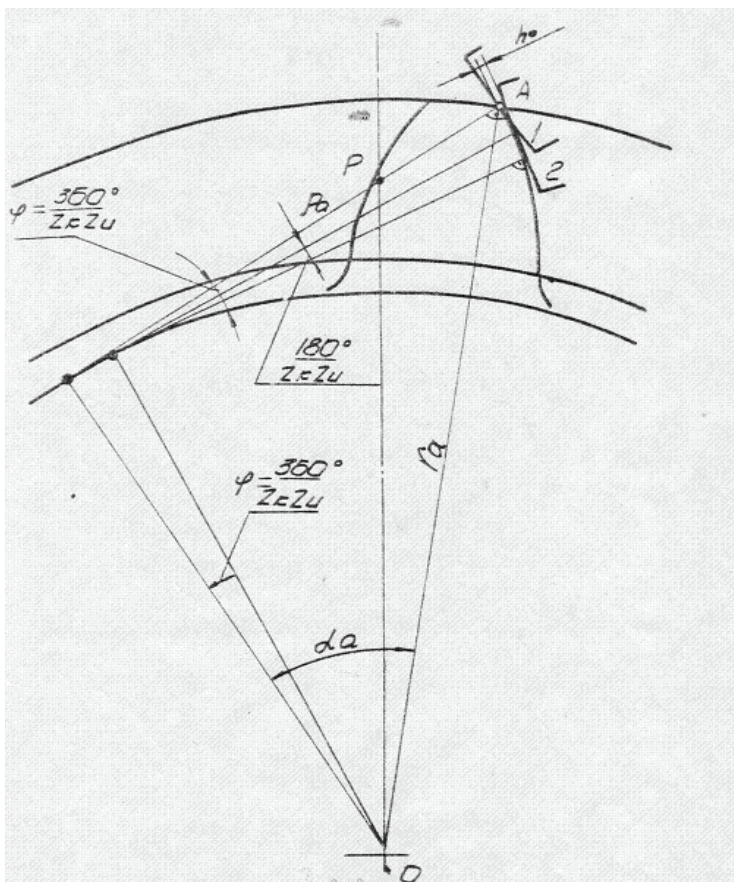


Рис. 4 – К определению огранки профиля зубьев колеса .

Список литературы: 1. А.С. №1643143(СССР). Червячная фреза. /НИИПТМАШ и ПО «НКМЗ»; авт. изобретения В. Ф. Шаповалов, А. Д. Коновалов, Ю. Н. Каплий, Г. П. Лишаев, Л. П. Кривошей ; - заявл. 24.08.84 г. №3782764/25-08. Оpubл. в Б.И. 1991, №15. 2. А.С. №897428 (СССР). Способ чистовой обработки зубчатых колес методом обката червячной фрезой «Победа». /НИИПТМАШ и ПО «НКМЗ»; авт. Изобретения В.Ф. Шаповалов, А. К. Сидоренко, А. Д. Коновалов, Г. Г. Иноземцев, - заявл. 29. 04. 80, №2916037/25-08. Оpubл. в Б. И. 1982., № 2, М. кл. В 23 5/22. 3. Червячная фреза. Положительное решение по заявке на предполагаемое изобретение/ НИИПТМАШ и ПО «НКМЗ», авт. В.Ф. Шаповалов, Ю.Н. Каплий, Г.Н. Машковский, Б.В. Ермолаев, П.А. Иващенко, № 122, 24.03.88. 4. Тимофеев Ю.В., Мироненко Е.В., Клочко А.А., Шаповалов В.Ф. Мироненко О.Е. Технологические способы повышения точности зубофрезерования универсальными червячными фрезами.-Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні.-Харків: НТУ «ХПІ».- 2010.- №25. - С. 134-141.

Поступила в редколлегию 26.09.10

А.В. ФЕСЕНКО, канд. техн. наук, проф. ;
Ю.Н. ЛЮБИМЫЙ, асп., НТУ «ХПИ», г. Харьков

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ШЛИФОВАНИЯ ПРИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКЕ СОЖ

Анотація. Розглянуто питання щодо використання централізованої схеми приготування та відновлення МОР з застосуванням кавітаційної обробки. При індивідуальній схемі запропоновано спеціальний інструментальний модуль, який виконує одразу кілька функцій: процес переривчастого шліфування, активацію МОР при підведенні до зони різання, правки та очисти шліфувального круга. Проведено теоретичні розрахунки та досліди на експериментальних установках, спрямовані на вибір оптимальних конструктивних характеристик даного модуля.

Abstract. Questions regarding using of a centralized scheme preparation and reduction liquids using processes of cavitation are considered. While individual schemes proposed special tool module that performs multiple functions: intermittent grinding process. activation the coolant supplied to the cutting area, cleaning and dressing wheel. The theoretical calculations and experimental research on plants, directed to choose the structural characteristics of the module are done.

Несмотря на исследования многими учеными процесса шлифования, ряд вопросов остается по-прежнему нерешенным. На повышение производительности и качества обработки металлов резанием, наряду с другими факторами, большое влияние оказывают состав, техника подготовки, применения и восстановления смазочно-охлаждающих жидкостей (СОЖ). При этом возникает множество проблем, связанных с равномерным распределением составляющих в эмульсии, ее гомогенности и мелкодисперсности интенсификацией, повышением бактериологической и дисперсной стойкости, протеканием физико-химических процессов в зоне контакта инструмента с обрабатываемой заготовкой, активацией смазочно-охлаждающих жидкостей, вводом жидкости непосредственно в зону резания с минимальными энергетическими затратами. Такие исследования направлены на повышение производительности процесса шлифования и являются актуальными для машиностроительных предприятий.

В большинстве случаев процесс приготовления эмульсий на предприятиях заключается в предварительном смешении компонентов в малых емкостях с последующей подачей их в большой бак для смешения с водой. Иногда такие участки приготовления СОЖ занимают значительные площади часто на двух уровнях.

Только в однородных, нерасслаивающихся эмульсиях в каждой капле жидкости имеются все необходимые компоненты СОЖ. Чем выше дисперсность частиц эмульсола в эмульсии, тем более длительное время они могут находиться во взвешенном состоянии, тем более однородна и стабильна эмульсия. Мелкодисперсные эмульсии лучше фильтруются, так как мелкие капельки эмульсола не замасливают фильтровальный материал и не коагули-

руют в себя частицы механических примесей. Теоретические размеры капель стойких эмульсий находятся в пределах 0,33-1,5 мкм.

Во время эксплуатации СОЖ возникают проблемы, связанные с появлением на поверхности маслянистых пятен (например, при утечках из гидросистемы), разложение эмульсии, появление гнилостного, сероводородного запаха, ухудшение технологических, антикоррозионных и санитарно-гигиенических свойств, образование линз с разной концентрацией и т.д. Все это снижает технологические возможности процесса обработки, нарушает санитарные нормы и требует значительных затрат на восстановление СОЖ.

Эффективность применения и срок службы СОЖ во многом определяют очистка ее от органических и неорганических загрязнений и дезинфекция. Очистку и дезинфекцию циркуляционной системы рекомендуют осуществлять при каждой плановой смене СОЖ, но не реже 1 раза в 1-3 мес. (согласно ГОСТ 12.3.025-80).

В некоторых централизованных системах использования СОЖ применяют периодическое прокачивание и механическое перемешивание эмульсий (иногда с подогревом), что только способствует распространению бактерий по всему объему в системе.

Возможность получения гомогенных мелкодисперсных эмульсий нужного состава с минимальной трудоемкостью и малыми энергозатратами обуславливается эффективной схемой их приготовления и рациональными аппаратными средствами. Комплексно решить эту задачу удастся при создании специальных установок с использованием эффекта кавитационной обработки СОЖ. Возможны два направления работ по повышению эффективности СОЖ таким способом. Первое связано с централизованным приготовлением и восстановлением СОЖ. Второе направление предполагает использование гидродинамической активации СОЖ непосредственно в станке.

Использование установок для кавитационной обработки (диспергаторов) в схеме централизованного приготовления и эксплуатации СОЖ (Рис.1) обеспечивает смешение необходимых компонентов в потоке и подачу готовой СОЖ в накопитель, а также восстановление (регенерацию) ее в процессе эксплуатации. Из накопителя СОЖ подается к станкам с последующим возвратом в централизованную систему. Выполняется ее очистка, охлаждение и, при необходимости, вводятся добавки.

Были разработаны конструкции пассивных и активных гидродинамических устройств для кавитационной обработки СОЖ. Проведены экспериментальные исследования их энергетических и гидродинамических параметров, позволяющие определить рациональные конструкции кавитационных насадок и оптимальные условия работы установок.

На рисунке 2 показано диспергатор для кавитационной обработки жидких рабочих сред. В данной конструкции используются несколько модулей, обеспечивающих смешение, гомогенизацию и кавитационную обработку эмульсии. Подключение частотного преобразователя позволяет изменять

скорость вращения ротора, а, следовательно, и энергию, сообщаемую потоку жидкости.

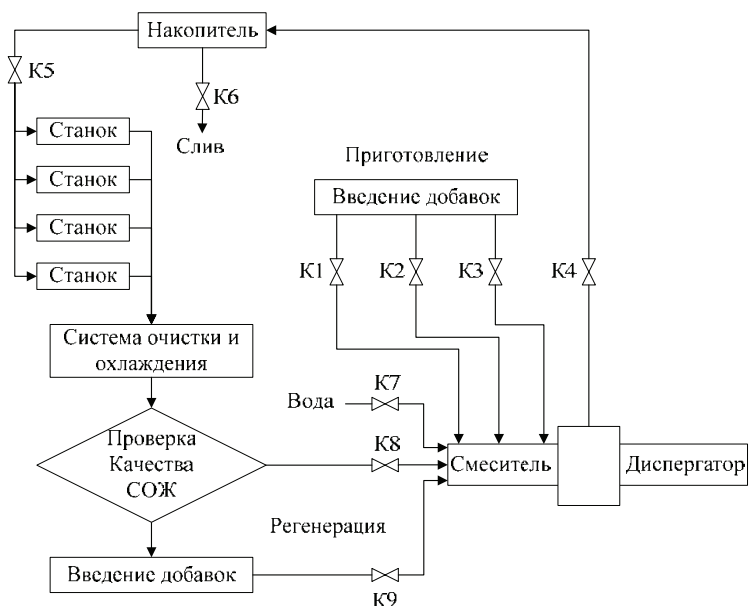


Рис. 1 Схема централизованного приготовления СОЖ

На входе диспергатора установлен пассивный смеситель, обеспечивающий предварительное перемешивание добавок с целью равномерного распределения их в потоке.

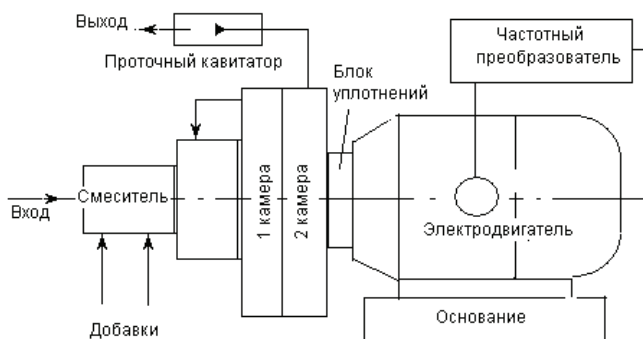


Рис. 2 Диспергатор для кавитационной обработки СОЖ

Основным модулем, является роторный диспергатор центробежного типа [2]. Он имеет две рабочие камеры. В зависимости от вида эмульсии и тех-

нологических требований к ее получению в рабочих камерах могут устанавливаться различные элементы. Так, например, в первой камере может быть установлена роторно-пульсационная группа, обеспечивающая получение однородной эмульсии при обработке вязких составляющих, или вертушка с открытыми лопастями и периферийными прерывателями потока для водных СОЖ.

Вторая рабочая камера предназначена для выполнения кавитационной обработки в специальных каналах ротора и на периферийном прерывателе. Для интенсификации процессов в установке каждая камера имеет канал рециркуляции. Это позволяет увеличить интенсивность механоактивации эмульсии, а также нагрев ее за счет увеличения времени пребывания в рабочей зоне, как отдельной камеры, так и в установке в целом.

В результате такой обработки удастся получать однородные мелкодисперсные коллоидные смеси с размерами частиц не более 1-3 мкм. Применение таких СОЖ приводит к повышению стойкости шлифовальных кругов на 11%, уменьшению фактической концентрации эмульсола в эмульсии на 15-40% при одновременном повышении стабильности и срока службы эмульсии, увеличению производительности станков на 25-30% [3].

Применение кавитационной обработки СОЖ позволяет повысить производительность станков, сократить расход режущего инструмента, отказаться от использования пара и сжатого воздуха при приготовлении эмульсии, улучшить санитарно-гигиенические условия на участке приготовления эмульсии, сократить расход эмульсола, повысить срок службы эмульсии, улучшить качество обрабатываемых поверхностей, улучшить охрану окружающей среды за счет уменьшения сброса отработанной эмульсии.

Нами проведена серия экспериментов на специальном проточном стенде, и на роторно-кавитационном диспергаторе. При этом были получены графики и расчетные формулы, позволяющие определить параметры насадок, обеспечивающих достаточный уровень кавитации в потоке СОЖ, при котором происходят наиболее интенсивные физико-химические изменения. Определены гидродинамические характеристики потока на разных скоростях вращения ротора и возможность активации СОЖ в насадках, установленных в радиальных каналах.

Второе направление активации СОЖ методами гидродинамической кавитации – это использование специальных устройств непосредственно в станках. При этом необходимо осуществлять комплексный подход к использованию СОЖ, включающий в себя выбор рационального состава, обеспечение ее рационального использования при шлифовании, правке и очистке шлифовального круга. Критериями оценки эффективности таких технологических схем должны быть снижение силовых нагрузок и теплонапряженности процесса.

Известно, что действие СОЖ в наибольшей степени проявляется только при условии ее проникновения непосредственно в зону взаимодействия вновь образующихся на заготовке, круге и стружке поверхностей.. Поэтому несо-

мненный научный и практический интерес представляют исследования, направленные на определение условий своевременного и надежного транспортирования СОЖ к образующимся при шлифовании ювенильным поверхностям.

Для решения этих проблем требуется системный подход, при котором рассматриваются все составляющие и их взаимодействие. На рисунке 3 показана структура технологической системы использования СОЖ при шлифовании.

Исходными здесь являются физико-химическое состояние выбранной СОЖ и конструктивные особенности систем ее использования. Вначале смесь проходит предварительную обработку с целью обеспечения гомогенности, мелкодисперсности, при этом обеспечивается требуемое физико-химическое состояние. Предварительно подготовленная коллоидная смесь поступает в зону правки и очистки шлифовального круга и в зону резания. Важным моментом является активация СОЖ перед ее применением. Для этого необходимо предусмотреть специальные устройства непосредственно перед попаданием жидкости на поверхность инструмента и в зону резания.

К наиболее эффективным устройствам физической активации СОЖ относятся различные конструкции, в которых механическая энергия преобразуется в гидродинамические кавитационные эффекты.

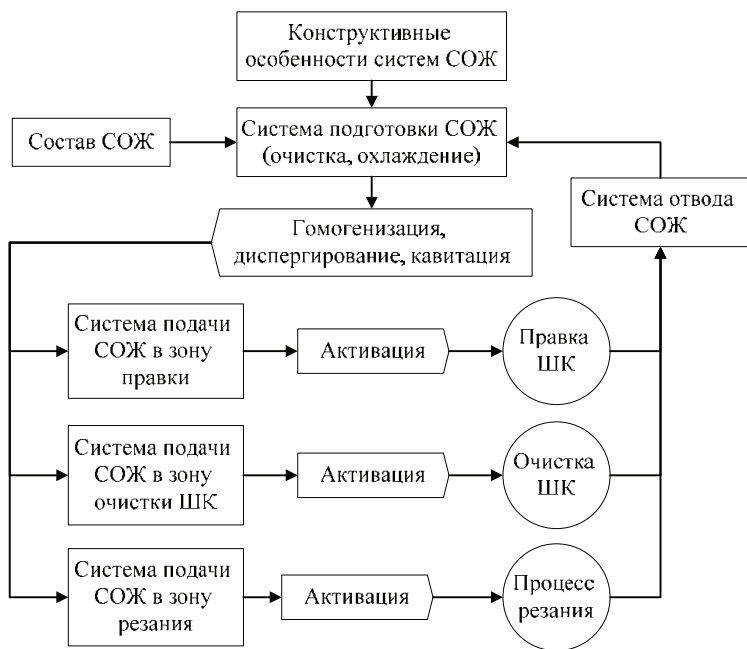


Рис. 3 Структура технологической системы использования СОЖ при шлифовании

Для снижения теплонапряженности процесса резания предлагается использовать принципы прерывистого шлифования с подачей СОЖ через поры абразивного материала и в промежутки между режущими участками.

На основании теоретических разработок и полученных экспериментальных данных был спроектирован специальный модуль, включающий в себя корпус, устанавливаемый на шпиндельной бабке станка, сборный шлифовальный круг, закрепленный на шпинделе, системы подвода СОЖ под абразивные бруски (сегменты), и в промежуток между ними, систему подвода СОЖ к алмазному резцу при правке, а также систему для очистки рабочей поверхности шлифовального круга. Такой модуль может быть установлен на различных круглошлифовальных станках и использован для обработки любых материалов и сплавов.

Применение сборного шлифовального круга со сменными сегментами позволяет значительно экономить абразивный материал, и обеспечивает возможность применять бруски с необходимой для данной обработки характеристикой.

Используемая в модуле комбинированная система подвода СОЖ (под бруски и между ними) позволяет обеспечить гарантированное попадание ее на рабочую поверхность абразивных сегментов. Предусмотрена возможность изменять параметры потоков СОЖ через каналы, подключения каналов по отдельности, отключать их не останавливая процесс обработки.

Выводы

Применение централизованной системы подготовки СОЖ с использованием проточных или роторных гидродинамических кавитаторов обеспечивает длительное и эффективное использование СОЖ в процессах металлообработки.

Применение индивидуальной системы подготовки СОЖ на шлифовальных станках, с использованием предлагаемого модуля, обеспечивает интенсификацию химико-физических процессов, происходящих в СОЖ, способствует активной очистке поверхности абразивного элемента от засаливания, улучшает условия правки шлифовального круга, повышает охлаждающее, смазывающее, смачивающее и другие воздействия при резании, что в целом приводит к повышению производительности, качества обработки и стойкости режущего инструмента.

Список литературы: 1. *Худобин Л.В.* Смазочно-охлаждающие средства, применяемые при шлифовании. – М.: «Машиностроение», 1971. – 214 с. 2. Роторно-пульсационный аппарат. Патент на корисну модель №200509950. *Фесенко А.В., Пличко В.С., Кузнецов П.Б., Луцкий С.В., Реймол Л.* 3. *Л.В. Худобин.* Смазочно-охлаждающие технологические средства и их применение при обработке резанием. Справочник / *Л.В. Худобин, А.П. Бабичев, Е.М. Бульжжев* и др. / Под общ. ред. *Л.В. Худобина.* – М.: Машиностроение, 2006. – 544 с; ил.

