

05.02.02
К567

На правах рукописи



Ковнацкий Андрей Владимирович

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПЛАНЕТАРНЫХ ПРИВОДОВ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН ВВЕДЕНИЕМ В ИХ СХЕМУ
УПРУГОГО ЗВЕНА**

Специальность 05.02.02. – «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Диссертация выполнена на кафедре «Основы проектирования машин» Южно-Уральского государственного университета

Научный руководитель – заслуженный работник высшей школы РФ,
доктор технических наук, профессор
Пожбелко Владимир Иванович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Держанский Виктор Борисович,
кандидат технических наук, доцент
Созыкин Георгий Гаврилович.

Ведущее предприятие – ООО ПКФ «Фабрика-кухня» (г. Челябинск)

Защита состоится «14» декабря 2005 г. в 14 часов на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В. И. Ленина, 76, зал диссертационного совета (10 этаж гл. корп.).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В. И. Ленина, 76 на имя ученого секретаря диссертационного совета

Автореферат разослан «12» ноября 2005 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук, профессор



Е. А. Лазарев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования.

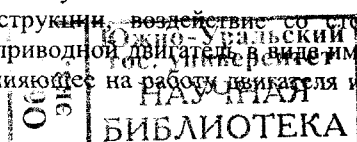
Планетарные приводы широко применяются в различных областях машиностроения (автомобиле- и тракторостроение, буровые установки, месильные машины и др.) в различном функциональном назначении (мультипликатор; коробка скоростей; роторно-поршневой двигатель; устройство сложного движения рабочего органа; загрузочное устройство автоматических линий) и могут быть выполнены по различным схемам. В частности, в технологических процессах многих отраслей промышленности существует необходимость перемешивания жидких смесей в условиях переменного сопротивления среды (производство строительных материалов, кондитерское производство, производство абразивного инструмента и др.). Правильность протекания технологических процессов необходима для получения качественной продукции и во многом определяется свойствами установленного на машине привода.

Машинный агрегат технологического оборудования в виде разнообразных смесителей вязких материалов содержит двигатель, жестко соединенный через ступенчатую коробку скоростей и планетарный передаточный механизм с рабочим органом.

Рассмотренные в данном исследовании планетарные приводы технологического оборудования (например, смесителей вязких материалов), в отличие от всех остальных типов рабочих машин (автомобиль, трактор, металлорежущий станок, кузнечно-прессовое оборудование и др.), имеют следующие специфические особенности работы:

1. Пуск двигателя происходит при полной нагрузке на рабочий орган и сопровождается дальнейшей работой в условиях самопроизвольно изменяющегося переменного рабочего сопротивления.
2. Переключение ступенчатой коробки скоростей требует полной остановки машинного агрегата и прекращения технологического процесса, причем неправильный выбор оператором включаемой передачи приводит к неправильным режимам работы привода.
3. При изменении величины сопротивления на рабочем органе его траектория движения остается постоянной, что приводит к неполному объему обработки рабочей смеси.

Известен способ получения смесей, заключающийся в том, что перемешиваемую среду приводят в колебательное движение, что способствует интенсификации образования смеси, повышению однородности. Однако соответствующие устройства для виброперемешивания жидких сред не нашли широкого применения из-за многих недостатков, главным образом связанных со способом возбуждения колебаний в перемешиваемой среде. Например, использование для создания колебаний инерционных импульсных механизмов вызывает повышенные нагрузки на элементы конструкции, воздействие со стороны инерционного импульсного механизма на приводной двигатель в виде импульсов реактивного момента, отрицательно влияющее на работу двигателя и сни-



жающее его КПД. Некоторые схемы смесителей требуют для возбуждения колебаний использования электромагнитных приводов, сжатого воздуха из пневмосети, вибраторов и других устройств, которые усложняют их конструкцию.

В связи с этим возникает актуальная задача создания планетарного привода, снижающего ударные нагрузки на приводной двигатель и передаточные механизмы и обладающего адаптивными свойствами в условиях переменного сопротивления на рабочем органе, а также обеспечивающего движение рабочего органа по сложной траектории.

Цель работы – повышение эффективности планетарных приводов технологических машин с переменным сопротивлением на рабочем органе путем саморегулирования амплитуды автоколебаний и траектории движения рабочего органа при изменении нагрузки на рабочем органе, а также путем стабилизации потребной мощности приводного двигателя без переключения ступенчатой коробки скоростей и без остановки машинного агрегата при работе технологической машины в условиях самопроизвольного изменения нагрузки на рабочем органе.