Поступила в редколлегию 28.09.2010

Ф.В. НОВИКОВ, д-р техн. наук,
И.А. РЯБЕНКОВ, канд. техн. наук,
С.А. ДИТИНЕНКО, канд. техн. наук, ХНЭУ, г. Харьков

ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ФИНИШНОЙ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ ГИДРОАППАРАТУРЫ

Обоснованы технологические возможности повышения эффективности финишной обработки деталей гидроаппаратуры. Даны практические рекомендации

Sound technological opportunities for improving the finish machining of hydraulic equipment. Practical recommendations

Создание высоких давлений и обеспечение заданной гидроплотности требуют высококачественного изготовления деталей гидроаппаратуры, особенно деталей пар трения, которые работают в условиях интенсивного трения и износа. Однако, как показывает производственный опыт, выполнить высокие требования по качеству и точности обработки указанных деталей весьма сложно, т.к. они изготовлены из материалов с повышенными физико-механическими характеристиками и их обработка сопряжена с образованием значительных погрешностей и температурных дефектов на обрабатываемых поверхностях. Поэтому актуальной задачей по-прежнему является поиск новых технологических решений по повышению качества, точности и производительности обработки, основанных на научно-обоснованном выборе рациональной структуры и параметров операций [1–3]. Цель работы – обоснование технологических возможностей повышения эффективности финишной обработки деталей гидроаппаратуры.

Операции обработки отверстий являются наиболее массовыми и ответственными операциями при производстве деталей гидроаппаратуры. Финишными операциями обработки отверстий, как правило, являются операции ручной притирки абразивным порошком. Они достаточно трудоемки и не всегда обеспечивают выполнение высоких требований по точности обработки. Примером тому является операция притирки сквозных отверстий в сепараторе (рис. 1), изготовленном из закаленной до твердости HRC₃₀...38,5 стали 20X3HВФА. Предварительно отверстие растачивается на токарном станке в размер $12,85^{+0,035}$ мм. Далее производится его ручная притирка в размер $12,87^{+0,05}$ мм. При этом биение не должно превышать 0,02 мм, шероховатость поверхности должна составлять $R_a = 0,63$ мкм, перпендикулярность отверстия – 0,05 мм. Установлено, что процесс притирки характеризуется относительно низкой производительностью обработки. При этом перпендикулярность отверстия составляет 0,1 мм вместо требуемого значения 0,05 мм, т.е. не обеспечивается требуемая точность обработки отверстия. В связи с этим были проведены экспериментальные исследования алмазного хонингования сквозных отверстий в сепараторе (рис. 1) с целью опре-

деления возможностей эффективной замены им малопроизводительного процесса ручной притирки алмазной пастой АСМ НОМГ зернистостью 14/10, 5/3, 3/2 со скоростью резания 15 м/мин.

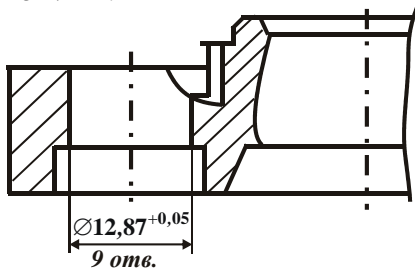


Рисунок 1 – Схема расположения сквозного отверстия в сепараторе

Для обработки использовался станок фирмы “Nagel”, работающий в автоматическом режиме, хонинговальная головка (рис. 2) диаметром $\varnothing 12,85_{0,05}$ мм с двумя хонинговальными брусками $15 \times 3,88 \times 3 \times 1$ зернистостью 60/40, 100%-ной концентрацией на металлической связке М2-01. Первоначально с помощью данной хонинговальной головки производилось хонингование отверстия в размер $\varnothing 12,87^{+0,05}$ мм. Затем хонинговальной головкой $\varnothing 12,98_{0,05}$ мм производилось хонингование отверстия в размер $\varnothing 13^{+0,05}$ мм. В результате удалось процесс обработки выполнять в автоматическом режиме и повысить производительность обработки в 1,8 раза по сравнению с ручной притиркой, стабильно обеспечить перпендикулярность отверстия в пределах 0,05 мм, тогда как ранее достигалось значение 0,1 мм [4]. Это положительно отразилось на износостойкости отверстия при работе.

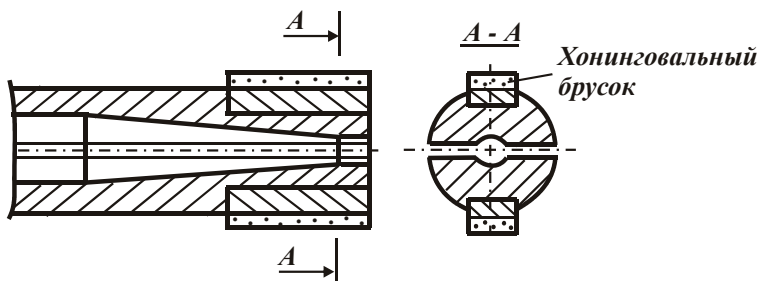


Рисунок 2 – Схема хонинговальной головки

Экспериментально установлено, что применение на данной операции высокоскоростного фрезерования позволяет в еще большей степени повысить производительность и точность обработки по сравнению с алмазным хонингованием, например, перпендикулярность отверстия равна 0,01 мм.

Были выполнены экспериментальные исследования процесса притирки пастой 64С М7 и карбидо-титанистой пастой КТ отверстия во втулке из

бронзы Бр 010-С2Н3 сателлита с целью повышения эффективности данного процесса и исключения нашаржирования бронзы элементами пасты. Для этого экспериментально оценивалось влияние характеристик пасты и параметров режима резания на качество обработки. В результате установлено, что решить положительно данную задачу не представляется возможным, т.к. нашарживание бронзы элементами пасты не устраняется. Исходя из этого был сделан вывод о необходимости применения другого более эффективного метода обработки отверстий. Поскольку бронза достаточно пластичный и вязкий материал, то предложено обработку производить рейбером – размерным инструментом для обработки металлов давлением и формирования точных отверстий. Обработка отверстий выполнялась последовательно тремя рейберами из твердого сплава ВК8 с получением диаметра отверстия $\varnothing 20^{+0,05}$ мм. Применялись следующие режимы обработки: частота вращения шпинделя $n=125$ об/мин, вертикальная подача стола $S=10$ мм/мин, смазка АМГ 10. В результате проведенных исследований установлено, что параметр шероховатости обработки R_a находится на уровне 0,32 мкм, а погрешность обработки отверстий равна 0,0015 мм. Это соответствует предъявляемым требованиям к обработке отверстий и самое главное – устраняет нашарживание бронзы элементами пасты.

Проведенные производственные испытания обработанных отверстий показали, что их износ уменьшился приблизительно в два раза по сравнению с износом отверстий, обработанных пастой КТ. Таким образом установлено, что в случае обработки точных отверстий в деталях, изготовленных из пластичных материалов, эффективно финишную обработку осуществлять методами пластического деформирования материала взамен методов резания. Это позволяет улучшить параметры точности и шероховатости обработки, а в рассматриваемом нами случае еще и устранить нежелательное нашарживание бронзы элементами пасты, что повышает износостойкость отверстия при работе.

В состав гидравлического привода входят героторные детали, которые выполняют роль насосов откачки и подкачки рабочей жидкости (рис. 3). Высокие требования по точности и чистоте рабочих поверхностей героторов приводят к необходимости применения многооперационной обработки (шлифования и доводки) при их изготовлении. Первоначально заготовка из материала 30Х3ВА в виде круга $\varnothing 44$ мм и толщиной 16 мм термообработывалась (HRC 30...38), далее готовились базы. Традиционная технология изготовления контура детали включала в себя фрезерование на станке с ЧПУ, предварительное шлифование контура на сложном приспособлении, азотирование, окончательное шлифование контура и ручное полирование. Несмотря на длительный цикл изготовления детали, до 20% обработанных деталей уходило в брак, т.к. вместо требуемой точности (до 10 мкм) специальное шлифовальное оборудование обеспечивало погрешность обработки до 15 мкм. Нарушенная поверхность профиля затем дорабатывалась ручным полированием войлочным кругом с абразивной пастой R0,8. Однако, ручное исправление погрешности обработки

путем полирования контура эпициклоиды приводит к подключению в процесс человеческого фактора, а это вносит дополнительную нестабильность.

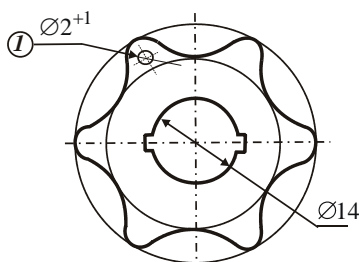


Рисунок 3 – Общий вид обрабатываемой детали

Для уменьшения потерь от брака и исключения ручных полировальных работ была разработана новая технология изготовления героторных деталей, согласно которой требуемый профиль получался с применением проволочного электроэрозионного станка "Sodik" (производство Японии). В связи с переходом на новую технологию был заменен материал детали на ШХ15-III, который подвергался только закалке HRC 56...61, исключалось азотирование материала. В результате применения данной технологии повысилась точность обработки геометрической формы до 5...8 мкм. Это позволило исключить потери от брака деталей. Данная технология также позволила исключить операции шлифования и ручного полирования. Внутренние пазы изготавливаются без применения дорогостоящего инструмента – протяжек, с более высокой и стабильной точностью.

На основании сказанного можно заключить, что принципиальное изменение технологического процесса обработки позволило: уменьшить потребность в сложных приспособлениях и режущих инструментах; обеспечить при электроэрозионном способе обработки деталей многостаночное обслуживание станков; стабильно обеспечить высокое качество изготовления сложного контура детали и снизить трудоемкость ее изготовления в 4 раза; исключить необходимость приобретения дорогостоящего абразивного шлифовального и правящего алмазного инструмента.

Список литературы: 1. Новиков Ф.В. Повышение эффективности технологии финишной обработки деталей пар трения поршневых насосов / Ф.В. Новиков, С.М. Яценко // Труды 13-й Международной научно-технической конференции. Физические и компьютерные технологии. – Харьков: ХНПК "ФЭД", 2007. – С. 8-20. 2. Рябенков И.А. Исследование погрешностей механической обработки отверстий / И.А. Рябенков // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2008. – №4/4 (34). – С. 55-59. 3. Физико-математическая теория процессов обработки материалов и технологии машиностроения / Под общ. ред. Ф.В. Новикова и А.В. Якимова. В десяти томах. – Т. 1. "Механика резания материалов" – Одесса: ОНПУ, 2002. – 580 с. 4. Теоретические основы резания и шлифования материалов: Учеб. пособие / А.В. Якимов, Ф.В. Новиков, Г.В. Новиков, Б.С. Серов, А.А. Якимов. – Одесса: ОГПУ, 1999. – 450 с.

Поступила в редколлегию 02.09.2010

Г.В. НОВИКОВ, канд. техн. наук;

М.В. ЛУЦАН, инж.;

В.И. ПОЛЯНСКИЙ инж., Научный центр НТК "Эльбор", г. Харьков

РАСЧЕТ НАПРЯЖЕНИЙ, ВОЗНИКАЮЩИХ В ЗОНЕ РЕЗАНИЯ

Произведен расчет напряжений, возникающих в зоне резания, что позволило уточнить условия стружкообразования и обосновать основные пути уменьшения энергоемкости механической обработки

The calculation of the stresses arising in the cutting zone, which allowed to specify the conditions to justify the chip and the main ways of reducing the energy intensity of mechanical treatment

Введение и постановка задачи. Несмотря на большое количество публикаций, посвященных раскрытию физической сути процесса резания и обоснованию условий уменьшения его силовой и тепловой напряженности [1, 2, 3], данные вопросы в полной мере не решены и требуют дальнейших исследований. В особой мере это относится к расчету напряжений, возникающих в зоне резания, и установлению условий стружкообразования, которые в конечном счете определяют силы и температуру резания, энергоемкость обработки и качество обрабатываемых поверхностей. В связи с этим целью настоящей работы является определение напряженного состояния зоны резания, уточнение условий стружкообразования и на этой основе обоснование путей уменьшения энергоемкости обработки.

Материалы и результаты исследований. Проблема снижения энергоемкости обработки занимает особое место в теории резания материалов [4]. Она неразрывно связана с изучением условий стружкообразования при резании и определением условного угла сдвига материала β (рис. 1). Доказано, что чем больше этот угол, тем меньше энергоемкость обработки и выше эффективность процесса резания: меньше силы и температура резания, выше качество обработки и стойкость режущего инструмента. Для определения угла сдвига материала β еще в 1870 году профессором Зворыкиным К.А. предложена аналитическая зависимость, которая не утратила своей значимости и в настоящее время

$$\beta = 45^\circ + \frac{\gamma - \psi}{2}, \quad (1)$$

где γ – передний (положительный) угол инструмента; ψ – условный угол трения образующейся стружки с передней поверхностью инструмента ($\operatorname{tg} \psi = f$ – коэффициент трения).

Данная зависимость получена из условия действия на вершине резца сосредоточенной силы резания P (рис. 1), которая вызывает в плоскости ОА наибольшие касательные напряжения и сдвиг элементарных объемов срезае-

мого материала, что приводит к процессу стружкообразования. Нетрудно видеть, что данная схема стружкообразования справедлива при обработке относительно хрупких материалов (например, чугунов), когда не образуется длинная сливная стружка, характерная для процесса резания пластичных материалов (сталей, цветных металлов и т.д.). При условии значительного контакта образующейся стружки с передней поверхностью инструмента необходимо силу резания рассматривать в виде распределенной нагрузки. Для этого воспользуемся фундаментальным решением теории упругости [5] для расчета напряжений в определенной точке от действия силы P на границе полуплоскости: $\sigma_r = -\frac{2 \cdot P \cdot \cos \theta}{\pi \cdot r}$, $\sigma_\theta = 0$, $\tau_{r\theta} = 0$, где σ_r , σ_θ , $\tau_{r\theta}$ – нормальные компоненты напряжений в радиальном и окружном направлениях, касательная компонента напряжений; r – радиус; θ – угол.

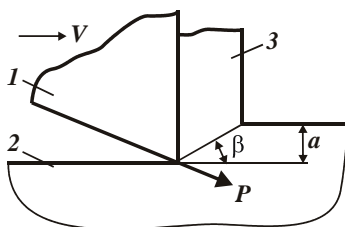


Рисунок 1 – Схема расчета условного угла сдвига материала β : 1 – резец; 2 – обрабатываемый материал; 3 – образующаяся стружка (a – толщина среза; V – скорость резания)

Используя приведенное выше решение, произведем расчет касательных напряжений τ в зоне резания с учетом распределенной нагрузки, действующей на передней поверхности инструмента. Предположим, что радиальная q и тангенциальная F распределенные нагрузки определяют силовое воздействие резца на обрабатываемый материал в процессе резания. В нашей работе [6] получены аналитические зависимости для определения касательного напряжения τ , возникающего в зоне резания от действия распределенных нагрузок q и F . Используя эти зависимости, на рис. 2, б,в,г приведены рассчитанные с помощью системы Mathcad 2000 поля напряжений (в виде линий одинаковых значений τ/q), возникающие в зоне стружкообразования при резании, с учетом трения на передней поверхности инструмента для различных значений коэффициента трения на передней поверхности резца $f = F/q$. Для сравнения на рис. 2,а показано поле напряжений (в виде линий одинаковых значений τ/q) для случая $f = 0$.

Как видно, в случае $f = 0$ линии одинаковых значений τ/q принимает форму окружностей, исходящих из конечных точек зоны контакта обрабаты-

ваемого материала (образующейся стружки) с передней поверхностью резца. Чем больше диаметр окружности, тем меньше значения τ/q . В пределе, т.е. на бесконечном удалении от зоны контакта обрабатываемого материала с резцом, $\tau/q \rightarrow 0$. Наибольшие значения τ/q достигаются вдоль окружности с диаметром, равным длине контакта образующейся стружки с передней поверхностью резца. Внутри данной окружности (так же как и снаружи) значения τ/q меньше. Это указывает на то, что наиболее вероятно разрушение обрабатываемого материала вдоль данной окружности. Соответственно, условный угол сдвига материала β будет определяться соотношением толщины среза и длины контакта образующейся стружки с передней поверхностью резца (равной диаметру окружности одинаковых значений τ/q).

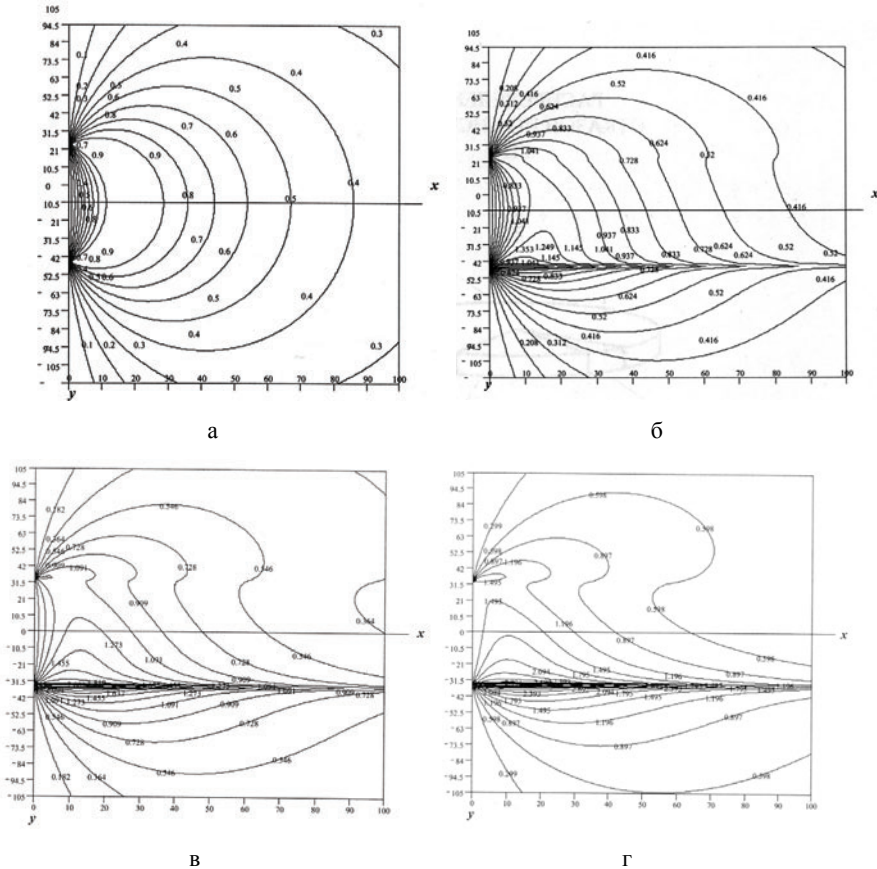


Рисунок 2 – Положения линий одинаковых значений τ/q при $f=0$ (а), $f=0,1$ (б); $f=0,4$ (в); $f=0,6$ (г)

С увеличением коэффициента трения на передней поверхности резца $f > 0$ окружности одинаковых значений τ/q трансформируются в более сложные кривые, вытянутые вдоль горизонтальной линии, проходящей через вершину резца. Следовательно, наибольшие касательные напряжения будут достигаться в направлении движения инструмента и поэтому с физической точки зрения сдвиг обрабатываемого материала возможен лишь в данном направлении. В этом случае, очевидно, условный угол сдвига материала β следует рассматривать равным нулю, что существенно затрудняет процесс стружкообразования. Однако, реально образование стружки будет происходить и в этом случае, но при небольшом угле β и с высокой энергоемкостью обработки. Собственно этим можно объяснить то, что при обработке пластичных материалов (например, меди и латуни), как установлено экспериментально, условный угол сдвига материала β принимает весьма малые значения – на уровне $3-6^{\circ}$. Процесс резания происходит с высокой энергоемкостью, что приводит к увеличению сил и температуры резания, снижению качества обрабатываемых поверхностей.