Задачи исследования.

1. Разработать новый способ возбуждения крутильных колебаний в планетарных приводах с уравновешенными подвижными узлами и обобщенную динамическую модель вибрационного уравновешенного планетарного привода (названную в дальнейшем «составное колесо»).

2. Исходя из предпосылок физического характера, сформированных на базе анализа конструкций и работы известных технологических машин с движущимся в вязкой среде рабочим органом, а также ряда задач гидродинамики и теории колебаний, выделить группу исходных гипотез и допущений, необходимых для составления математической модели движения составного колеса.

3. Составить математическую модель, описывающую движение составного колеса в вязкой среде в соответствии с принятыми гипотезами и допущениями, позволяющую выявить, прежде всего, качественные характеристики движения рабочего органа в планетарном приводе технологической машины.

4. Разработать условия эквивалентности и соответствующие формулы приведения, позволяющие заданной конструкции вибрационного уравновешенного планетарного привода (ВУПП) противопоставить обобщенную динамическую модель (составное колесо с характеризующими его обобщенными безразмерными параметрами).

5. Провести вычислительные эксперименты посредством составленной математической модели и по заданным определяющим обобщенным параметрам вычислить другие параметры, на основе которых можно сделать качественные выводы о движении ВУПП и выявить конструкцию ВУПП, наиболее полно отвечающую цели данного исследования.

6. Экспериментально подтвердить возможность получения крутильных колебаний в конструкции ВУПП и наличие сопутствующих положительных эффектов.

Объектом исследования является оригинальный планетарный привод с включенным в его схему упругим звеном в составе месильной машины типа МВУ-60.

Предметом исследования является колебательный процесс, происходящий при движении в вязкой среде рабочего органа технологической машины с ВУПП, а также зависимость этого процесса от конструктивных параметров ВУПП, режима работы и величины сопротивления на рабочем органе.

Методы исследования. Для решения поставленных задач в работе использовались методы теории механизмов и машин, теоретической механики, гидродинамики, методы подобия и размерности в механике, теории колебаний, методы математического и компьютерного моделирования, методы и средства экспериментального исследования.

Научная новизна работы.

1. Выдвинута и экспериментально подтверждена научная гипотеза о возможности создания автоколебаний механической системы на основе планетарного привода с уравновешенными сателлитными узлами за счёт введения в его схему упругого звена для реализации нового способа самовозбуждения крутильных колебаний.

2. Составлена динамическая и математическая модель планетарных приводов нового типа (названная составным колесом) и выделены обобщенные параметры, описывающие поведение данной автоколебательной системы в зависимости от проектных параметров привода, режима его работы и величины полезного сопротивления на рабочем органе.

3. Теоретически установлен и экспериментально подтвержден новый динамический эффект автоматической стабилизации потребляемой приводным двигателем мощности при работе машинного агрегата в условиях возникающей в технологическом процессе переменной силы полезного сопротивления.

4. Установлено существование трех типов вибрационных планетарных приводов с уравновешенными сателлитами, только один из которых реализует новый динамический эффект стабилизации мощности при работе машинного агрегата с переменной нагрузкой на рабочем органе.

5. Предложен новый класс планетарных приводов технологических машин, предназначенных для перемешивания вязких веществ и обладающий возможностью адаптации в ходе перемешивания к изменяющимся свойствам перемешиваемой среды, – вибрационные планетарные смесители вязких материалов.

Практическая значимость.

1. Разработана методика проектирования вибрационных планетарных приводов с уравновешенными сателлитными узлами применительно к технологическим машинам с переменной нагрузкой на рабочем органе.

2. Разработанные структурные схемы ВУПП и методика расчета их динамики могут служить основой при проектировании компактных конструкций разнообразных технологических машин (например, смесителей вязких материалов).

3. Выработаны практические рекомендации по выбору наиболее рациональных конструктивных параметров вибрационных уравновешенных планетарных приводов.

Достоверность выполненных теоретических исследований подтверждается экспериментальными исследованиями вибрационного планетарного привода с упругим звеном в условиях переменного сопротивления на рабочем органе.

На защиту выносятся теория и методы проектирования планетарных приводов с упругим звеном, а также конструкция вибрационного планетарного привода нового типа с уравновешенными сателлитными узлами.

Апробация работы и внедрение результатов. Основные положения диссертации доложены и обсуждены на ежегодных научно-технических конференциях ЮУрГУ в период 2003-2005 гг., XXXII и XXXIV Уральских семинарах по механике и процессам управления, в рамках XXIV Российской школы по проблемам науки и технологий (г. Миасс), на Второй международной конференции по проблемам механики современных машин (г. Улан-Уде). Внедрение результатов представленной работы производилось при создании опытно-промышленного образца вибрационного ПСВМ по заказу ООО «Фабрика-кухня» (г. Челябинск).

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в семи печатных работах, по результатам работы получены два патента РФ на изобретения.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, библиографического списка, включающего 107 наименований, восьми приложений. Работа содержит 136 с. основного текста 52 иллюстрации и 3 таблицы. Общий объем диссертации 154 с.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении изложены актуальность темы диссертации, ее научная новизна, цель и задачи исследования, дается общая характеристика выполненных исследований.

В первой главе рассматриваются разновидности планетарных приводов и анализируются условия их работы в составе серийно выпускаемых смесителей вязких материалов. В частности, анализируется необходимость усложнения траектории рабочего органа смесителей вязких материалов и придания их конструкциям адаптивных свойств при одновременном сохранении простоты устройства и сравнительно низкой металлоемкости. Рассматриваются вопросы повышения эффективности привода смесителей вязких материалов за счет использования вибрации и за счет регулирования скорости движения рабочего органа и усилия на нем с целью адаптации параметров смесителя к свойствам перемешиваемой среды.

Разработкой механических приводов рабочих органов технологических машин вибрационного действия и теоретических основ их проектирования активно занимались следующие ученые: Антонов А.С., Артоболевский И.И., Бабицкий В.И., Блехман И.И., Вульфсон И.И., Гинзбург Е.Г., Дворников Л.Т., Держанский В.Б., Катков Н.П., Кирдяшев Ю.Н., Кожевников С.Н., Кудрявцев В.Н., Левитский Н.И., Лившиц В.А., Орлов П.И., Пожбелко В.И., Рагульскис К.М., Решетов Д.Н., Руденко В.Н., Ряховский О.А., Созыкин Г.Г., Тимофеев Г.А., Устиновский Е.П., Часовников Л.Д., Чернавский С.А., Bert C.W., Bishop R., Fritsch F., Wolkenstein R.

Вопросами усовершенствования смесителей и их приводов занимаются ряд технологических и проектно-конструкторских институтов пищевой промышленности и промышленности строительных материалов, а также КБ заводов. Весомый вклад в решение вопросов гидродинамики перемешивания и проектирования смесителей вязких материалов внесли следующие ученые: Алейнер Ю.И., Васильцов Э.А., Волощенко А.Г., Волчков А.Н., Гольдштейн М.И., Захаров А.А., Канторович З.Б., Ковшик А.В., Кромский Е.И., Михелев А.А., Мудров А.Г., Мудров П.Г., Проничкина А.П., Ушаков В.Г., Щупляк И. А., Chapman F.S., Gray J.B., Hobler T., Holland F.A., Strek F., Uhl V.W.

Проведенный анализ работ этих авторов показал, что на эксплуатационные свойства смесителей оказывают существенное влияние вибрационная обработка перемешиваемой среды, степень сложности траектории рабочего органа, возможность изменения передаточного отношения в приводе смесителя.

Наиболее распространенными в настоящее время способами вибрационного воздействия на вязкую среду являются установка на смеситель инерционно-импульсных приводов, механических, пневматических или электродинамических вибраторов. В подобных конструкциях имеют место повышенные нагрузки на элементы конструкции машин вследствие присутствия планетарных механизмов с неуравновешенными сателлитами. Для работы вибраторов требуется присутствие дополнительного источника энергии. При этом часто вибрационное воздействие на перемешиваемую вязкую среду не сопровождается ускорением траектории рабочего органа.

В известных конструкциях приводов смесителей изменение передаточного отношения достигается преимущественно за счет использования в конструкциях механических вариаторов, коробок скоростей, многоскоростных электродвигателей. Плавное регулирование скорости рабочего органа может достигаться за счет установки на смеситель электродвигателя переменного тока с преобразователем частоты. В этом случае скоростью рабочего органа может управлять программируемый логический контроллер. Указанные меры ведут к удорожанию машин, кроме того, в большинстве случаев отсутствует возможность автоматического изменения передаточного отношения привода, что не позволяет в полной мере реализовать номинальную мощность приводного двигателя, повышает требования к подготовке обслуживающего персонала. В связи с этим ставится задача повышения эффективности привода технологических машин с переменным сопротивлением на рабочем органе путем целенаправленного создания крутильных автоколебаний рабочего органа и придания планетарному приводу технологической машины адаптивных свойств в процессе работы.