Исходя из приведенных на рисунках графиков, уменьшить энергоемкость обработки можно при условии реализации максимальных касательных напряжений не в направлении движения инструмента, а под некоторым углом, например, равным положительному переднему углу резца $\gamma > 0$. Это будет соответствовать как бы повороту против часовой стрелки на угол γ приведенных на рисунках графиков. Тогда сдвиг обрабатываемого материала будет происходить вдоль линии, расположенной под углом γ к направлению движения инструмента, а это приведет к увеличению условного угла сдвига материала β и соответственно уменьшению энергоемкости обработки. Очевидно, чем больше передний угол инструмента γ , тем больше будет угол β и меньше энергоемкость обработки.

Следовательно, применяя инструменты с положительным передним углом можно принципиально изменить характер распределения касательных напряжений в зоне резания и обеспечить оптимальные условия для стружкообразования, уменьшить силовую и тепловую напряженность процесса резания, что хорошо согласуется с многолетней практикой обработки металлов резанием. Реальные значения условного угла сдвига материала β в этом случае могут быть как меньше, так и больше положительного переднего угла инструмента γ . Все будет зависеть от физико-механических свойств обрабатываемого материала и интенсивности трения образующейся стружки с передней поверхностью инструмента. Однако главным фактором, определяющим угол β , будет угол γ , т.к. именно он определяет направление действия максимальных касательных напряжений и соответственно направление разрушения (сдвига) обрабатываемого материала.

Такой же характер распределения касательных напряжений будет возникать и в режущем инструменте в процессе обработки. С учетом трения на передней поверхности инструмента наибольшие касательные напряжения будут достигаться в сечении, удаленном от вершины инструмента на величину, равную длине его контакта со стружкой. В данном сечении наиболее вероятно разрушение инструмента, что хорошо согласуется с экспериментальными данными, например, полученными нами при исследовании процесса создания (обработки) на торцевой поверхности цилиндрической детали кольцевой канавки специальным канавочным резцом из твердого сплава ВК6М. Установлено, что при этом инструменты выходят из строя в результате разрушения их режущей части. Причем, длина разрушенной части приблизительно равна длине контакта передней поверхности инструмента с образующейся стружкой, что соответствует полученному выше теоретическому решению и свидетельствует о его достоверности.

Полученные решения дополняют известные теоретические решения о характере протекания процесса стружкообразования при резании и о прочности режущих инструментов. Более глубокое понимание этих вопросов позволит научно обоснованно подойти к выбору оптимальных режимов резания и характеристик инструментов, включая их конструктивные параметры и физико-механические свойства инструментальных материалов, поскольку всевозрастающие требования к качеству и точности механической обработки предполагают изыскания новых технологических возможностей процесса резания.

Выводы. Таким образом, в работе приведена новая расчетная схема для определения полей напряжений в зоне стружкообразования при резании материалов с учетом действия на передней поверхности инструмента радиальной и тангенциальной распределенных нагрузок. Это позволило уточнить известные решения об определении условного угла сдвига материала и условиях стружкообразования, обосновать основные пути уменьшения энергоемкости механической обработки. Также научно обоснованы закономерности формирования напряжений в режущей части инструмента и определены условия их уменьшения.

Список литературы: 1. Грановский Г.И. Резание металлов: учебник / Г.И. Грановский, В.Г. Грановский – М.: Высшая школа, 1985. – 304 с. 2. Зорев Н.Н. Вопросы механики процесса резания металлов / Н.Н. Зорев. – М.: Машгиз, 1956. – 368 с. 3. Лоладзе Т.Н. Прочность и износостойкость режущего инструмента / Т.Н. Лоладзе. – М.: Машиностроение, 1982. – 320 с. 4. Бобров В.Ф. Основы теории резания металлов / В.Ф. Бобров. – М.: Машиностроение, 1975. – 343 с. 5. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. – Редакция физико-математической литературы. Изд. “Наука”. – 1975. – 576 с. 6. Физико-математическая теория процессов обработки материалов и технологии машиностроения / Под общ. ред. Ф.В. Новикова и А.В. Якимова. В десяти томах. – Т. 1. “Механика резания материалов” – Одесса: ОНПУ, 2002. – 580 с.

Поступила в редколлегию 20.09.2010

А.Н. КОВАЛЬЧУК, канд. техн. наук;
В.В. НЕЖЕБОВСКИЙ, инж., ОАО ХМЗ "Свет шахтера", г. Харьков

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ ПРИ ЗУБОШЛИФОВАНИИ ПО ТЕМПЕРАТУРНОМУ КРИТЕРИЮ

Предложен теоретический подход к оптимизации параметров режимов резания при зубошлифовании по температурному критерию. Даны практические рекомендации

The theoretical approach to optimizing the parameters of the cutting at zuboshlifo-Vania on temperature criteria. Practical recommendations

Одним из основных недостатков процесса шлифования является высокая вероятность образования на обрабатываемых поверхностях прижогов и других температурных дефектов, снижающих эксплуатационные свойства обработанной детали [1,2,3]. Существует множество технологических приемов, исключающих образование температурных дефектов. Однако на практике ограничиваются в основном снижением режимов резания, что ведет к уменьшению производительности обработки. Поэтому важно знать оптимальные условия обработки, позволяющие обеспечить требуемую температуру шлифования и максимально возможную производительность обработки. В связи с этим, целью работы является оптимизация параметров режимов резания при зубошлифовании по температурному критерию.

В основу решения положена аналитическая зависимость для определения температуры резания при шлифовании торцом круга [4]:

$$\theta = \sigma \cdot \sqrt{\frac{2}{c \cdot \rho \cdot \lambda} \cdot \frac{t}{B} \cdot Q_{y0}}, \quad (1)$$

где σ – условное напряжение резания, Н/м²; τ – время обработки, с; c – удельная теплоемкость материала, Дж/(кг·К); ρ – плотность материала, кг/м³; λ – коэффициент теплопроводности материала, Вт/м·К; B – длина контакта круга с материалом (длина теплового источника), м; $Q_{y0} = t \cdot V_{dem}$ – удельная производительность обработки, м³/(с·м); t – глубина шлифования, м; V_{dem} – скорость детали, м/с.

Как видно, уменьшить θ при одной производительности обработки можно уменьшением t , т.е. увеличивая количество проходов круга при семе заданного припуска P . Однако, как известно, с увеличением количества проходов возрастает доля вспомогательного времени, связанного с реверсированием стола станка. Поэтому должно быть оптимальное количество проходов круга n , при котором штучное время обработки принимает минимальное значение. Для решения оптимизационной задачи в качестве целевой функции рассмотрим

штучное время обработки $T_{шт}$, представляя его как сумму основного $T_{осн}$ и вспомогательного $T_{всп}$ времени обработки на операции зубошлифования (рис. 1):

$$T_{шт} = T_{осн} + T_{всп} = 2 \cdot z \cdot n \cdot k \cdot (\tau_{осн} + \tau_{всп}), \quad (2)$$

где $T_{осн} = 2 \cdot z \cdot n \cdot k \cdot \tau_{осн}$; $T_{всп} = 2 \cdot z \cdot n \cdot k \cdot \tau_{всп}$; z – количество зубьев; k – количество

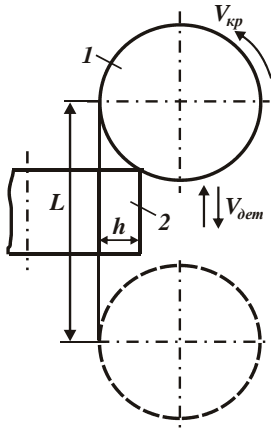


Рисунок 1 – Расчетная схема зубошлифования:
1 – круг; 2 – зубчатое колесо (h – ширина контакта круга с обрабатываемым зубом; $V_{кр}$ – скорость круга)

двойных возвратно-поступательных движений круга вдоль обрабатываемого зуба за один проход; $\tau_{осн} = L/V_{дем}$ и $\tau_{всп}$ – основное и вспомогательное время обработки за один двойной ход круга, с; L – длина продольного хода круга, м.

Коэффициент 2 в зависимости (2) учитывает обработку зуба с двух сторон. Скорость детали $V_{дем}$ установим из условия обеспечения заданной температуры шлифования θ на основе зависимости (1). Разрешая зависимость (1) с учетом $t = \Pi/n$, имеем

$$V_{дем} = \left(\frac{\theta}{\sigma}\right)^2 \cdot \frac{c \cdot \rho \cdot \lambda}{2} \cdot \frac{B \cdot n^2}{\Pi^2}. \quad (3)$$

Подставим зависимость (3) в (2):

$$T_{шт} = 2 \cdot z \cdot k \cdot \left[\left(\frac{\sigma}{\theta}\right)^2 \cdot \frac{2}{c \cdot \rho \cdot \lambda} \cdot \frac{\Pi^2 \cdot L}{n \cdot B} + \tau_{всп} \cdot n \right]. \quad (4)$$

Как видно, количество проходов круга n неоднозначно влияет на $T_{шт}$, т.к. первое слагаемое зависимости, определяющее $\tau_{осн}$, уменьшается, а второе слагаемое, определяющее $\tau_{всп}$, увеличивается (рис. 2,а). В результате имеет место экстремум функции $T_{шт}$ от n (рис. 2,б). Подчиняя зависимость (4) необходимому условию экстремума $T'_{шт,n} = 0$, установлено экстремальное значение $n_{экстр}$:

$$n_{экстр} = \frac{\sigma}{\theta} \cdot \Pi \cdot \sqrt{\frac{2}{c \cdot \rho \cdot \lambda} \cdot \frac{L}{B \cdot \tau_{всп}}}. \quad (5)$$

Поскольку $T''_{шт,n} > 0$, то в точке экстремума имеет место минимум функции $T_{шт}$. Подставляя зависимость (5) в (4), определим минимальное значение $T_{шт}$:

$$T_{ум,мин} = 2 \cdot z \cdot k \cdot n_{экстр} \cdot (\tau_{всп} + \tau_{осн}) = 4 \cdot z \cdot k \cdot \frac{\sigma}{\theta} \cdot \Pi \cdot \sqrt{\frac{2}{c \cdot \rho \cdot \lambda} \cdot \frac{L}{B} \cdot \tau_{всп}} \cdot (6)$$

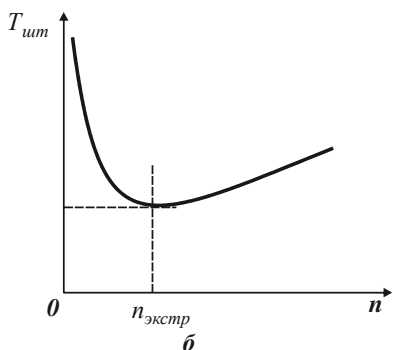
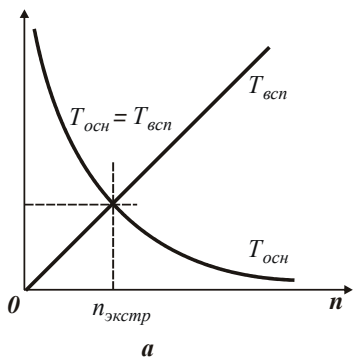


Рисунок 2 – Характер изменения функции $T_{осн}$, $T_{всп}$ (а) и $T_{ум}$ (б) от количества проходов круга n

$n_{экстр}$, определяемое зависимостью (5):

$$T_{ум} = 2 \cdot z \cdot k \cdot \tau_{всп} \cdot \left(\frac{n_{экстр}^2}{n} + n \right) = 2 \cdot z \cdot k \cdot \tau_{всп} \cdot \gamma, \quad (7)$$

где $\gamma = \left(\frac{n_{экстр}^2}{n} + n \right)$ – безразмерная величина.

На рис. 3 приведены расчетные значения безразмерной величины γ в зависимости от количества проходов круга n для различных $n_{экстр}$. Как видно, с увеличением n безразмерная величина γ изменяется по экстремальной зависимости, проходя точку минимума. Чем больше $n_{экстр}$, тем больше безразмерная

Как видно, первое и второе слагаемые (6) равны, т.е. равны основное $\tau_{осн}$ и вспомогательное $\tau_{всп}$ время обработки. Уменьшить $T_{ум,мин}$ можно уменьшением σ , Π , L , $\tau_{всп}$ и увеличением θ и B . Причем, наибольший эффект достигается от уменьшения σ и Π при заданной температуре шлифования θ . Параметры L , B и $T_{всп}$ влияют на $T_{ум,мин}$ в меньшей степени.

Подставляя зависимость (5) в (3), определим экстремальное значение $V_{дет} = L / \tau_{всп}$. В данном случае $V_{дет}$ тем больше, чем больше L и меньше $\tau_{всп}$. Как видно, $V_{дет}$ не зависит от σ и θ . Варьируя параметрами L и $\tau_{всп}$, можно в широких пределах изменять скорость детали $V_{дет}$, а соответственно количество проходов n и глубину шлифования t .

Преобразуем зависимость (4) к виду, удобному для анализа. Для этого выразим первое слагаемое зависимости через

величина γ , а минимум величины γ смещается в область больших значений n .

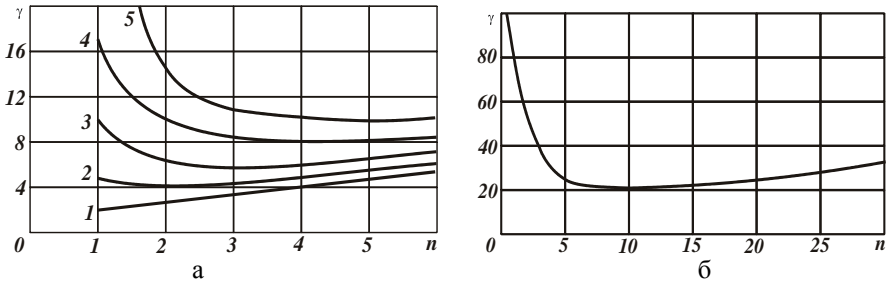


Рисунок 3 – Зависимость безразмерной величины γ от количества проходов круга n : а – 1; ...; 5 – $n_{экстр} = 1$; ...; 5; б – $n_{экстр} = 10$

Из зависимости (7) следует, что при $n < n_{экстр}$ первое слагаемое больше второго. Поэтому основное время обработки больше вспомогательного времени $\tau_{всп}$. При условии $n > n_{экстр}$, наоборот, основное время обработки меньше вспомогательного времени $\tau_{всп}$. При условии $n = n_{экстр}$ основное время обработки равно вспомогательному времени обработки $\tau_{всп}$.

Используя полученные зависимости, произведем расчет оптимальных условий обработки применительно к плоскому шлифованию твердого сплава ВК8 торцом круга. Исходные данные для расчетов: $\rho = 14,5 \cdot 10^3$ кг/м³; $c = 40$ кал/(кг·град); $\lambda = 14$ кал/(м·с·град); $\sigma = 10^5$ Н/мм²; $\theta = 1000^\circ\text{C}$; $P = 0,4$ мм; $L = 100$ мм; $B = 30$ мм; $\tau_{всп} = 1$ с. Подставляя исходные данные в зависимости (5), (3) и $t = P/n$, получено: $n_{экстр} = 9$; $V_{дет} = 6$ м/мин; $t = 0,045$ мм. При шлифовании сталей условное напряжение резания σ будет, естественно, меньше, поэтому будет меньше количество проходов круга n и больше глубина шлифования t .

Из рис. 3,б (для $n_{экстр} = 10$) следует, что γ не столь существенно изменяется в диапазоне $n = 5 \dots 20$. Следовательно, съем припуска (для $n_{экстр} = 10$) фактически с одинаковой производительностью обработки можно производить за 4 – 20 проходов круга (для $n = 4$ имеем $t = 0,1$ мм). Это свидетельствует об эффективности съема припуска за небольшое количество проходов круга.

Список литературы: 1. Якимов А.В. Оптимизация процесса шлифования / А.В. Якимов. – М.: Машиностроение, 1975. – 175 с. 2. Резников А.Н. Теплофизика процессов механической обработки материалов / А.Н. Резников. – М.: Машиностроение, 1981. – 279 с. 3. Физико-математическая теория процессов обработки материалов и технологии машиностроения / Под общ. ред. Ф.В. Новикова и А.В. Якимова. В десяти томах. – Т. 2. "Теплофизика резания материалов" – Одесса: ОНПУ, 2003. – 625 с. 4. Новиков Ф.В. Оптимизация параметров режима шлифования зубчатых колес / Ф.В. Новиков, В. В. Нежебовский // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2010.- Вып.12.- С.56-62.

Поступила в редколлегию 20.09.2010

Ф.В. НОВИКОВ, д-р техн. наук, ХНЭУ, г. Харьков
В.А. АНДИЛАХАЙ, асп., ПГТУ, г. Мариуполь

УСЛОВИЯ ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И ТОЧНОСТИ ОБРАБОТКИ НА ОПЕРАЦИЯХ ШЛИФОВАНИЯ

В работе теоретически обоснованы закономерности изменения упругих перемещений в технологической системе при шлифовании и определены условия повышения производительности и точности обработки

The paper theoretically grounded regularities of change of elastic displacements in the technological system for grinding and the conditions for increasing productivity and accuracy of processing

При шлифовании контактных поверхностей (изготовленных из износостойких наплавочных материалов) конусов и чаш диаметром 5 м засыпных аппаратов доменных печей постоянно возникают сложные задачи по обеспечению высоких показателей качества и точности обработки [1]. Это связано прежде всего со съемом неравномерного припуска (составляющего 3–7 мм), а также с высокой твердостью наплавочного материала HRC 57 и его плохой обрабатываемостью. В результате резко увеличивается трудоемкость обработки, т.к. для обеспечения заданной точности формы обрабатываемой поверхности (погрешность – в пределах 10 мкм) необходимо производить длительное выхаживание в связи с возникающими в технологической системе упругими перемещениями [2, 3]. Это требует изыскания новых технологических возможностей повышения эффективности шлифования. Цель работы – обоснование условий повышения точности и производительности обработки при круглом наружном шлифовании крупногабаритных изделий металлургического назначения, контактные поверхности которых выполнены из износостойкого наплавочного материала.

Для решения поставленной задачи воспользуемся результатами исследований, приведенных в работе [4]. Установлено, что величина упругого перемещения y , возникающего в технологической системе, при шлифовании по жесткой схеме и при выхаживании описывается соответственно зависимостями

$$y = y_{ycm} \cdot \left(1 - e^{-\frac{n}{B_1}} \right), \quad (1)$$

$$y = y_0 \cdot e^{-\frac{n}{B_1}}, \quad (2)$$

где n – количество проходов круга; $y_{ycm} = B_1 \cdot t$ – величина упругого перемещения, возникающего в технологической системе в установившемся во времени процессе шлифования, м; t – номинальная глубина шлифования, м;

$B_1 = \frac{\sigma \cdot H \cdot V_{\text{дем}}}{c \cdot K_{\text{и}} \cdot V_{\text{кр}}}$ – безразмерный параметр; $K_{\text{и}} = P_z / P_y$ – коэффициент шлифования; P_y, P_z – радиальная и тангенциальная составляющие силы резания, Н; σ – условное напряжение резания, Н/м²; c – приведенная жесткость технологической системы, Н/м; H – ширина шлифования, м; $V_{\text{дем}}, V_{\text{кр}}$ – скорости детали и круга, м/с.

Как видно, с увеличением количества проходов n величина упругого перемещения y в первом случае увеличивается, а во втором случае уменьшается. Поэтому, очевидно, уменьшить величину y и тем самым повысить точность обработки можно применением схемы выхаживания. Из зависимости (2) следует, что чем меньше параметр B_1 , тем меньше величина y и тем меньше необходимо проходов n для обеспечения заданного значения y .

Уменьшить B_1 можно уменьшением $V_{\text{дем}}$ при заданной ширине шлифования H . Поэтому уменьшая $V_{\text{дем}}$, появляется возможность уменьшения n при заданном значении y . В этом плане многопроходное и однопроходное (глубинное) шлифование равносильны. Рассмотрим случай однопроходного шлифования ($n=1$; $y_0 = t$). Тогда зависимости (1) и (2) примут вид

$$y = y_{\text{ycm}} \cdot \left(1 - e^{-\frac{1}{B_1}} \right), \quad (3)$$

$$y = t \cdot e^{-\frac{1}{B_1}}. \quad (4)$$

Если зависимость (3) разделить на параметр B_1 , то с учетом $y = B_1 \cdot t_\phi$ и $y = t - t_\phi$ (где t_ϕ – фактическая глубина шлифования, м) получим зависимость $t \cdot e^{-\frac{1}{B_1}} = t - t_\phi$. Соответственно, $y = t \cdot e^{-\frac{1}{B_1}}$.

В результате пришли к зависимости (4). Следовательно, зависимости (3) и (4) описывают один и тот же процесс обработки, т.е. с физической точки зрения при однопроходном шлифовании жесткая схема и схема выхаживания равнозначны. Это обусловлено тем, что для двух схем закономерности формирования величины y подчиняются начальной зависимости $y = B_1 \cdot t_\phi$.

Необходимо отметить, что зависимости (1) и (2) получены на основе решения уравнения баланса перемещений в технологической системе, составленного в форме интегрального уравнения [4]. В случае однопроходного шлифования ($n=1$) задачу определения величины упругого перемещения y можно упростить, рассматривая уравнение баланса в виде $y = B_1 \cdot (t - y)$.

Разрешая его относительно величины y , получим

$$y = \frac{t}{\left(1 + \frac{1}{B_1}\right)}. \quad (5)$$

Сравнивая зависимость (5) с аналогичными зависимостями (3) и (4), видно, что во всех случаях величина y определяется лишь параметром B_1 . С увеличением B_1 величина y увеличивается. Исходя из таблицы, рассчитанные по зависимостям (4) и (5) значения y/t отличаются незначительно. С увеличением n отношение $y/t \rightarrow 1$. Следовательно, практически с одинаковой точностью расчет y можно производить по зависимостям (3), (4) и (5).

Таблица

Расчетные значения y/t

B_1	2	4	6	10	20	100
Зависимость (4)	0,61	0,78	0,852	0,905	0,95	0,99
Зависимость (5)	0,666	0,8	0,857	0,91	0,95	0,99

Установим наименьшее основное время обработки τ при съеме припуска величиной $\Pi = y_0$ по схеме выхаживания при плоском шлифовании с учетом ограничения по точности размера обрабатываемой поверхности, определяемой величиной y . В общем случае $\tau = n \cdot \tau_0$, где $\tau_0 = L/V_{\text{дем}}$ – время одного продольного хода круга, с; L – длина продольного хода круга, м.

Разрешим зависимость (2) относительно n :

$$n = \frac{\sigma \cdot H \cdot V_{\text{дем}} \cdot \ln \frac{y_0}{y}}{c \cdot K_{\text{ш}} \cdot V_{\text{кр}}}. \quad (6)$$

Тогда

$$\tau = \frac{\sigma \cdot H \cdot L}{c \cdot K_{\text{ш}} \cdot V_{\text{кр}}} \cdot \ln \frac{y_0}{y}. \quad (7)$$

Время τ однозначно определяется входящими в зависимость (7) параметрами. При невозможности создания в технологической системе натяга $y_0 = \Pi$, съем припуска удаляется за счет создания в системе периодических натягов, кратных снимаемому припуску. Тогда основное время обработки T равно:

$$T = \frac{\Pi}{y_0} \cdot \tau = \frac{\Pi}{y_0} \cdot \frac{\sigma \cdot H \cdot L}{c \cdot K_{\text{ш}} \cdot V_{\text{кр}}} \cdot \ln \frac{y_0}{y}. \quad (8)$$

Как видно, время T неоднозначно зависит от величины начального натяга y_0 , т.е. существует экстремум функции T от y_0 . Для его определения подчиним зависимость (8) необходимому условию экстремума $T'_{y_0} = 0$. В результате установлено экстремальное значение $y_0 = e \cdot y$, где $e \approx 2,72$.

Доказано, что в точке экстремума $T''_{y_0} < 0$. Следовательно, имеет место максимум функции T (рисунок). Максимальное значение T равно

$$T_{max} = \frac{\Pi}{e \cdot y} \cdot \frac{\sigma \cdot H \cdot L}{c \cdot K_{ш} \cdot V_{кр}}. \quad (9)$$

Соответственно, наименьшие значения основного времени обработки T при $y_0 = \Pi$ и $y_0 = y$ равны

$$T(y_0 = \Pi) = \frac{\sigma \cdot H \cdot L}{c \cdot K_{ш} \cdot V_{кр}} \cdot \ln \frac{\Pi}{y}; \quad T(y_0 = y) = 0. \quad (10)$$

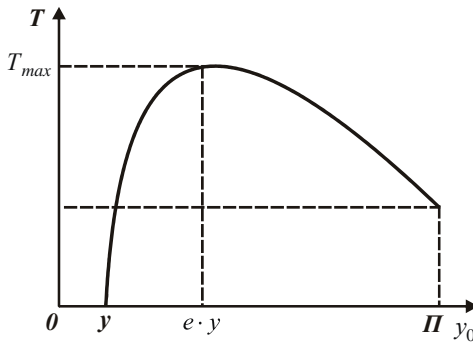


Рисунок – Зависимость T от y_0 .

Таким образом установлено, что уменьшить основное время обработки T можно за счет реализации левой и правой ветвей зависимости $T - y_0$ (рисунок). Причем, реализация левой ветви зависимости позволяет более существенно уменьшить T , т.к. в этом случае $T \rightarrow 0$. Это указывает на эффективность обработки с пульсирующей радиальной подачей, что согласуется с практикой шлифования. Одна-

ко реализовать в полной мере данный эффект обработки сложно в связи с относительно небольшой величиной y , определяющей погрешность обработки и устанавливаемой, как правило, в пределах 10 мкм. Поэтому более предпочтительным вариантом уменьшения T следует рассматривать случай $y_0 > e \cdot y$, реализующий правую ветвь зависимости $T - y_0$. Скорость детали $V_{дем}$ при этом необходимо устанавливать в соответствии с зависимостью (2) для заданных значений y_0 / y и n .

Список литературы: 1. Рыбицкий В.А. Опыт внедрения алмазного шлифования деталей с защитными покрытиями / В.А. Рыбицкий – К.: Общество “Знание” УССР, 1987. – 23 с. 2. Лурье Г.Б. Прогрессивные методы круглого наружного шлифования / Г.Б. Лурье – Л.: Машиностроение, Ленинград. отд-ние, 1984. – 103 с. 3. Корчак С.Н. Прогрессивная технология и автоматизация круглого шлифования / С.Н. Корчак – М.: Машиностроение, 1968. – 108 с. 4. Новиков Ф.В. Оптимизация структуры и параметров операций шлифования плоских и внутренних цилиндрических поверхностей деталей / Ф.В. Новиков, Р.А. Бережной // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – 2010. – Вип. 101. – С. 28-39.

Поступила в редколлегию 20.09.2010

А.А. АНДИЛАХАЙ, канд. техн. наук, ПГТУ, г. Мариуполь

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ВОЗМОЖНОСТИ АБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ ЗАТОПЛЕННЫМИ СТРУЯМИ

В работе обоснованы технологические возможности перспективного метода отделочной обработки поверхностей воздушными струями, затопленными абразивной суспензией

We justify the technological possibilities of a promising method of finishing the formation-processing surfaces, air jets, submerged abrasive slurry

Отделочная обработка деталей зернистым абразивом, с подачей абразивной суспензии через сопла под высоким давлением широко применяется в машиностроении, оптико-механическом производстве, радио- и электротехнической промышленности [1–6]. Этот метод позволяет выполнять ряд трудоемких технологических операций, к которым относятся: удаление заусенцев, скругление острых кромок, очистка поверхностей деталей от окисной пленки, подготовка деталей под гальванические покрытия и др.

Основным недостатком этого метода обработки является интенсивный износ сопел, через которые прокачивается абразивная суспензия. Так, по данным различных источников стойкость сопел струйных аппаратов, изготовленных из закаленной стали, составляет 8–12 часов, из отбеленного чугуна – 16–25 часов, из твердого сплава – 40–50 часов. В связи с этим, определенный интерес представляет метод обработки с помощью струй сжатого воздуха, затопленных абразивной суспензией, так как при такой схеме обеспечивается сохранность (долговечность) сопел, подающих сжатый воздух.

Цель работы – обоснование технологических возможностей абразивной обработки деталей затопленными струями.

Сущность данного метода обработки заключается в том, что в рабочую камеру, содержащую свободно помещенные обрабатываемые детали и абразивную суспензию, подают сжатый воздух в виде струй, расположенных таким образом, чтобы достигались обработка и перемешивание деталей [7], а также обеспечивалась сохранность внутренних поверхностей рабочей камеры. Обеспечение равномерного перемешивания обрабатываемых деталей и всестороннее воздействие абразивных зерен на их поверхности является важнейшим условием достижения высоких положительных результатов. Эффективность процесса может быть утрачена из-за нарушения пропорций (баланса) между этими двумя факторами. Так, перемешивание, т.е. транспортировка деталей и абразивных зерен по замкнутой траектории внутри рабочей камеры с высокой скоростью противоречит условию достижения существенной разности скоростей между абразивными зернами и обрабатываемыми деталями. С другой стороны, интенсивное локальное воздействие абразивных зерен на обрабатываемые поверхности без должного перемешивания приведет к

искажению геометрической формы отдельных деталей и неравномерной обработке партии.

В процессе абразивной обработки затопленными струями деталей малой жесткости их геометрическая форма сохраняется благодаря тому, что усилия, возникающие при взаимодействии единичных абразивных зерен с деталями невелики. Вместе с тем, эти усилия должны быть достаточны для выполнения работы деформации в локальных объемах обрабатываемого материала. Поэтому наиболее предпочтительными для обработки являются детали, материал которых характеризуется относительно невысокими прочностными параметрами, например, многие сплавы на основе меди и алюминия. Особенно широкое применение находят детали, получаемые штамповкой из листовой латуни на предприятиях радио- и электротехнической промышленности, и детали из сплавов на основе алюминия, получаемые точением на предприятиях оптико-механического производства. Процесс перемешивания деталей обеспечивается струями сжатого воздуха и потока жидкости и зависит от ряда параметров, в том числе от массы, размеров, лобового сопротивления, плотности материала детали, диаметра сопел и давления сжатого воздуха. Необходимо отметить, что в связи с большим числом параметров определение максимально допустимой массы одновременно обрабатываемых деталей представляет определенную трудность.

Установлено, что процесс перемешивания деталей в значительной мере определяется их геометрической формой. Кромки плоских деталей подвергаются более интенсивной обработке, чем плоскости. Экспериментально установлено, что поверхности деталей разной массы в диапазоне 0,5–5 г при расходе сжатого воздуха 0,34 м³/мин подвергаются обработке неодинаково. Так, в диапазоне 0,5–2,5 г, когда отдельные детали сравнительно легко подхватываются струями, преимущественное воздействие абразивных зерен на кромке деталей четко выражены. С увеличением массы деталей от 2,5 до 5 г, когда детали при имеющихся условиях труднее перемешиваются, количество отпечатков увеличивается как на торцовых, так и на плоских поверхностях, при этом преобладание воздействия на какие-либо поверхности не проявляется.

Следы воздействия абразивных зерен на обрабатываемый материал чаще всего имеют форму царапин длиной 45–120 мкм и глубиной 2–6 мкм. В ряде случаев по кромкам царапин располагается вытесненный из них металл, имеющий форму валика высотой 0,5–5 мкм. На основе сопоставления следов абразивных зерен на образцах, которые обрабатывались в свободном состоянии и закрепленным относительно струи, а следовательно, с известным направлением воздействия, установлено, что абразивное зерно прочерчивает след, постепенно углубляющийся в металл, часто оканчивающийся валиком вытесненного металла. Единичные следы на образцах, обработанных в закрепленном и незакрепленном состояниях, идентичны и отличаются лишь размерами и направлением воздействия зерен.

Подсчетом количества следов абразивных зерен на поверхности полированных образцов определен процент следов, из которых удален металл. Эти следы составляют 4–5% от их общего числа.

Из кинограмм движения абразивных частиц и деталей установлено, что в воздушной струе, истекающей в жидкость, скорость абразивных зерен из карбида кремния зеленого (63С, 63П) и фарфоровых шариков диаметром 2,6 мм составляет 2,0–3,1 м/с, а скорость деталей из латуни ЛС 59-1 (габаритными размерами 10x25x1,5) – 1,4 м/с. Очевидно, что разность скоростей абразивной частицы и детали близка к начальной скорости внедрения и составляет от 0,6 до 2,0 м/с. Скорость абразивных зерен и деталей изменяется в указанных диапазонах по мере удаления от среза сопла.

Разработка и внедрение струйно-абразивных полуавтоматов в производство позволила полностью исключить ручной труд при зачистке труднообрабатываемых деталей, обеспечила снижение трудоемкости устранения заусенцев и скругления острых кромок на пластинах на 95%. Данная технология обеспечивает также двойной эффект обработки – удаление заусенцев и получение матовой поверхности на деталях за одну операцию.

Второй разновидностью использования метода абразивной обработки затопленными струями является обработка поверхностей проката, полосы, листа или проволоки. Схема устройства для удаления окалины, окисной пленки, получения матовой поверхности, обезжиривания и т. п. представлена на рис. 1.

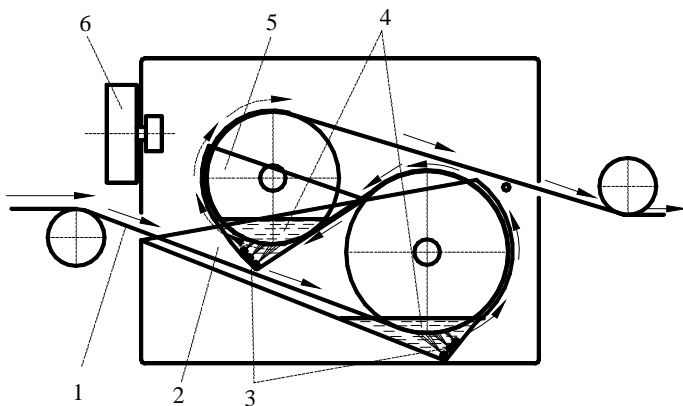


Рис. 1. Схема устройства для струйно-абразивной двусторонней очистки тонколистового проката затопленными струями: 1 – прокат; 2 – емкость с барабаном и абразивной суспензией для обработки нижней стороны проката; 3 – сопловые аппараты; 4 – абразивная суспензия; 5 - емкость с барабаном и абразивной суспензией для обработки противоположной стороны проката; очиститель воздуха

Основными достоинствами представленной схемы является сохранность каналов сопел, подающих сжатый воздух, а также многократное (циркуляционное) использование ограниченного количества абразивного порошка, содержащегося в абразивной суспензии. Особенностью процесса обработки является то, что вовлечение абразивных зерен из суспензии в струю сжатого воздуха и сообщение им кинетической энергии, достаточной для выполнения работы микрорезания, осуществляется за пределами сопла, начиная с незначительной скорости, близкой к скорости движения попутного потока суспензии. Исследован ряд разновидностей воздушных сопел (цилиндрических, расширяющихся, сужающихся, сверхзвуковых и др.) по критерию инжекции абразивных зерен в струю сжатого воздуха, затопленную абразивной суспензией. Оценка производилась по отпечаткам абразивных зерен на полированных металлических экранах. Наилучшие результаты получены при использовании сверхзвуковых сопел Лавала.

При воздействии воздушно-абразивной струи на поступательно движущуюся поверхность (в условиях прокатки) плотность и глубина следов абразивных зерен уменьшается от середины образующейся полосы к краям. Причем, рассеяние указанных показателей подчиняется закону нормального распределения Гаусса. В итоге можно получить равномерно обработанную сплошную поверхность.

Экспериментально установлено, что наиболее значимыми конструктивными и технологическими параметрами процесса, в наибольшей степени влияющими на производительность обработки, являются диаметр и количество сопел, подающих сжатый воздух в рабочую камеру, давление сжатого воздуха, расстояние от среза сопла до обрабатываемой поверхности, размер абразивного зерна, а также суммарная масса абразивного порошка. Таким образом показано, что метод обработки поверхностей струями сжатого воздуха, затопленными в абразивной суспензии, является наиболее перспективным методом отделочной обработки, обеспечивающим зачистку деталей малой жесткости и массой до 3 г.