Во второй главе рассмотрены вопросы расчета момента инерции установленных в планетарный привод машинного агрегата маховых масс на различных режимах работы, в том числе, при линейно-вязком сопротивлении.

Установлено, что величина коэффициента неравномерности δ для машин с жесткими звеньями может быть выражена через удобный для проектирования машинного агрегата безразмерный параметр вида

$$\delta = K_1 \frac{bl^2}{J_1 \omega_0}, \quad (1)$$

где K_1 – безразмерный коэффициент, зависящий от конструктивных особенностей привода машины; b – коэффициент вязкого сопротивления; l – характерный размер исполнительного механизма (например, радиус сателлита в планетарном механизме); J_1, ω_0 – приведенный момент инерции и средняя угловая скорость ведущего звена машины.

Для расчета на установившемся режиме работы амплитуды колебаний угловой скорости ведущего звена машины в общем случае предложено приближенное решение нелинейного дифференциального уравнения движения машинного агрегата, позволяющее рассчитать на ЭВМ необходимый момент инерции маховика, обеспечивающий заданную амплитуду колебаний угловой скорости. Для решения этой задачи широко используется графоаналитический метод Виттенбауэра.

Используя закон сохранения энергии при рассмотрении режима выбега (неустановившийся режим работы машины) с учетом линейно-вязкого сопротивления, получена формула, позволяющая определить необходимый момент инерции маховика J_M , обеспечивающий выбег рабочего органа при выключенном двигателе в течение заданного времени t_0 :

$$J_M = \frac{K_2 b l^2 t_0}{\ln \left(\frac{M_T}{K_2 b l^2 \omega_0 + M_T} \right)}, \quad (2)$$

где K_2 – коэффициент, зависящий от размеров звеньев привода;

M_T – момент сухого трения в кинематических парах.

В третьей главе приведены теоретические основы проектирования вибрационных планетарных приводов с упругими звеньями и с уравновешенными сателлитами. На рис. 1 и 2 представлены два варианта разработанных планетарных приводов смесителей вязких материалов (ПСВМ), защищенных патентами РФ.

Планетарный привод с упругим элементом на сателлите, изображенный на рис. 1, содержит приводной двигатель 1, корпус 2, передаточный механизм 3 и планетарный механизм, включающий водило 4, центральную шестерню 5 и установленные с ней в зацеплении сателлиты 6, снабженные балансами 7, которые соединены с сателлитами 6 через упругие элементы 8; рабочие органы 9, установленные эксцентрично на балансах 7, образуют узлы, уравновешенные относительно осей сателлитов 6.

Вибрационный ПСВМ работает следующим образом. При вращении водила 4 от двигателя 1 (рис. 1) сателлиты 6 с рабочими органами 9 совершают внутри корпуса 2 сложное движение. При этом рабочие органы 9 перемещаются в вязкой среде с переменной скоростью, что, вследствие зависимости силы вязкого сопротивления от скорости, приводит к появлению переменного момента на балансах 7 и вызывает их крутильные колебания относительно сателлитов 6. При колебаниях усложняется абсолютная траектория движения рабочих органов 9.

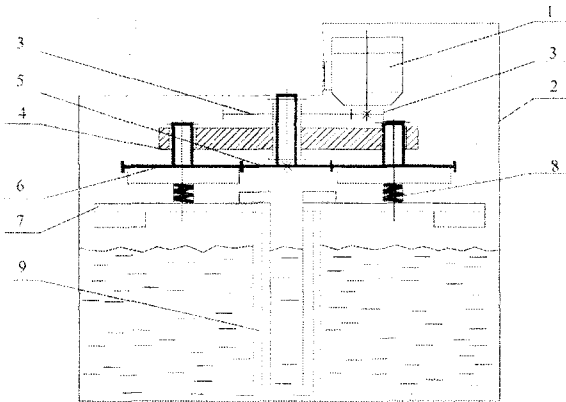


Рис. 1. Структурная схема планетарного привода смесителя с упругим элементом на сателлите:

1 – двигатель; 2 – корпус; 3 – передаточный механизм; 4 – водило; 5 – центральная шестерня; 6 – сателлит; 7 – баланс; 8 – упругий элемент; 9 – рабочий орган.