Список литературы: 1. *Кремень З.И.* Турбоабразивная обработка деталей сложного профиля / *З.И. Кремень, М.Л. Миссарский, В.З. Гузель.* - М.: НИИмаш, 1987. - 53 с. 2. *Белецкий Д.Г.* Основные параметры безэжекционной гидроабразивной обработки / *Д.Г. Белецкий, В.Н. Жемчугов* // Вестник машиностроения, 1967, №5. - С. 53 – 56. 3. *Проволоцкий А.Е.* Струйно-абразивная обработка деталей машин / *А.Е. Проволоцкий* – К: Техника, 1989. - 177 с. 4. *Пазюк Е.И.* Современные установки и технология гидроабразивной обработки / *Е.И. Пазюк.* – Л.: Лениздат, 1953. - 175 с. 5. *Горбунов Б.И.* Процессы и оборудование абразивно-алмазной обработки // Межвузовский сборник научных трудов / Под редакцией *Б.И. Горбунова.* – М.: ВЗМИ, 1980, вып. 4. – 161 с. 6. *Наумов А.Л.* Беспыльная пескоструйная обработка / *А.Л. Наумов, В.В. Новгородцев* // Автомобильная промышленность. – 1991. – № 5. – С. 26 – 27. 7. *Андилахай А.А.* Абразивная обработка деталей затопленными струями / *А.А. Андилахай.* – Мариуполь: ПГТУ, 2006. – 190 с.

Поступила в редколлегию 15.09.2010

Э.С. ГЕВОРКЯН, д-р техн. наук, доц., УкрГАЖТ, г. Харьков;
Ю.Г. ГУЦАЛЕНКО, с. н. с., НТУ "ХПИ", г. Харьков

ОСОБЕННОСТИ И МЕСТО ЭЛЕКТРОКОНСОЛИДАЦИИ ПРЯМЫМ ДЕЙСТВИЕМ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА В СИСТЕМЕ МЕТОДОВ СУБМИКРО- И НАНОПОРОШКОВОГО СПЕКАНИЯ ПОД ДАВЛЕНИЕМ

Розглянуто особливості спікання кераміки електроконсолідацією порошкового середовища під тиском, що забезпечує отримання високощільних матеріалів, включно конкурентоспроможні інструментальні застосування. Визначено місце вітчизняної методичної і техніко-технологічної розробки у системі відомих підходів і реалізацій швидкісного спікання субмікро- та нанокристалічних порошків.

Features of ceramics sintering by electroconsolidation of powder composition under pressure that ensures obtaining of high-density materials including competitive abilities in tool applications are considered. Position of the domestic methodical and technical-technological development at the system of the known approaches and implementations of rapid sintering of sub micro and nanocrystalline powders is defined.

Введение. Актуальность совершенствования составов и технологий консолидации субмикро- и нанопорошков тугоплавких материалов инструментального назначения прежде всего определяется соперничеством в формировании высокопрочных и тонкодисперсных структур конечных продуктов, в единстве этих двух качеств и составляющих основу их физико-механических свойств и эксплуатационных показателей в готовых изделиях [1]. Наиболее эффективные и всеобъемлющие возможности в решении этих задач предоставляют методы порошковой металлургии.

Физико-химические основы традиционного спекания обычных порошков тугоплавких соединений подробно изучены [2]. В последние годы в Украине и за рубежом активно исследуются закономерности спекания нанопорошков, на металлической основе и неметаллических, в том числе тугоплавких соединений [3-5].

Развитие наноматериалов и нанотехнологий рассматривается не только с позиций новизны, сложности и масштабности стоящих перед национальными экономиками современных комплексных задач, но и в понимании непрерывного возрастания конкурентоспособной ответственности в условиях усиливающихся глобалистических тенденций в мировой экономике вообще и в ее химико-металлургическом и машиностроительном базисе в особенности [6-8]. В соответствии с шестым технологическим укладом экономику промышленно развитых стран отличает дальнейшая интеллектуализация во всех сферах, прежде всего в системе специально выделенных [9] ключевых nano-, bio-, info-, cogno- ориентиров, развитие в соответствии с первым из которых означает углубленное проникновение в материальное с выявлением, целена-

правленным реформированием и использованием открываемых новых уровней его потенциала.

Поэтому актуализация креативной роли нанопорошковой металлургии в решении современных задач наноструктурного материаловедения вообще и в особенности в отношении трудноспекаемых тугоплавких материалов следует перedовым мировым тенденциям развития науки и техники.

Тенденции и терминологическая обстановка. Одной из таких тенденций, на которую в своем современном развитии также опирается конструирование и производство инструментальной керамики, является интеграция знаний и технологий [10]. В этой связи и в контексте настоящего исследования мы выделим два аспекта.

Во-первых, оживлению в последние годы теоретического и практического интереса к достаточно исследованному процессу влияния электрического тока на спекание металлических порошков [11] способствует его комбинация с дополнительным механическим воздействием, например, импульсным [12], и, в особенности, прессованием [13].

Во-вторых, среди практикуемых в последнее время методов консолидации трудноспекаемых тугоплавких материалов (табл. 1, 2) повышенной эффективностью в получении высокоплотных (низкопористых) структур выделяются одновременно с приложением внешнего давления использующие нагрев полевым и прямым действием электрического тока, в американской и японской терминологической практике наиболее часто упоминаемые как, соответственно, технологии FAST (Field Activated Sintering Technic – активированная полем техника спекания) [16] и SPS (Spark Plasma Sintering – искровое плазменное спекание) [17]. Относительно короткий цикл спекания (обычно не более 5 мин.) обеспечивает незначительный рост зерна в продуктах этих технологий с повышенными скоростями нагрева.

А. Мукхопадхья и Б. Басу из Института технологий в Канпуре (Индия) в своем обстоятельном обзоре [15], объект внимания которого составили передовые технологии нанокерамики, выделяют два направления ближайшей перспективы их развития, причем активированное спекание (Activated Sintering) в обоих выступает как общий методологический концепт. Первое связывают с управлением фазовыми трансформациями объекта спекания под давлением, когда оптимизация давления и температуры консолидации может привести к получению нанокристаллической керамики с размерами зерен даже меньшими, чем в исходных порошках (в оригинале: "optimization of the consolidation pressure and temperature can lead to the production of *nanocrystalline ceramics with grain sizes, even smaller than those of starting powders*" – курсив Э.Г. и Ю.Г.). Это процессы поддерживаемой трансформацией консолидации, или в англоязычной аббревиатуре – ТАС (Transformation Assisted Consolidation).

Второе перспективное направление развития технологий нанокерамики авторы [15] связывают с активированным спеканием, идентифицируемым упомянутой нами выше аббревиатурой FAST. При этом авторы [15], как и в

дифференцированной терминологической практике [18], к которой мы подробнее обратимся ниже, отмечают, что FAST-метод известен под различными именами, такими как SPS (упомянутый нами выше в контексте обращения к [17]), PAS (Plasma Activated Sintering – активированное плазмой спекание) или PECS (Pulse Electric Current Sintering – спекание импульсным электрическим током) – в Японии, PPC (Plasma Pressure Compaction – Плазменное прессующее компактирование) – в США, IPEC (Instrumental Pulse Electrodischarge Consolidation – контролируемая импульсная электроразрядная консолидация) и Resistance / Spark Sintering under Pressure (спекание в условиях сопротивления искровым разрядом под давлением) – в Корее.

Таблица 1 – Характеристики технологий скоростного спекания субмикро- и нанокристаллических порошков по данным зарубежных исследований [14, 15]

Метод консолидации	Давление, ГПа (не более)	Температура, °С	Плотность изделий, %	Скорость нагрева, град/с	Время выдержки, с
Горячая изостатическая ковка (HIF)	1,0	1200–1500	95 и выше	10–20	120–300
Скоростное горячее изостатическое прессование (QHIP)	1,0	1500–2000	до 95	20–30	60–300
Спекание электрически активированным импульсным внешним полем (FAST/SPS)	0,06	не более 2200	95 и выше	20–30	180–300
Спекание прямым электронагревом переменным током (EC/FAPAS)	0,03	не более 3000	95 и выше	10–20	150–200
Компактирование с высокой энергией и скоростью (HEHR)	1,5	не более 3400	до 98	20-30	100–120
Спекание под сверхвысоким давлением (UPS)	26	не более 2000	94–98	3–4	300–600

Справедливость FAST-объединения в трактовках и [15], и [18] бесспорна ввиду неотъемлемого присутствия полевого действия электрического тока во всех его применениях и связанного с этим присутствием его активизирующего действия на среду непосредственного протекания и окружающую. В этой обобщенной связи дифференцирующие субопределения вариантов

FAST-технологий необходимы и особенно полезны, если они указывают на физико-техническую сущность, выделяющую тот или иной вариант среди других. Примерами таких, адекватно, на наш взгляд, подчеркивающих физико-технические особенности идентифицируемых технологических подходов, могут служить как раз содержания аббревиатур SPS и FAPAS в предметном контексте [18]. Однако, по нашему мнению, возможно было бы полезным в идентификационных анонсах электротехнологий подчеркивать также и характер используемого тока – постоянный (DC) или переменный (AC); уровень частотности напряжения и (или) уровень силы тока – особенно, если закладываются низкие или высокие характеристики этих параметров.

Таблица 2 – Сравнительные показатели известной зарубежной практики технологий электроконсолидации под давлением с типовыми альтернативами [14, 15]

Альтернативная технологическая концепция	Показатели альтернативной практики				Капитальные затраты
	Температурные возможности	Требуемое давление	Приемистость к задаче формообразования		
			По габариту изделия	По сложности формы изделия	
Горячее изостатическое прессование	Ниже, до 80 %	Намного выше, в 4-5 раз	Намного выше, в 6-7 раз	Сопоставима	Намного выше
Ускоренное объемное компактирование	Намного ниже, до 60 %	Более чем на порядок выше, ~в 12 раз	Выше, в 2 раза	Ниже	Выше

Последнее замечание особенно актуально в связи с отмечаемым [15] использованием высокочастотного электрического поля в технологиях микроволнового спекания, позитивно проявляющего себя и в неприсущей для него области металлических порошков, и, по известному механизму диэлектрических потерь, когда часть энергии переменного электрического поля преобразуется в теплоту при переполяризации диэлектрика [19], обеспечивающего энергичный нагрев и плотное компактирование порошков из нетокопроводных материалов с сохранением исходной наноструктуры. Скорость консолидации в этих технологиях может возрастать на несколько порядков по сравнению с традиционным спеканием (без FAST-активирования), чем, благодаря относительно короткому времени их осуществления, компенсируется более высокая энергоемкость. Как раз с повышенной интенсивностью токоподвода в основном и сопряжены известные сложности в организации практического и масштабного промышленного применения микроволновых технологий.

Теперь несколько подробнее остановимся на наиболее близкой к нам

французско-американской практике при участии родоначальника технологии FAST/SPS Калифорнийского университета [15], которой совместно развиваются и технологии SPS с использованием низкочастотного постоянного тока, и технологии FAPAS (Field Activated Pressure Assisted Synthesis – активированный полем поддержанный давлением синтез) с использованием переменного тока промышленной частоты [18], рис. 1. Эти технологии в аппаратной организации [18] работают на близких частотах, соответственно ок. 72 и 60 Гц, рис. 2. Очевидно, что низкочастотность переменного тока повышает вероятность электроразрядного высвобождения электромагнитной энергии в более долговременных полупериодах прямой и обратной полярности в сравнении с высокочастотным генерированием и, следовательно, роль искровой плазмы в спекании прессуемых порошков.

В предвидении возможных сомнений в целесообразности выделения в отдельное рассмотрение искровых эффектов в электрических контактах интервенции электрического тока в консолидируемые порошковые среды, обратимся здесь к известной исторической аналогии продвижения на советском рынке ставших прямым конкурентом традиционной электрохимической финишной инженерии труднообрабатываемых токопроводных поверхностей техники и технологий алмазно-искрового шлифования [20], разработанных в том числе [21] с участием одного из авторов этой статьи в 1970-ые годы Харьковским политехническим институтом совместно с российским Экспериментальным научно-исследовательским институтом металлорежущих станков по инициативе первого. До этой разработки роль электроразрядного массопереноса в комплексе электрофизикохимических механизмов формирования анодных поверхностей электрохимическим шлифованием хотя и попала в поле зрения многих исследователей, а некоторыми из них признавалась даже определяющей, но все же, как правило, оставалась как бы в тени классического электрохимического подхода. Тем не менее, экономические интересы вместе с экологической привлекательностью нового процесса выдвинули его, причем в государственном масштабе [22], в положение стратегически предпочтительной альтернативы. Этот собственный опыт [23] помогает нам во внимательном рассмотрении электроразрядного потенциала и альтернативных технологий электроконсолидации.

При углубленном рассмотрении терминологического аспекта [18] все же обращает на себя внимание вряд ли оправданная подмена адекватно отражающего основное содержание описываемого процессирования понятия "спекание" ("sintering") более широким (и оттого менее ясным) понятием "синтез" ("synthesis") в FAPAS-ветви FAST-семейства, что, по нашему мнению, свидетельствует о назревшей необходимости международной унификации терминологии в предметной области методов электроконсолидации порошков в технологиях керамики.

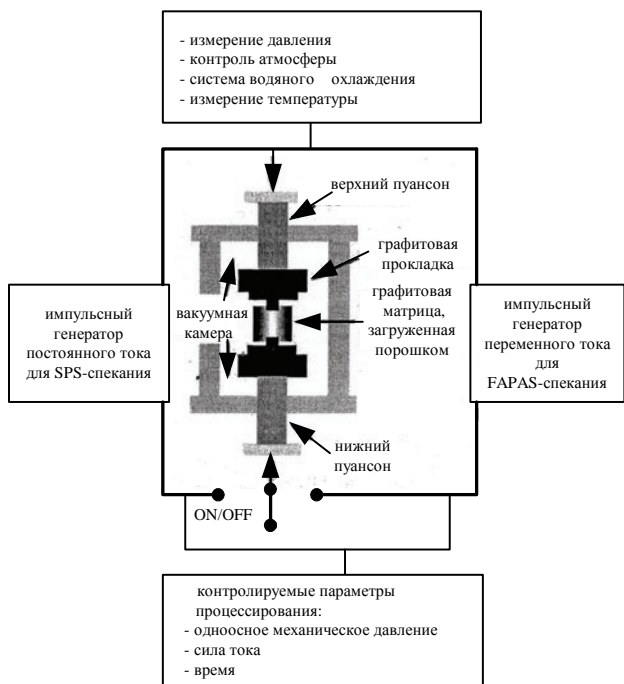


Рисунок 1 – Общая схематизация устройства для горячего вакуумного прессования в SPS и FAPAS альтернативах [18]

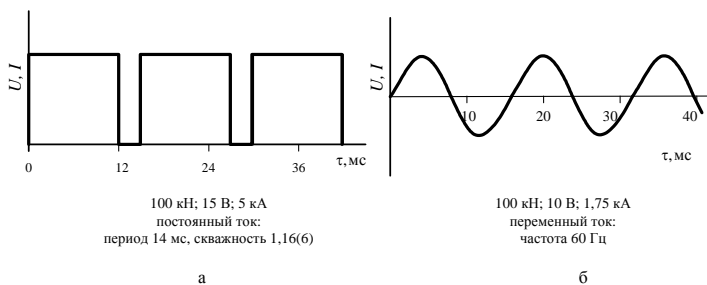


Рисунок 2 – SPS (а) и FAPAS (б) аппаратные характеристики (Дижон - Белфорт, Франция; Калифорния - Дэвис, США) [18]

Однако само по себе выделение FAPAS-технологий в самостоятельную ветвь FAST-семейства, особенно в расширенном применении, в том числе к порошкам микронного диапазона, на наш взгляд, является шагом правильным и своевременным. Это следует прежде всего из использования энергии переменного электрического тока, в традиционных представлениях макро- и даже микроуровня не ассоциируемого столь широко с электро-

разрядными эффектами, как это принято в эксплуатирующих постоянный электрический ток SPS-технологиях.

Наряду с этим, электроразрядные возможности в электрических цепях постоянного и переменного токов, нагруженных субмикро- и, особенно, нанопорошковым материалом, тем более и с рабочими напряжениями, и с частотами одного порядка, как это имеет место в практике [18], существенно сближаются, так как с уменьшением линейной размерности межчастичных электрических взаимодействий все в большей мере проявляются известные искровые эффекты электрических контактов [24].

Возможно, в обобщенном терминологическом плане, исходя из универсальности свойства электрического тока продуцировать поле вне зависимости от характера тока (постоянный или переменный, соответственно DC или AC в англоязычной аббревиатуре), FAST-технологии стоит сначала подразделить на содержательно ясные понятийные ветви FAST-DC и FAST-AC, среди возможного прочего соответственно подчиняющие принятое [18] SPS (в рамках FAST-DC) и FAPAS (в рамках FAST-AC) детерминирование.

Заключая свой краткий обзор современных технологических тенденций в производстве нанокерамики, представленный в интерьере и с элементами анализа сопутствующей терминологической обстановки, обратим внимание нашего читателя на тот бесспорный своей очевидностью факт, что наблюдаемое многообразие упоминаний электроразрядных эффектов в титульных определителях семейства частных версий FAST-технологий (IPEC, PAS, PPC, SPS и др.) обязано прежде всего бурному развитию интереса к субмикро- и нанокерамике в последние годы. С позиций электроразрядных эффектов получают объяснение и отдельные результаты спекания в работе с микронными порошками, не выделяемые ранее, – очистка межзеренных границ, например [25].

Далее обратимся к рассмотрению усиления роли электроразрядных эффектов в субмикро- и, особенно, нанотехнологиях в контексте размерного фактора, используя в этом рассмотрении классические физические каноны и известный экспериментальный опыт, в особенности данные прикладных электрофизических исследований.

Особенности электроконсолидации под давлением. Как известно [26-28], сущность концепции улучшения спекания и уменьшения роста зерен с повышением скоростей нагрева в производстве порошковой керамики состоит в опережающей рост зерен активации уплотнения и более энергичном его протекании. Использование этой тенденции наиболее актуально в работе с субмикро- и нанопорошками, когда формирование высокоплотной и тонкодисперсной структуры является центральной целевой функцией технологического обеспечения конкурентоспособных эксплуатационных характеристик конечного продукта [29-30], и особенно эффективно в комбинированных технологиях с использованием электроконсолидации [18, 31-34]. Об этом свидетельствует и наш опыт [14, 35-42], осуществленный с использованием специально разработанного устройства для горячего вакуумного прессования

с прямым электронагревом переменным током промышленной частоты, схематизация которого в рабочем исполнении харьковского украинского научно-производственного предприятия "Кермет-У" представлена на рис. 3.