Планетарный привод с центральным упругим элементом (рис. 2) содержит установленные в корпусе 1 рабочие органы 2, передаточный механизм 3 и планетарный механизм, включающий центральную шестерню 4, сателлиты 5 и водило 6, приводимое в движение двигателем 7. Рабочие органы 2 закреплены на сателлитах 5 со смещением относительно осей сателлитов и образуют вместе с сателлитами узлы, уравновешенные относительно этих осей посредством противовесов 8, а шестерня 4 планетарного механизма подвижно связана с корпусом 1 через упругий элемент 9.

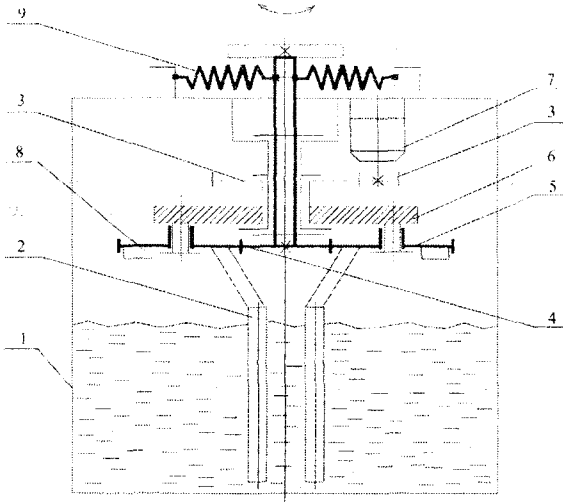


Рис. 2. Структурная схема планетарного привода смесителя с центральным упругим элементом:

1 – корпус; 2 – рабочий орган; 3 – передаточный механизм; 4 – центральная шестерня; 5 – сателлиты; 6 – водило; 7 – двигатель; 8 – противовесы; 9 – упругий элемент.

Для обобщенного исследования динамики и потенциальных возможностей разработанного нового типа планетарных приводов (некоторые примеры которых приведены на рис. 1 и 2) была сформирована обобщенная динамическая модель, представляющая собой двухмассовую колебательную систему (названную «составное колесо»), которая показана на рис. 3. В составном колесе ба-

ланс 2 соединен с сателлитом 1 упругим элементом, работающим на кручение (на рис.3 не показан). Сателлит 1 составного колеса катится по направляющей 3 с постоянной угловой скоростью, что обеспечивается установкой в конструкции привода достаточно больших маховых масс. Рабочий орган 4 представляет собой цилиндрический стержень, к которому приложена сила вязкого сопротивления рабочей среды, зависящая от скорости движения рабочего органа.

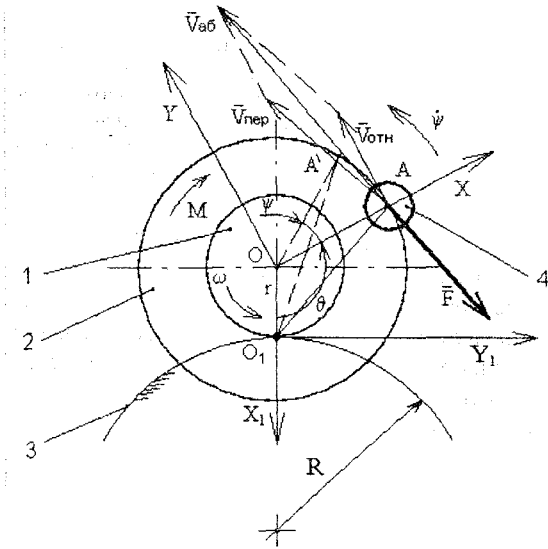


Рис. 3. Составное колесо:
1 – сателлит радиусом r ;
2 – баланс;
3 – направляющая радиусом R ;
4 – рабочий орган, установленный на радиусе ρ .

Полагая, что приведенный (с учетом ведущего водила) момент инерции сателлита достаточно велик (по сравнению с моментом инерции колеблющегося баланса с закрепленным на нем рабочим органом), двухмассовую колебательную систему можно заменить одномассовой, которая описывается следующим уравнением движения:

$$J\ddot{\psi} = M_0(\vec{F}) + M; \quad (3)$$

$$\vec{F} = -b\vec{v}_{a1}; \quad M = -C\psi, \quad (4)$$

где J – момент инерции баланса; ψ – угол закрутки упругого элемента, соединяющего баланс с сателлитом; $M_0(\vec{F})$ – момент сопротивления вязкой среды, определяемый силой вязкого сопротивления \vec{F} ; M – упругий момент; C – крутильная жесткость упругого элемента; b – коэффициент вязкого сопротивления; \vec{v}_{a1} – абсолютная скорость оси рабочего органа.