Созданное в 1993 г. при участии специалистов Харьковского политехнического института и киевского Института сверхтвердых материалов, НПП "Кермет-У" сегодня является полигоном для испытаний, доработки и опытно-промышленного освоения технологий тонкой пористой (фильтрующей) и беспористой (инструментальной и специальной конструкционной) керамики, разрабатываемой также в сотрудничестве с Харьковским национальным университетом, Украинским НИИ экологических проблем, Украинской государственной академией железнодорожного транспорта и другими высшими школами и исследовательскими центрами Украины. Помимо непосредственной практической работы, в том числе по совершенствованию лабораторно-экспериментальной и опытно-промышленной базы НПП "Кермет-У", ведущие специалисты организаций-партнеров этого предприятия сотрудничают с ним в форме совещательного участия в работе его постоянно действующего коллегиального аналитического центра на правах штатных и внештатных консультантов направлений.

Как показывает наша практика получения изделий из нанодисперсных порошков с размером зерна 50-80 нм, включение спекаемых композитов непосредственно в электрическую цепь с целью консолидации электронагревом под давлением эффективно работает в отношении и токопроводящих, и нетокопроводящих компонентов смеси. При этом в первых (токопроводящих) проявления электроразрядных эффектов следует ожидать по известным механизмам взаимодействия электрических контактов [24], в общем случае наших рассмотрений – неплотных и скользящих в процессе контактирования по границам частиц и зерен.

Во вторых (с участием нетокопроводящих компонентов смеси), в соответствии с теорией и практикой скользящих искровых разрядов, последние ситуационно могут стелиться по поверхности частиц-диэлектриков; в общем случае – по границе раздела сред с различной диэлектрической проницаемостью [43].

Известно [44], что на металлических поверхностях с диэлектрической пленкой под воздействием плазмы первичных искровых разрядов могут возбуждаться вторичные микроплазменные разряды – локальные плазменные образования с субмикронными пространственными размерами.

Локально повышенные давления и температуры в стелющихся на поверхности твердого диэлектрика искровых каналах деформируют его поверхность. Развивающийся при нагревании межповерхностный физический контакт отдельных частиц порошка друг с другом приводит к разветвлению системы границ, на образование которых расходуется свободная поверхностная энергия, удельное содержание которой в единице массы порошка возрастает с переходом к субмикронным и, особенно, нанотехнологиям. В контексте с этим заметим, что, например, в рамках сферической модели зерна уменьше-

ние зернистости порошка в k раз приводит к такому же, k -кратному увеличению площади граничных поверхностей частиц в нем.

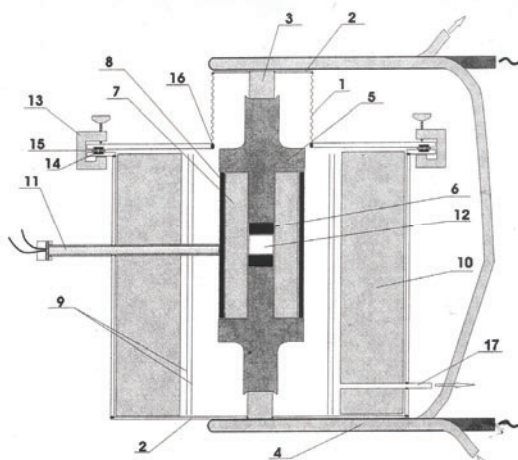


Рисунок 3 – Устройство для горячего вакуумного прессования с прямым электронагревом переменным током промышленной частоты в схематизации рабочего исполнения научно-производственным предприятием «Кермет-У» (Харьков, Украина): 1 – сильфон (X18Н10Т), 2 – фланцы (X18Н10Т), 3 – самоохлаждающиеся тоководы (медный сплав), 4 – водоохлаждаемые тоководы (медная трубка), 5 – пуансоны (графит), 6 – прокладка (графитовый лист), 7 – разборная пресс-форма (графит), 8 – втулка (углекомпозит), 9 – экраны (молибденовая жесть), 10 – теплоизоляция (муллитокремнеземистое огнеупорное волокно), 11 – термопара ВР-5/20, 12 – объект консолидации, 13 – зажимы (диэлектрик), 14 – прокладка (резина), 15 – прокладка (диэлектрик), 16 – стыковочные узлы вакуумной сварки, 17 – ввод к вакуумному насосу

Локальное образование плазмы в результате действия электрических разрядов приводит к очистке и активации поверхности спекаемых порошков [45]. Наблюдаемое очищение границ зерен позволяет, в частности, избавиться от неоднородных, в том числе нетокопроводных и инородных (примесных) слоев толщиной до 5 нм на поверхности токопроводных частиц консолидата, что существенно способствует и химической чистоте конечного продукта, и уплотнению спекаемых порошков [25, 45, 14, 35-42].

В теоретических представлениях [11] с увеличением концентрации электрополярных линий в зонах обтекания электрическим током пор с большим поперечным размером r формируются и большие градиенты температур ∇T (рис. 4). Это "подталкивает" структурные вакансии к диффундированию из окружения больших пор в сторону меньших, выравнивая плотность электрического поля J_e вместе с увеличением числа и (или) размера меньших пор за счет размерного стеснения больших пор.

Как известно [46], в обычном печном спекании, без электроконсолидационного воздействия, перераспределение размеров пор, наоборот, происхо-

дит в сторону роста больших пор и сокращения размеров и числа малых. Сокращение размеров отдельных пор в продуктах электроконсолидации понижает масштаб внутренних дефектов, а значит риск и величину разового ущерба от связанных с эксплуатацией этих продуктов катастроф. В экспериментальных применениях в лезвийных инструментах это приводит к сокращению числа и уменьшению размера выкрашиваний в рабочих нагружениях и, тем самым, к сокращению размерных потерь при переточках и увеличению их числа, т.е. общего ресурса инструмента.

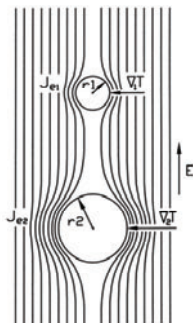


Рисунок 4 – Изменение плотности тока ($J_{e2} > J_{e1}$) и градиента температуры ($\nabla_2 T > \nabla_1 T$) в окрестности больших (r_2) и малых ($r_1 < r_2$) пор в электрическом поле некоторой напряженности E [11]

В соответствии с теоретическими обобщениями [11] ускорение консолидации под действием электрического тока объясняется локальным плавлением коомпактов (свариванием) частиц порошка и дополнительным массопереносом вследствие внутренних температурных градиентов в материале под влиянием неоднородной плотности электрического тока между порами (рис. 4). Очевидной ограниченностью этих обобщений является их применимость только в отношении токопроводящих порошковых компаундов.

Рассмотренная выше модель А.И. Райченко [11], по нашему мнению, особенно, с учетом [43], в части объяснения механизма подавления крупных пор, представляет определенный интерес и применительно к технологиям с участием нетокопроводящих порошков.

На наш взгляд, общий случай электроконсолидирующей работы с порошковыми смесями, включающими компоненты, значительно отличающиеся по своей потенциальной электрической активности, например, классифицируемые как хорошо проводящие электрический ток и диэлектрики, удобно рассматривать в цепочке по рис. 5.

При этом заметим, что электрический разряд через пору может быть обусловлен не только достаточностью напряжения для ее пробоя, но, как мы выше уже упоминали, и по механизму скользящих искровых разрядов в электрических контактах [24], особенно в отношении малых пор, размеры кото-

рых близки к высотным характеристикам неровностей границ зерен, тем более с повышенной интенсивностью движущихся друг относительно друга в комбинированных технологиях электроконсолидации под давлением, исследуемых и практикуемых нами [14, 35-42].

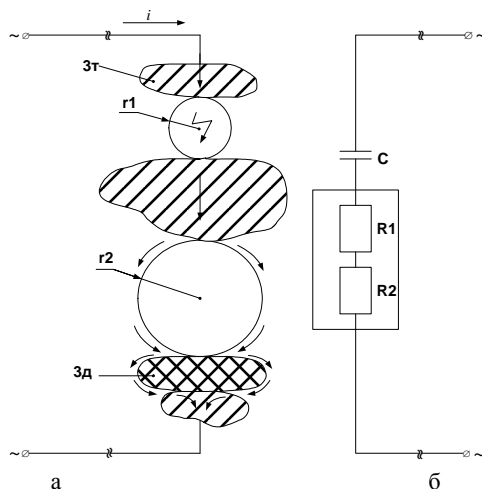


Рисунок 5 – Натуральная схематизация (а) и эквивалентная электрическая схема (б) некоторого фрагмента сечения порошковых смесей с токопроводными (3г) и диэлектрическими (3д) зернами при наличии пор ($r1 < r2$), консолидируемыми под действием электрического тока (i): $C=C(r1)$; $R1=R1(r2)$; $R2=R2(3д)$

Электрическая нагрузка объекта консолидации по схеме переменного тока позволяет более равномерно осуществлять массоперенос в электрических зазорах и контактах, чем это происходит в схемах постоянного тока, с фиксированным распределением анодной и катодной ролей в электродных парах. Уменьшению объема пористости с прохождением относительно энергоемких электроразрядных процессов, высвобождающих энергию электромагнитного поля в том числе на разогрев газовой среды протекания разряда, способствует повышение химической активности ее агентов с возможным связыванием с участием также дополнительно разогретых молекул приграничных областей зерен порошка. В результате объем малых пор сокращается. Примером реализации такого механизма может служить образование семиркарбида W_2C при электроконсолидации прессованием монокарбида WC [14], детальное рассмотрение которого здесь опустим.

В аналитико-синтетических конструкциях общей картины искрово-разрядных проявлений в электрокомпактируемых порошковых смесях, как в FAST вообще [15], так в SPS и FAPAS-технологиях в частности [18], не следует, по-видимому, исключать и возможности возникновения в консолиди-

руемых системах известных в природе газоздушных сред локальных полей статического электричества, энергия которых может освобождаться посредством искровых разрядов [47]. Причем эту возможность полезно соотносить как с консолидируемыми системами (или их фрагментами) с открытой пористостью так и, особенно, с невакуулируемыми закрытыми порами, подавление которых представляет повышенную сложность.

Для оценки потенциала зажигания – величины напряжения U_{np} , при котором под некоторым исходным давлением P происходит пробой разрядного промежутка длиной h между электродами известных характеристик – в физике газового разряда принято пользоваться зависимостями $U_{np} - P \cdot h$ (кривыми Пашена) [19]. В соответствии с иллюстрируемым этими кривыми (рис. 6) законом Пашена для данной газовой среды, некоторому однозначно определенному постоянству произведения $P \cdot h$ соответствует $U_{np_{min}} = const$ (в приближительной оценке экспериментальных данных [48] для газоздушной среды, с численной трактовкой экстремума по [49], $U_{np_{min}} = 0,35B$ при $P \cdot h = 0,8 Па \cdot м$, рис. 6 а).

Тогда для исходно нормального давления ($P = 760 \text{ Торр} = 101325 \text{ Па}$) по данным [48], рис. 6 а, $h = h(U_{np_{min}}) = 7,9 \text{ мкм}$, что на два порядка превосходит исходный размер зерна в наших экспериментах [14, 37, 39-41]. В пересчете же к показателям ступенчатого увеличения давления до 30-45 МПа в цикле электроконсолидации в этих наших опытах, $h = h(U_{np_{min}})$ получаем в пределах 0,027-0,018 мкм. Если предположить, что первоначально средний размер поровых промежутков составляет примерно от трети до половины исходного размера зерна в спекаемом порошке, а затем, по мере повышения температуры спекания, как это следует из отмеченных нами выше особенностей электроконсолидации по [11], средний размер пор уменьшается, то полученные размеры $h = h(U_{np_{min}})$ по [48] соответствуют реальным вызовам, с которыми нам пришлось столкнуться в преодолении пористости спекаемого консолидата. Тем самым, этим подтверждается целесообразность проведения электроконсолидации под давлением, а также правильность выбора режимов прессования [14, 37, 39-41].

Известно [46], что для препятствия слипаемости частиц исходного порошка, особенно агрессивно проявляющейся в адгезионных взаимодействиях в порошках повышенной химической чистоты, проводить предварительное формование и (или) непосредственно начальную фазу спекания рекомендуеться в среде инертных газов. Нами опытно-экспериментально эта рекомендация также практикуется, причем в среде аргона. Перед доступным неоном, например, аргон имеет преимущество в технологиях прямого контактного электроспекания благодаря более низкому потенциалу зажигания [19].

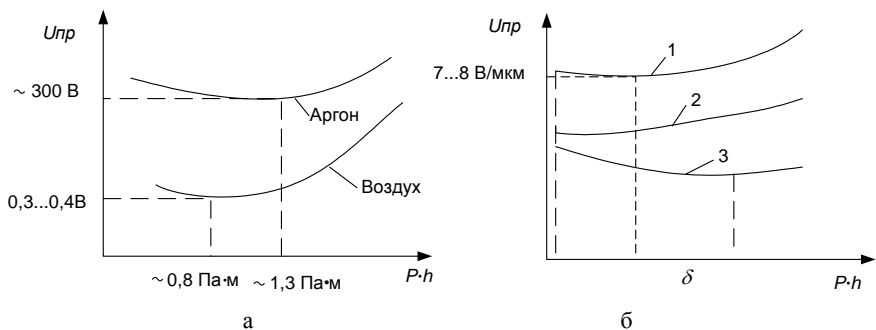


Рисунок 6 – Экспериментальные кривые Пашена для аргона [19] и воздуха [48] (а) и (б) эффект Пеннинга – снижение потенциала зажигания разряда в газе (кривая 3), обусловленное присутствием в нем примеси другого газа, потенциал которого ниже (кривая 2) энергии возбуждения метастабильного уровня чистого основного газа (кривая 1) [19]: в системе координат напряжение пробоя $U_{пр}$ – произведение давления газа P на межэлектродное расстояние h .

В процессе энергичной электроконсолидации предварительно подготовленной в газозвушной среде порошковой насыпки, в камере горячего спекания под давлением в присутствии инертного газа, вследствие относительного взаимного перемещения частиц порошка, происходит постоянное изменение не только общей внутренней пористости в консолидируемом объекте, но и состояний открытости (закрытости) локальных его объемов, в каких-то из которых, например, до того закрытых, присутствие предварительной газозвушной среды может сохраняться, например, в ненарушенной предварительной концентрации. Тогда в такой открывающейся пористости, наряду с интервенцией основного газа (аргон), присутствует примесный (воздух), что всегда имеет место, к тому же, и при неполном исходном (до запуска аргона) вакуумировании камеры спекания.

Как это объясняется [19], в отсутствие примеси электроны, ускоренные в электрическом поле, отдают свою энергию атомам, переводя их в метастабильное состояние. Вследствие этого вероятность ионизации электронным ударом мала и напряжение зажигания оказывается высоким. При наличии примеси происходят столкновения возбужденных метастабильных атомов основного газа (аргон) с атомами примеси (воздух в порошковой среде, переходящий вместе с ее порами из закрытого в открытое состояние). В результате таких соударений, известных как столкновения второго рода [19], атомы примеси ионизируются за счет энергии, освобождающейся при переходе метастабильных атомов в основное состояние. При этом кинетическая энергия претерпевших описанные неупругие столкновения элементарных газозвушных частиц увеличивается за счет поглощения внутренней энергии возбуждения атомов основного газа (аргон). Появление такой дополнительной (активированной) ионизации приводит к снижению эффективного потенциа-

ла ионизации среды и, следовательно, к снижению напряжения зажигания разряда U_{np} . Значимый эффект наблюдается уже в присутствии катализирующего разряд газа от 0,1% в основном объеме и менее [19].

Воздух, как известно, сам является достаточно сложным газовым компонентом, в составе которого в сухом атмосферном состоянии преобладает N_2 (78,09 (75,5) об. (мас. %)), весомо присутствует O_2 (20,95 (23,1) об. (мас. %)), наличествуют Ar (0,932 (1,286) об. (мас. %)), CO_2 (0,03 (0,046) об. (мас. %)), Ne (0,0018 (0,0013) об. (мас. %) и далее, по убывающей (об. %), He, Kr, Rn, N_2O , H_2 , Xe, O_3 . Отмечается [50] также присутствие SO_2 , NH_3 , CO. В реальных условиях ненулевой влажности воздух содержит от 0,1 до 2,8 об. % H_2O . Таким образом, относительно небольшой потенциал зажигания воздуха (U_{np} , рис. 6 а) изначально уже несет отпечаток эффекта Пеннинга (проиллюстрированный рис. 6 б для простого случая двухкомпонентной газовой среды).

В. М. и Н. М. Зотовы [51] экспериментально установили, что при пробое малых разрядных промежутков начальный участок кривой Пашена претерпевает значительные искажения. Поскольку результаты в этом направлении имеют прямое отношение к области нашего исследования, то остановимся на их анализе подробнее. Авторы [51] объясняют характер изменения кривой $E_{np} = E_{np}(h)$ эффектом Шоттки, поддержанным туннельным эффектом. В соответствии с эффектом Шоттки работа выхода электронов из твердого тела под влиянием внешнего электрического поля уменьшается, что приводит к повышенному образованию заряженных частиц на катоде и в межэлектродном промежутке, приводящему к характеризующим туннельный эффект автоионизации молекул газа и автоэлектронной эмиссии [19].

При этом максимальное значение вероятности ионизации происходит не при бесконечно большой напряженности поля, а при некотором конечном его значении, а начальный участок кривой $E_{np} = E_{np}(h)$ имеет максимум: в приближительной оценке экспериментальных данных [49] для газовой среды, находящейся под нормальным давлением ($P = 760 \text{ Torr}$), $E_{np_{\max}} = 7,5 \text{ В/мкм}$ при $h = 100 \text{ мкм}$, рис. 7. Тогда, после линеаризации левой (восходящей) части кривой $E_{np} = E_{np}(h)$ в интервале 0...100 мкм получаем приближенные значения напряженности E_{np} и напряжения U_{np} пробоя для величины промежутка, соизмеримого с размером зерна исходных нанопорошков в наших опытах [14, 37-41] ($50 \div 80 \text{ нм}$): $E_{np} = 4 \div 6 \text{ мВ/мкм}$, $U_{np} = 0,2 \div 0,5 \text{ мВ}$. Полученный расчетный результат U_{np} , заключающий значительно более облегченные условия протекания электроразрядных процессов в малых разрядных промежутках, чем это следует из представленного выше рассмотрения [48], на наш взгляд, отражает относительно низковольтную реальность, эффективно используемую в FAST и SPS-практиках электроспекания [14, 18, 31-34, 37-41].

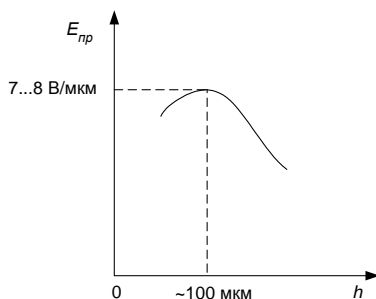


Рисунок 7 – Экспериментальная зависимость [51] напряженности пробоя $E_{пр}$ от величины газовоздушного ($P=760 \text{ Torr}$) промежутка h

Следует, однако, заметить, что форморазмерные условия консолидации порошков только весьма условно можно рассматривать в контексте закона Пашена, который справедлив для случая плоских электродов и однородного электрического поля. К тому же, этот закон, строго говоря, работает в отношении геометрически подобных промежутков [19]. Эксперименты [51] были проведены на установке, позволяющей получать искровые разряды между двумя плоскими стальными электродами, при приложении к ним постоянного электрического поля. Рабочие поверхности стальных электродов имели шероховатость поверхности с величиной среднего стандартного отклонения профиля от средней линии (R_a), не превышающей 0,8 мкм. Межэлектродное расстояние h менялось от 7 мкм и выше с точностью 1 мкм.