Из анализа взаимодействия составного колеса с неподвижной направляющей на рис. 3 и с учетом зависимостей (4) выделим следующие семь величин, которые определяют движение баланса 2:

$$r, \rho, R, \omega, J, C, b. \quad (5)$$

Используя теорию размерностей, указанные величины (5) были сведены к следующим четырем безразмерным параметрам:

$$\alpha = \frac{br^2}{JK}, \quad \beta = \frac{\omega}{K}, \quad \lambda = \frac{\rho}{r}, \quad \sigma = \pm \frac{r}{R}, \quad (6)$$

K – круговая частота свободных колебаний баланса 2;

ω – абсолютная угловая скорость сателлита 1.

Здесь $\sigma > 0$ в случае внешнего зацепления сателлита с центральным колесом;

$\sigma < 0$ в случае внутреннего зацепления сателлита с центральным колесом;

$\sigma = 0$ описывает качение составного колеса по прямолинейной направляющей ($R \rightarrow \infty$).

Безразмерные параметры (6) позволяют рассчитать крутильные колебания баланса составного колеса в зависимости от конструктивных параметров вибрационного планетарного привода, режима его движения и технологических свойств рабочей среды. Эти параметры имеют следующий смысл: α – относительная вязкость рабочей среды; β – частотное отношение; λ – относительный вылет рабочего органа; σ – относительная кривизна направляющей.

Теоретические диапазоны изменения безразмерных параметров (6): для α, β, λ интервал $[0, \infty)$; для σ интервал $(-\infty, \infty)$.

С точки зрения теории размерностей, закон колебаний баланса составного колеса должен полностью определяться заданием четырех независимых безразмерных параметров $\alpha, \beta, \lambda, \sigma$, определяемых выражениями (6), то есть

$$\psi = \psi(\alpha, \beta, \lambda, \sigma, \theta), \quad (7)$$

где ψ – угол закрутки упругого элемента от нейтрального положения;

θ – угол поворота сателлита при его качении по направляющей (угол отсчитывается от водила соответствующего планетарного механизма).

Угол θ в данном контексте играет роль безразмерного времени.

Задача заключается в нахождении вида функции ψ аналитическими и численными методами.

Используя выделенные обобщенные параметры (6), а также решение вспомогательной задачи скоростей и ускорений для составного колеса, уравнение движения (3) приводится к следующему безразмерному виду ($\beta \neq 0$):

$$\psi'' + \frac{\alpha}{\beta}(1 + \sigma)\lambda^2 \psi' + \frac{1}{\beta^2}(1 + \sigma)^2 \psi = -\frac{\alpha}{\beta}(1 + \sigma)^2 \lambda \sqrt{1 + \lambda^2} \sqrt{1 - S \cos(\theta + \psi)}, \quad (8)$$

$$\text{где } \psi' = \frac{d\psi}{d\theta}; \quad S = \frac{2\lambda}{1 + \lambda^2}.$$

Несмотря на то, что левая часть уравнения (8) представляет собой линейный дифференциальный оператор, это уравнение нелинейно, так как в его правую часть входит неизвестная функция ψ в качестве аргумента синуса.

Для получения как можно более полной информации о колебательном процессе в виде конечных формул, а также для нахождения более точного решения уравнения (8) был разработан комбинированный аналитико-численный метод, обеспечивающий быструю сходимость решения. Разработанный метод был проверен с помощью известного численного метода Адамса. Он выражается следующими формулами, описывающими стационарные колебания баланса:

$$\eta_n = Y \sum_{k=1}^m \frac{1}{(4k^2 - 1)B(k)} \cos k \left(n\Delta\theta + \eta_{n-1} + \frac{\delta(k)}{k} - Z \right);$$

$n = 1, 2, 3, \dots; \eta_0 = 0; m$ – некоторое натуральное число;

$$\psi_n = \eta_n - Z,$$

где Z – угол средней закрутки баланса;

$$Z = 2Eh; \quad E = \alpha\beta\lambda\sqrt{1+\lambda^2}; \quad h = \frac{a}{2} + \frac{l-a}{\pi}; \quad (9)$$

$$a = \sqrt{1-S}; \quad l = \sqrt{1+S}; \quad S = \frac{2\lambda}{1+\lambda^2};$$

$$Y = \frac{4}{\pi} E(l-a)(1+\sigma)^2; \quad B(k) = \sqrt{D^2(k) + V^2(k)};$$

$$D(k) = k^2\beta^2 - (1+\sigma)^2; \quad V(k) = k\alpha\beta\lambda^2(1+\sigma);$$

$$\delta = \arctg \frac{V(k)}{D(k)}.$$

С помощью формул (9) были рассчитаны колебания баланса составного колеса при различных значениях безразмерных параметров $\alpha, \beta, \lambda, \sigma$. В качестве примера на рис. 4 показан график крутильных колебаний баланса, рассчитанный при $\alpha = 0,16, \beta = 1,4, \lambda = 1,2, \sigma = -2,57$, а на рис. 5 соответствующий предельный цикл.

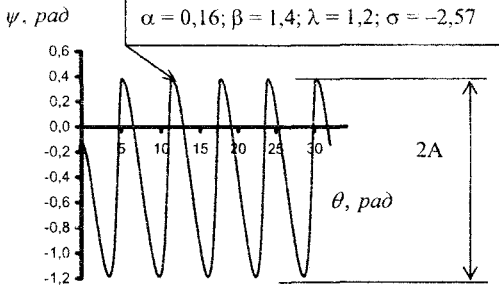


Рис. 4. Крутильные колебания баланса

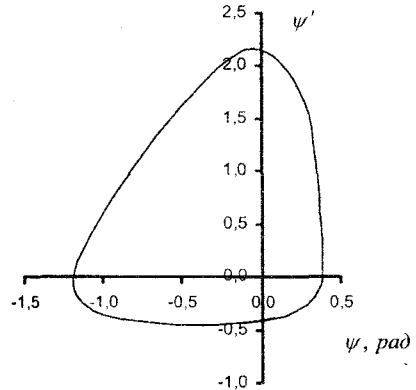
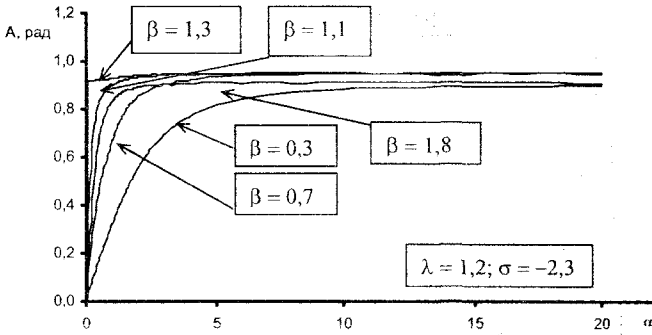
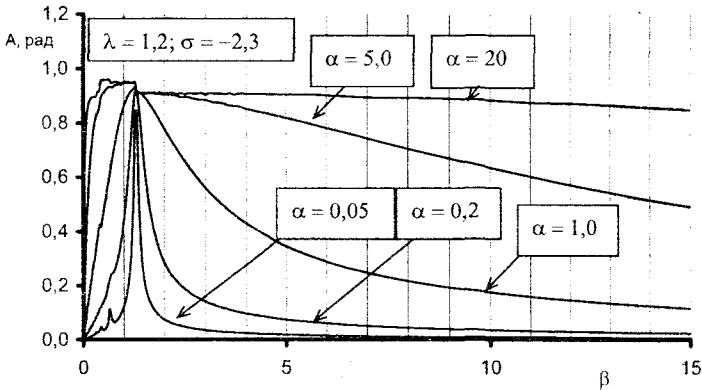


Рис. 5. Предельный цикл автоколебаний

На базе тех же формул были рассчитаны зависимости амплитуды крутильных колебаний баланса составного колеса от безразмерных параметров $\alpha, \beta, \lambda, \sigma$. На рис. 6 – 8 показаны графики, выражающие зависимость амплитуды колебаний A баланса от одной из безразмерных комбинаций α, β, λ при фиксированных значениях трех остальных ($\sigma = -2,3$).