Тем не менее, результаты экспериментов [51], по нашему мнению, представляют несомненный интерес и в контексте проблемы подавления пористости порошковым электроспеканием, поскольку развивают представления о физике искрового разряда именно в малых разрядных промежутках, свидетельствуют в поддержку повышенной вероятности протекания электроразрядных процессов через малоразмерные поры. Главным образом потому, что неявная по кривой Пашена $U_{пр} = U_{пр}(P \cdot h)$ зависимость $E_{пр} = E_{пр}(h)$, причем $E_{пр} = U_{пр} / h$, при некотором $P = const$ в определенных малоразмерных применениях характеризуется некоторым сочетанием относительно небольших пороговых значений h_{max} и $E_{пр max}$, когда для всех $h \leq h_{max}$ при $E \geq E_{пр max}$ пробой при данном P в межэлектродном зазоре всегда осуществим. Особую ценность этому утверждению, экспериментально обоснованному [51] для газовоздушной среды при нормальном давлении, в отношении наших практик придает то, что оно установлено в микрометровом (от 7 мкм) диапазоне, менее чем в двух порядках от проблематичной для подобных натуральных экспериментов нанометровой области, в которую, в первом приближении для ориентированных практических расчетов, может быть аппроксимирована

левая, восходящая ветвь полученной авторами [51] экспериментальной зависимости $E_{np} = E_{np}(h)$.

Закключение. Таким образом, особенности эффективного действия электрического тока в приложениях к субмикро- и нанопорошковым средам, консолидируемым под давлением, предопределяются, с одной стороны, размерностью исходного дискретирования спекаемых материалов (дисперсностью частиц), благодаря малости межграницных зазоров в насыпке облегчающей протекание электроразрядных процессов в межчастичных контактах; с другой – приближением под механическим давлением состояния межчастичной газовой среды, являющейся объектом ликвидации в производстве высокоплотных керамических продуктов, к формирующемуся в каналах электрических разрядов в межэлектродных промежутках, соразмерных реальностям консолидации субмикро- и нанопорошков. При этом освобождающаяся в форме искровых разрядов электроэнергия в большей степени расходуется на массоперенос, что дополнительно способствует уплотнению спекаемой среды.

Несмотря на известное терминологическое изобилие, в том числе в части подобию в системе FAST-технологий, наиболее широко и предметно обобщенное и аналитически отраженное в обзоре [15], в контексте четко выписанных в отношении электроконсолидации под давлением субмикро- и нанопорошковых сред SPS и FAPAS FAST-альтернатив [18] с использованием соответственно постоянного (SPS) и переменного (FAPAS) тока, применительно к развиваемой нами практике [14, 35-42] можно предположить идентификационный термин FAPASPS-AC (Field Activated Pressure Assisted Spark Plasma Sintering – Alternating Current – поддержанное давлением активированное полем переменного тока искрово-плазменное спекание).

Это предложение мы делаем отнюдь не ради эксклюзивных терминологических изысков, но по сути определяемого процессирования. Из него, на наш взгляд, ясно следует место развиваемого нами метода в общей системе технологических методов и процессов электроконсолидации субмикро- и наноразмерных порошков.

Вместе с тем, в отсутствие соответствующих национальных классификаторов и, тем более, международно авторитетной единой систематизации методов и технологий электроконсолидации порошковых сред под давлением, с разной (убывающей) мерой полноты адекватности в отношении развиваемых нами метода и процессов его реализации, из известного внешнего аналогичного опыта могут также заимствоваться термины FAPAS [18], SPS [17] (с нетрадиционным подтекстом SPS-AC), FAST [16].

Список литературы: 1. Янагида Х. Тонкая техническая керамика / Пер. с яп. – М.: Металлургия, 1986. – 279 с. 2. Кислый П.С., Боднарук Н.И., Горичок Я.О. Физико-химические основы получения тугоплавких сверхтвердых материалов. – Киев: Наук. думка, 1986. – 208 с. 3. Скороход В.В., Уварова И.В., Рагуля А.В. Фізико-хімічна кінетика в наноструктурних системах. – Київ: Академперіодика, 2001. – 180 с. 4. Groza J.R. Powder consolidation. Chapter in: Non-Equilibrium Processing

of Materials. Ed. by C. Suryanarayana. In: Pergamon Materials Series. Ed. by R.W. Cahn. Pergamon Press, Elsevier, 1999, pp. 345-372. **5.** Андриевский П.А. Наноматериалы на основе тугоплавких карбидов, нитридов и боридов // Успехи химии. – 2005. – №12. – С.1163-1175. **6.** Бубенников А.Н. Индустрия высоких технологий в эпоху глобальной конкуренции // Мировая экономика и международн. отношения. – М., 1993. – №8. – С.132-142. **7.** Степанов М.В. Стратегия хозяйственного поведения корпораций США (на материалах машиностроения). – М.: Наука, 1990. – 143 с. **8.** Japanese Views on Economics Development: Diverse Path to the Market / Ed. by K.Ohno and I.Ohno. – N.Y.: Routledge, 1998. – 332 p. **9.** Converging Technologies for Improving Human Performance: Nanotechnology, Biotechnology, Information Technology and Cognitive Science: NSF/DOC – sponsored report/ Ed. by M.C. Roco and W.S. Bainbridge. – Arlington, Virginia: National Science Foundation, June 2002. – 424 p. – <http://www.wtec.org/ConvergingTechnologies/1/NBIC-report.pdf>. **10.** Робочі процеси високих технологій у машинобудуванні: Підручник/ За ред. А.І. Грабченка. – Житомир: ЖДТУ, 2003. – 451 с. **11.** Райченко А.И. Основы процесса спекания порошков пропусканием электрического тока. – М.: Металлургия, 1987. – 128 с. **12.** Райченко А.И., Истомина Т.И., Троян И.А. Спекание порошков при наложении электрического тока и периодических механических импульсов // Порошковая металлургия. – 2000. – №3-4. – С. 105-109. **13.** Anderson K.R. Influence electric field on SiC properties during hot pressing // Mater. Sci. Eng. – 1999. – Vol.270. – PP. 105-114. **14.** Геворкян Е.С. Щільні та поруваті конструкційні матеріали з нано- та субмікронних порошків WC, Al₂O₃ і SiC поліфункціонального призначення: дис. ... д-ра техн. наук: 05.17.11 – Технологія тугоплавких неметалічних матеріалів. – Харків, 2008. – 289 с. **15.** Mukhopadhyay A., Basu B. Consolidation – microstructure – property relationships in bulk nanoceramics and ceramic nanocomposites: a review // International Materials Reviews. – 2007. – Vol. 52. – No.5. – С. 257-288. **16.** Groza J.R. Field assisted sintering // Powder Metallurgy. – 1998. – Vol.7. – №2. – PP. 583-589. **17.** Tokita M. Mechanism of Spark Plasma Sintering // J. Material Science. – 2004. – Vol.5. – №45. – PP. 78-82. **18.** Dense nanostructured materials obtained by Spark Plasma Sintering and Field Activated Pressure Assisted Synthesis starting from mechanically activated powder mixtures/F. Bernhard, S. Le Gallet, N. Spinassou et al. // Science of Sintering. – 2004. – №36. – PP. 155-164. **19.** Физический энциклопедический словарь/Гл. ред. А. М. Прохоров. – М.: Сов. энциклопедия, 1983. – 928 с. **20.** Интенсифицированный способ алмазно-искрового шлифования / М.Ф. Семко, Н.К. Беззубенко, И.С. Сальтевский, А.Т. Калашиников // Новые технологические процессы. – М.: ГосИНТИ, 1975. – Вып. 11-75. – С. 1-4. **21.** Разработать и проверить в производстве технологический процесс алмазного шлифования деталей из твердых сплавов с воздействием электрическими разрядами на режущую поверхность круга и обрабатываемую деталь, обеспечивающий повышение (в 2 раза) производительности труда и качества обработки, выдать рекомендации по внедрению этого процесса на машиностроительные предприятия (Дополнит. задание Гос. ком. по науке и технике СССР, постановление № 80 от 3 мая 1979 г.); Отчет о НИР / Н.К. Беззубенко (рук. темы), Н.П. Иванов, Ю.Г. Гуцаленко, Н.Н. Серова, П.К. Скоробогатько. – № гос. рег. 80016180; Инв. № Б924882. – Харьк. политехн. ин-т; Проблемная науч.-исслед. лаб. физики процессов резания инструментами из сверхтвердых поликристал. материалов. – Харьков, 1980. – 99 с. **22.** Коньшин А.С. Шлифовальные станки в двенадцатой пятилетке // Механизация и автоматизация производства. – М.: Изд-во «Машиностроение». – 1987. – №4. – С. 6-9. **23.** Беззубенко Н.К., Гуцаленко Ю.Г. Алмазно-искровое шлифование: краткий обзор разработки харьковской научной школы физики процессов резания // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Матеріали міжнародн. наук.-практ. конф. 18-19 травня 2006 р., присвяч. 100-річчю з дня народження М.Ф. Семка. – Х.: Вид-во „Курсор“, 2006. – С. 60-66. **24.** Намитокоев К.К. Электроэрозионные явления. – М.: Энергия, 1978. – 456 с. **25.** Anderson K.R., Groza J.R. Surface oxide debonding in field assisted powder sintering // Mater. Sci. Engin. – 1990. – №27. – PP. 278-282. **26.** Harmer M., Roberts W. Rapid sintering of pure and doped alpha-Al₂O₃ // Trans. J. Brit. Ceram. Soc. – 1979. – №78. – PP. 22-25. **27.** Скороход В.В., Солонин С.М. Физические и металлургические основы спекания порошков. – М.: Металлургия, 1984. – 159 с. **28.** Jhonson D.L. Ultra-Rapid Sintering of Ceramics // Science of Sintering. New Directions for Material's Processing and Microstructural Control / Ed. by D.P. Uskokovic, H. Palmour III and R.M. Spriggs. – N.Y.: Pergamon Press, 1989. – PP. 497-506. **29.** McCandlish L.E., Kear B.H., Kim B.K. Sintering WC nanopowders // Nanostructure Materials. – 1992. – №1. – PP. 119-121. **30.** Скороход В.В., Рагуля А.В. Спекание с контролируемой скоростью

как метод управления микроструктурой керамики и подобных спеченных материалов // Порошковая металлургия. – 1994. – №3-4. – С. 3-10. **31.** *Dadon D., Martin L., Rosen M.* Electric pulse assisted rapid consolidation of ultrafine grained alumina matrix composites // Journal of Materials Synthesis and Processing. – 1996. – Vol.4. – №32. – PP. 95-103. **32.** *Bourell D.L., Groza J.R.* Consolidation of ultrafine and nanocrystalline powders. – Powder Metallurgy. – ASM Handbook, 1998. – Vol.7 – PP. 504-515. **33.** *Mishra R.S., Mukherjee A.K.* Electric pulse assisted rapid consolidation of ultrafine grained alumina matrix composites // Mat. Sci. Eng. – 2000. – №28. – PP. 178-182. **34.** *Hwan-Cheol K., In-Jin S., Jin-Kook Y.* Consolidation of ultrafine WC and WC-Co hard materials by pulsed current activated and its mechanical properties // International Journal of Refractory Metals and Hard Materials. – 2007. – Vol.25. – №1. – PP. 46-52. **35.** Надтверді керамічні матеріали інструментального та конструкційного призначення / *А.І. Грабченко, Е.С. Геворкян, Ю.Г. Гуцаленко, В.Ю. Кодаш* // Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве: Тр. 5-й междунар. науч.-техн. конф., 28-29 мая 2002 г. – Харьков: ХНПК «ФЭД», 2002. – С. 100-102. **36.** *Геворкян Э.С., Гуцаленко Ю.Г.* Керамика на основе оксида хрома для высокоскоростных режущих инструментов и износостойких деталей машин // Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве: Тр. 8-й Междунар. науч.-техн. конф. 9-10 дек. 2003 г. – Харьков: ХНПК «ФЭД», 2003. – С. 134-136. **37.** Sintering of Al_2O_3 and WC powders activated by electric field / *E.S. Gevorkyan, Yu.G. Gutsalenko, V.A. Chishkala, A.P. Khrishtal* // Proceedings of the 5-th International Conference "Research and Development in Mechanical Industry" RaDMI 2005 4-7 Sept. 2005, Vrnjaska Banja, Serbia and Montenegro. – PP. 694-696. **38.** Активоване електричним полем спікання порошкової кераміки Al_2O_3 і WC / *Е.С. Геворкян, Ю.Г. Гуцаленко, В.О. Чижкала, А.П. Кришталь* // Высокие технологии: тенденции развития. Материалы XIV междунар. науч.-техн. семинара, 12-17 сент. 2005 г. – Харьков-Алушта: НТУ „ХПИ”, 2005. – С. 31-32. **39.** *Gevorkyan E.S., Gutsalenko Yu.G.* Electrically activated hot pressing behavior of Al_2O_3 and WC nanopowders // 8-th International Conference "Research and Development in Mechanical Industry" RaDMI 2008 14-17 Sept. 2008, Uzice, Serbia: Proceedings on CD-ROM. – PP. 198-201. – ISBN 978-86-83803-24. **40.** *Геворкян Э.С., Гуцаленко Ю.Г.* Особенности формирования тугоплавкой керамики из нанопорошков Al_2O_3 и WC прессованием с прямым электронагревом // Физические и компьютерные технологии: Тр. 14-й Междунар. науч.-техн. конф., 24-25 сент. 2008 г. – Харьков: ХНПК „ФЭД”, 2008. – С. 174-178. **41.** *Геворкян Э.С., Гуцаленко Ю.Г.* Некоторые закономерности горячего прессования нанопорошков монокарбида вольфрама // Вісн. Нац. техн. ун-ту "Харк. політехн. ін-т". Темат. вип.: Технології в машинобудуванні. – 2008. – №35. – С. 44-48. **42.** *Геворкян Э.С., Гуцаленко Ю.Г., Мельник О.М.* Некоторые особенности создания высокоплотных композиционных материалов на основе нанопорошков диоксида циркония // Физические и компьютерные технологии: Тр. 16-й Междунар. науч.-техн. конф., 15-16 сент. 2010 г. – Харьков: ХНПК «ФЭД», 2010. – С. 69-71. **43.** Особенности скользящего разряда по границе раздела диэлектриков с различной диэлектрической проницаемостью / *В.К. Бакиин, Г.П. Кузьмин, И.М. Минаев, А.А. Рухадзе, Н.Б. Тимофеев* // Прикладная физика. – 2005. – №6. – С. 54-59. **44.** *Иванов В.А., Коньжев М.Е., Сахаров А.С.* Возбуждение микроплазменных разрядов на металлах с диэлектрической пленкой // Прикладная физика. – 2006. – №6. – С. 114-121. **45.** *Guicciardi S.* Composition dependence of mechanical and wear properties of electroconductive ceramics // Порошковая металлургия. – 1999. – №3-4. – С. 32-41. **46.** *Геузин Я.Е.* Физика спекания. – М.: Наука, 1984. – 312 с. **47.** *Райзер Ю.П.* Физика газового разряда. – М.: Наука, 1992. – 536 с. **48.** Phenomenes disruptifs dans les gaz en chaneur uniforme. Courdes de Pashen pour l'azote, l'air et l'hexafluorure de soufre / *T.W. Dakin, G. Luxa, G. Opperman s.a.* // Elctrta. – 1974. – №32. – PP. 61-62. – Библиогр. описание приводится по кн.: Ушаков В.Я. Изоляция установок высокого напряжения. – М.: Энергоатомиздат, 1994. – 496 с. **49.** *Шустов М.А., Протасевич Е.Т.* Теория и практика газоразрядной фотографии. – Томск: Изд-во Томск. политехн. ун-та, 2001. – 252 с. **50.** Химический энциклопедический словарь / Гл. ред. *И.Л. Кнунянц*. – М.: Сов. энциклопедия, 1983. – 792 с. **51.** *Зотов В.М., Зотов Н.М.* Основные причины возникновения разряда в малых газовых промежутках / Журн. техн. физики. – 1980. – Т.50, вып.4. – С. 716-719.

Поступила в редколлегию 15.09.2010

М.Э. КОЛЕСНИК, аспирант НТУ «ХПИ»

РАЗРАБОТКА КОМПОНЕНТ ПРОГРАММНОГО РЕШЕНИЯ В РАМКАХ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЕКТА НА ПРИМЕРЕ ДОСТАВКИ ПЕЧАТНОЙ ПРОДУКЦИИ ПО РЕГИОНАМ УКРАИНЫ

У статті розглянута задача розробки компонентів програмного рішення для скорочення часу виконання робіт у рамках проекту. Запропоновано завдання на розробку компонентів програмного рішення. Розглянуті можливі шляхи її вирішення на основі програмної платформи автоматизації обліку «1С:Підприємство».

В статье рассмотрена задача разработки компонент программного решения для сокращения времени выполнения работ в рамках проекта. Предложено задание на разработку компонентов программного решения. Рассмотрены возможные пути ее решения на основе программной платформы автоматизации учета «1С:Предприятие».

The article deals with the task of developing the components of software solutions to reduce the time of the work under the project. Proposed project on development of software components solutions. The considered is possible the way of its decision on the basis of programmatic platform of automation of account «1С:Enterprise».

Актуальность. Проект – это временное предприятие, предназначенное для создания уникальных продуктов, услуг или результатов. Управление проектами (англ. project management) — область деятельности, в ходе которой определяются и достигаются четкие цели при балансировании между объемом работ, ресурсами (такими как время, деньги, труд, материалы, энергия, пространство и др.), временем, качеством и рисками в рамках некоторых проектов. Ключевым фактором успеха проектного управления является наличие четкого заранее определенного плана, минимизации рисков и отклонений от него, эффективного управления изменениями (в отличие от процессного, функционального управления, управления уровнем услуг).

Существует ассоциация производителей ISSA, которая занимается клинингом. Данная компания имеет желание вовлечь в свои ряды отечественных производителей, и возникает потребность в охвате своей литературой украинского рынка потребителей и поставщиков услуг клининга. Следовательно, возникает актуальная задача относительно разработки компонент программного решения для управления проектом доставки печатной продукции по регионам Украины.

Качественная постановка задачи.

Таким образом, существует актуальная задача по разработке компонент программного решения для сокращения времени выполнения работ в рамках проекта. Тогда постановка задачи формулируется следующим образом:

разработать компоненты программного решения для управления проектом доставки печатной продукции по регионам Украины.

Следует отметить, что в качестве проекта выступает непосредственно бизнес-процесс доставки. Этапы которой и необходимо автоматизировать в рамках поставленной задачи.

Жизненный цикл проекта – это набор, как правило, последовательных и иногда перекрывающихся фаз проекта, названия и количество которых определяются потребностями в управлении и контроле организации или организаций, вовлеченных в проект, характером самого проекта и его прикладной областью.

Независимо от размеров и степени сложности, все проекты могут иметь следующую структуру жизненного цикла:

- начало проекта;
- организация и подготовка;
- выполнение работ проекта;
- завершение.

На «этапе выполнение работ» абсолютно необходимо использование разработанных программных средств, с целью более результативного и скорейшего достижения этапа «завершение».

Цель разработки компонент программного решения заключается в автоматизации выполнения этапов самого бизнес-процесса.

Рассмотрим типы доставки продукции клиенту по территории Украины, они отображены на рисунке 1.

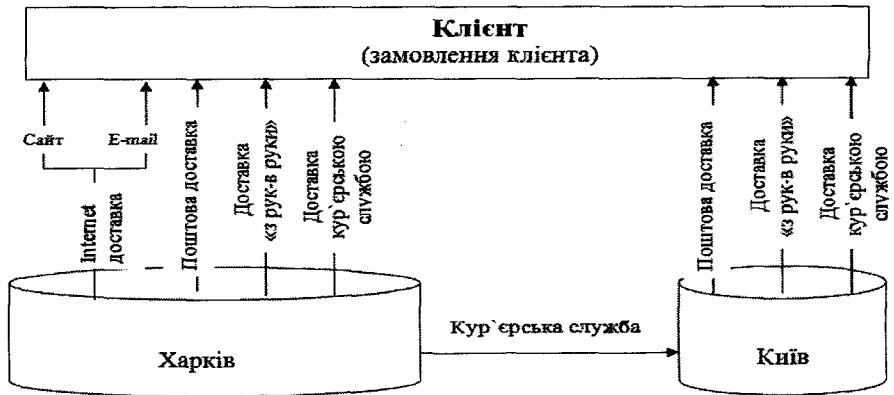


Рис. 1 - Типы доставки продукции клиенту по территории Украины

Каждый клиент имеет право на выбор способа доставки. Поэтому клиентская база включает описание этих методов.

Следует отметить, что пользователями системы на каждом из автоматизируемых этапов будут следующие рабочие:

- 1) на этапе «обработка данных по клиентам» пользователем будет менеджер учетно-операционного отдела;
- 2) на этапе «составление плана поставок в месяц» пользователем будет менеджер учетной отдела;
- 3) на этапе «составление графика поставок» пользователями будут:
 - Аналитик;
 - Курьер;
 - Менеджер учетной отдела;
- 4) на этапе «составление упаковочного листа» пользователем будут:
 - Менеджер учетной отдела;
 - Аналитик и т.д.

Таким образом, выявлены функции и участники бизнес процесса позволяющие определить параметры бизнес процесса, подлежащие управлению.

На рисунке 2 представлен уникальный бизнес-процесс доставки печатной продукции.

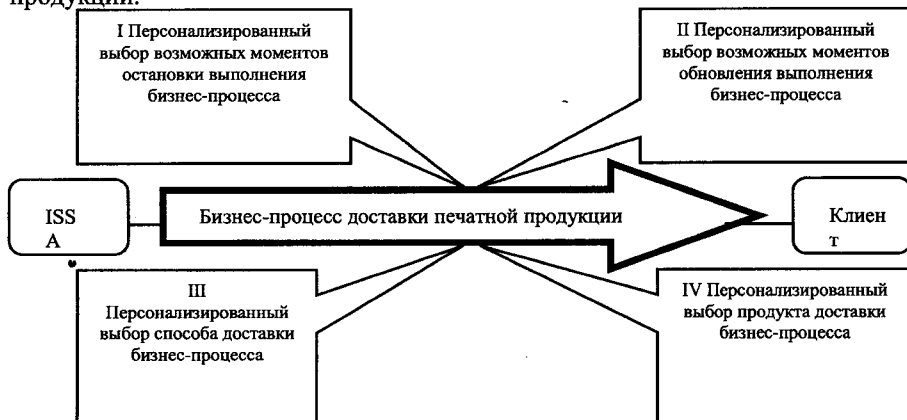


Рис. 2 - Уникальный бизнес-процесс доставки печатной продукции

Существует три типа процессов, которые ускоряются во времени за счет автоматизации. Учитывая достоверность на сколько они могут быть ускорены во времени, процессы разделяются на: тип А – процессы ускоряются на 5-20%, тип В – процессы ускоряются на 20-50%, тип С – процессы ускоряются до 75%.

Очевидно, возникает необходимость автоматизации только процессов группы В и С. Т.к. автоматизация процесса (типа А), который может быть ускоренным максимум на 20%, - является нерациональной.

После проведения полного анализа и разработки классификации этапов бизнес-процесса по типу были выделены этапы выполнения бизнес процесса, автоматизация которых является рациональной и приведет к сокращению времени выполнения всего бизнес процесса: обработка данных по клиентам, составление плана поставок на месяц, составление графика поставок, составление упаковочного листа. Другие этапы могут быть вспомогательными при выполнении основных.

Таким образом выявленные функции потребуют разработки программного решения в составе следующих компонент: учет клиентов (товара и т.д.), планирование процесса поставок на текущий месяц, составление упаковочного листа (графика поставок).

Задание на разработку имеет вид: базируясь на единственной программной платформе, создать комплексное программное решение, которое помогает разным группам пользователей (менеджеры, курьеры) выполнять операции относительно учета (клиентов, товаров), планирования (процесса поставок на текущий месяц) и составления (упаковочного листа, графика поставок).

В работе компоненты являются разноплановыми, поэтому была проведена сравнительная оценка сред их разработки, и выявлено, что 1С:Предприятие воплощает самые передовые технологии баз данных, а именно, объектно-ориентированный подход к разработке программ. Поэтому именно «1С:Предприятие» был избран в данном проекте.

Были разработаны регламент бизнес-процесса, который заключается в формировании схемы функционирования бизнес-процесса, в разработке документации, а так же в выделении участников бизнес-процесса.

При разработке системы автоматизации бизнес процесса, необходимо описать целый ряд разных сущностей, например — товары, материалы, другие ресурсы, клиентов, поставщиков, счетов, накладных и других документов, и способы регистрации их движения, взаимодействия. При проектировании на основе платформы "1С:Предприятия" все они были классифицированы и объединены в классы сущностей (прототипы), которой мы и манипулируем.

Разработанная информационно-логистическая схема программного решения приведена на рисунке 3. На схеме показано как классы объединяются в пакеты и отображена связь между пакетами.

Результаты. Результатом решения данной задачи являются сформированные карты маршрутов бизнес процесса, примеры которых приведены на рисунке 4.

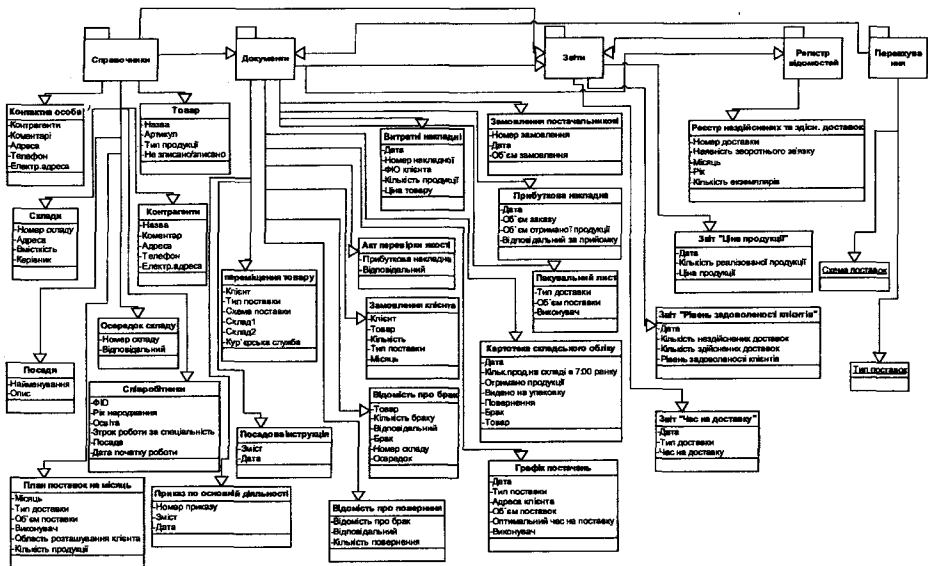


Рис. 3 - Информационно-логистическая схема программного решения

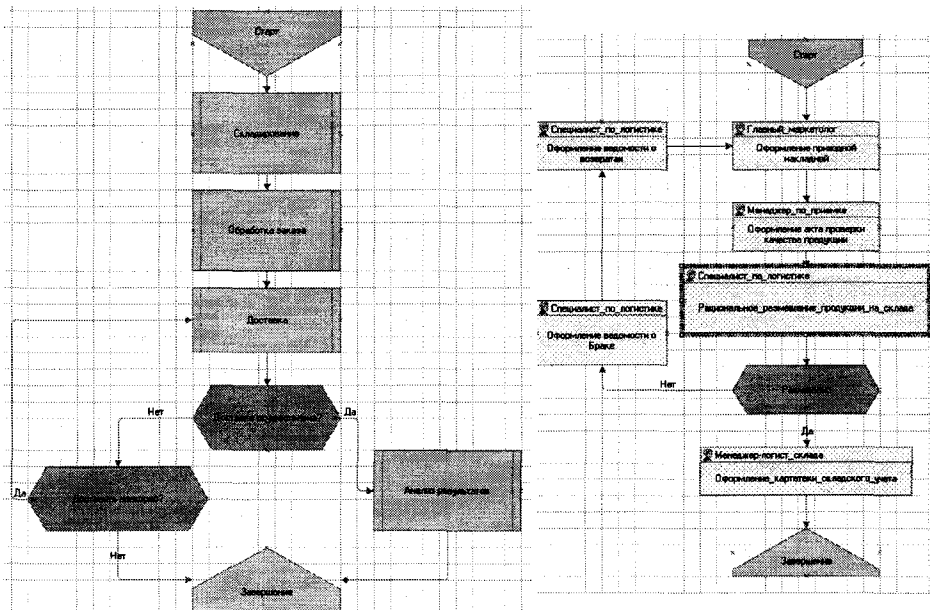


Рис. 4 - Карта маршрута бизнес-процесса доставки и этапа складирования бизнес-процесса доставки печатной продукции по регионам Украины

Карта маршрута описывает логику бизнес процесса и весь его жизненный цикл от точки старта к точке завершения. Она реализована в виде схематического изображения последовательности прохождения взаимосвязанных точек маршрута.

Также был разработан интерфейс конфигурации, который реализует работу пользователя с разработанными компонентами программного решения. Были сформированы экранные формы документов, справочников, отчетов и т.д. (рис. 5).

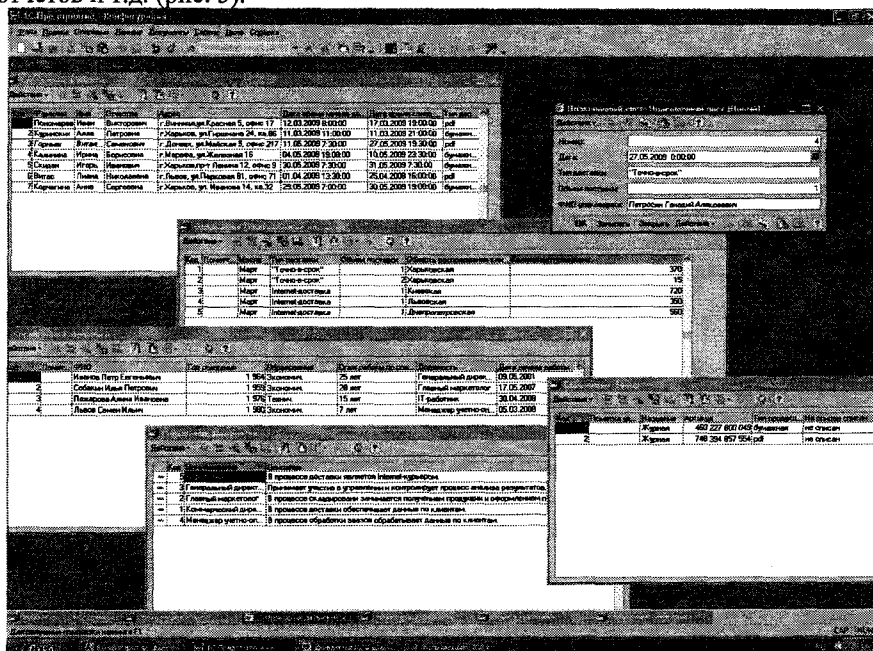


Рис. 5 - Экранные формы справочников, документов, отчетов

На выходе программное решение предоставляет пользователю отчеты, которые содержат информацию об осуществленных и неосуществленных доставках, отчетах об уровне удовлетворенности клиентов, времени доставки и цене продукции и т.д.

Список литературы: 1. Советов Б.Я, Яковлев С.А. Моделирование систем.– М.: Высш.шк., 2001. 2. Appleton Company. PSSI (Integrated Information Support System Information Modeling Manual (IDEFIX)). / Пер. с англ. – М.: МетаТехнология, 1993.3. Габец А.П., Гончаров Д.И. Информационная Система. 1С:Предприятие 8.0.–М.: Издательство ООО "1С-Паблишинг", 2008. 4. Митичкин С.А. Разработка в системе "1С:Предприятие 8.0".–М.: ООО «1С-Паблишинг», 2003. 5. Маклаков С.В. Моделирование бизнес-процессов с Wpwin.–М.: Диалог Мифи, 2002.

Поступила в редколлегию 12.03.11

СОДЕРЖАНИЕ

М.С. Степанов К 125 – летию со дня образования машиностроительного факультета....	3
В.С. Гапонов, А.И. Наумов Анализ параметров динамического синтеза роторных систем, содержащих опоры подшипников с управляемым изменением жесткости.....	4
Ю.Д. Музыкин, А.С. Столбовой Исследование возможности использования торцовых уплотнений в пластинчатых насосах объемных гидроприводов.....	9
М. В. Павлюченков, Г.Г. Кулик Учет начальных несовершенств котлов железнодорожных цистерн при оценке их напряженно-деформированного состояния.....	14
В.С. Гапонов, Ю.А. Остапчук Фильтрующие свойства редукторно-планетарной муфты с управляемым изменением жесткости в режимах близких к резо- нансным.....	18
А.В. Гайдамака О влиянии величины зоны нагружения роликоподшипников тяжелых режимов эксплуатации на работу сепараторов.....	20
А.В. Гайдамака, Ю.Д. Музыкин, В.В. Немчик Планування експерименту з дослідження впливу геомодифікаторів. тертя в пластичному мастилі роликових підшипників.....	26
А.С. Столбовой, Ю.Д. Музыкин Підвищення працездатності високошвидкісних упорних підшипників ковзання.....	33
А. В. Гайдамака, В. Ю. Алефиренко, М. В. Павлюченков Влияние расположения зон контакта роликов с перемычками сепаратора на его силовое взаимодействие с базирующим кольцом подшипника.....	37

В.В.Клитной, Г.Г. Кулик Експериментальні та численні дослідження пліночних п'єзоелектричних актуаторів в активних системах віброзащити пластинчастих елементів машин.....	43
В.Н. Ткаченко Сравнительный анализ различных методик определения габаритов гибкого колеса волновой зубчатой передачи.....	48
О. В. Григоров, С. О. Губський Методика прогнозування ресурсу металоконструкцій вантажопідійомних машин магніто-коерцитивним методом.....	51
Г. В. Вишневецький, В. О. Коваленко, С. Ю. Сидоренко, С. Г. Вишневецький Перспективи використання головних балок з інтегральними показниками довговічності.....	57
О.В. Григоров, В.П. Свиргун, В.В. Стрижак, Ю.І. Зайцев Енергозбереження шляхом застосування раціонального керування асинхронних електроприводів ВПМ.....	61
В.В. Офій, А.С. Рахманий Визначення динамічних навантажень в тримасових системах.....	65
О.П. Водченко Крановый гусеничный движитель. Теория и практика преодоления препятствий.....	75
В.В. Фролов, А.В. Евтухов Особенности параметрической оптимизации при фиксированной структуре технологической системы.....	81
С. С. Добротворский, Л. Г. Добровольская, Е. В. Иващенко Проблема высокоскоростного фрезерования зубьев с эвольвентным профилем.....	88
В. Є. Карпусь, М. С. Іванова, О. В. Чукарін Призначення режимів різання двоступінчастим свердлом.....	92

А.Р. Рузметов Методика автоматизированного проектирования структуры машинно-ручных технологических операций.....	97
Ю.В. Тимофеев, Е.В. Мироненко, А.А. Ключко, В.Ф. Шаповалов Технология обработки крупномодульных зубчатых колес однокорпусными фрезами двухстороннего резания с чередующимися коническими зубчатыми рейками.....	111
А.В. Фесенко, Ю.Н. Любимый Повышение эффективности шлифования при гидродинамической обработке СОЖ.....	117
Ф.В. Новиков, И.А. Рябенков, С.А. Дитиненко Высокоэффективные технологии финишной обработки деталей гидроаппаратуры.....	123
Г.В. Новиков, М.В. Луцан, В.И. Полянский Расчет напряжений, возникающих в зоне резания.....	127
А.Н. Ковальчук, В.В. Нежебовский Оптимизация параметров режимов резания при зубошлифовании по температурному критерию.....	132
Ф.В. Новиков, В.А. Андилахай Условия повышения производительности и точности обработки на операциях шлифования.....	136
А.А. Андилахай Технологические возможности абразивной обработки деталей затопленными струями.....	140
Э.С. Геворкян, Ю.Г. Гуцаленко Особенности и место электроконсолидации прямым действием переменного тока в системе методов субмикро- и нанопорошкового спекания под давлением.....	144
М.Э. Колесник Разработка компонент программного решения в рамках управления проек- та на примере доставки печатной продукции по регионам Украины.....	162

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ "ХПІ"

Збірник наукових праць

Тематичний випуск

Технології в машинобудуванні

Випуск №49

Науковий редактор д-р.техн.наук Тимофієв Ю.В.

Технічний редактор канд.техн.наук Фролов В.В.

Відповідальний за випуск канд.техн.наук Обухова І.Б.

Обл.вид. № 187-10

Підп.до друку 14.12.2010 р. Формат 60x84 1/16. Папір Сору Paper.

Друк-ризографія. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 9,1.

Облік.вид. арк. 9,5. Наклад 300 прим. 1-й завод 1-100. Зам. № 1018

Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ "ХПІ"

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 3657 від 24.12.2009 р.
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Отпечатано в типографії ГП ХМЗ «ФЭД» ул. Сумская,132

Зак №458