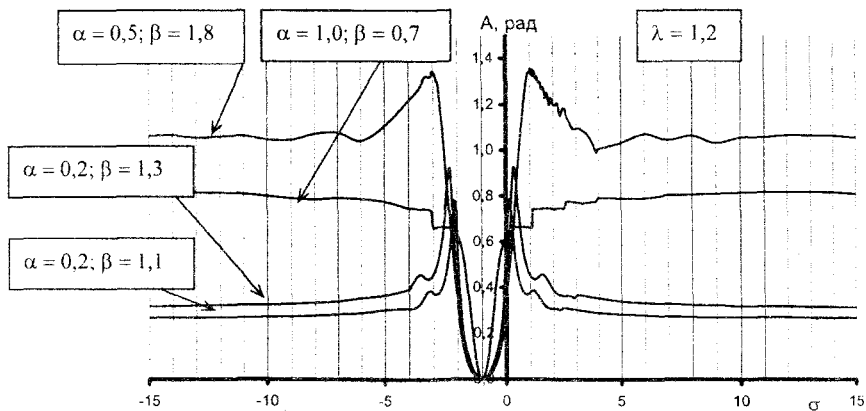
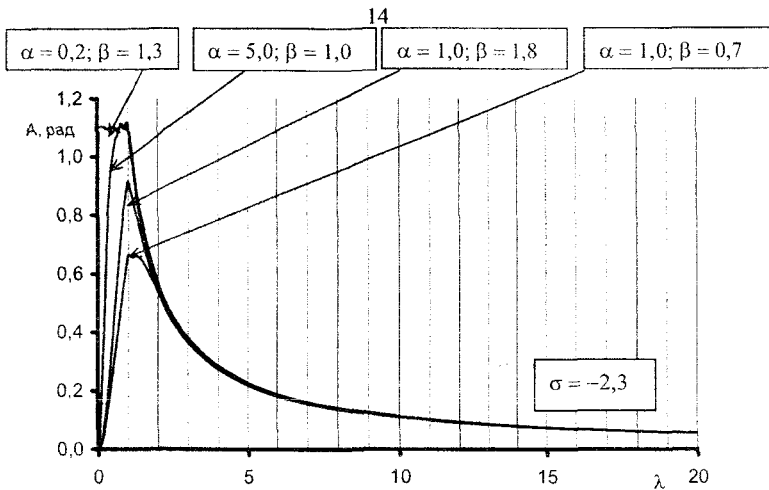
Рис. 6. Зависимость амплитуды от параметра α Рис. 7. Зависимость амплитуды от параметра β

На рисунке 9 показан график зависимости амплитуды колебаний A баланса от значения параметра σ при фиксированных значениях параметров α, β, λ .

По рис. 6 – 9 выявлено резонансное значение частотного отношения, определяемое формулой

$$\beta_p = |1 + \sigma|. \quad (10)$$

Резонанс наблюдается при двух конструктивных значениях относительной кривизны направляющей σ (см. рис. 9).



Для сведения задачи расчета ВУПП произвольной схемы к обобщенной динамической модели были выведены условия эквивалентности различных схем планетарных приводов и вытекающие из них следующие формулы приведения:

$$J_B = J_C + J_K i_{KC}^{H2}; \quad C_B = C_K i_{KC}^{H2}, \quad (11)$$

где J_B и C_B – приведенные к спутнику момент инерции планетарного механизма и жесткость упругого элемента; J_C – момент инерции спутника; J_K и C_K – момент инерции узла центральной шестерни и жесткость непосредственно связанного с ней упругого элемента; i_{KC}^H – передаточное отношение от центральной шестерни к спутнику при неподвижном водиле планетарного механизма.

В дальнейшем была разработана методика расчета мощности сил вязкого сопротивления, использующая введенное в рассмотрение понятие безразмерно-

го критерия мощности K_N , который определяется отношением расходуемой на преодоление сил вязкого сопротивления мощности (в нормальном режиме работы машины) к аналогичной мощности при рабочем органе, установленном в центре сателлитного узла (при $\lambda = 0$).

В соответствии с выводами теории размерностей, существует критериальная зависимость величины K_N от чисел $\alpha, \beta, \lambda, \sigma$. Изменение критерия мощности в координатах $K_N - \alpha$ по закону обратной пропорции (т. е. по гиперболе) приводит к стабилизации мощности, развиваемой приводным двигателем: размерная мощность, расходуемая на преодоление сил вязкого сопротивления, в этом случае остается постоянной. На рис. 10 показана кривая изменения безразмерного критерия мощности K_N в зависимости от числа α и приближающаяся ее гипербола равной мощности. Критерий мощности рассчитан с использованием формул (9) при фиксированных значениях безразмерных параметров $\beta = 1,4; \lambda = 1,2; \sigma = -2,57$, при которых ранее на рис. 4 был построен график возникающих крутильных колебаний рабочего органа. При надлежащем выборе чисел $\alpha, \beta, \lambda, \sigma$ вибрационный планетарный привод может обеспечить автоматическую стабилизацию мощности приводного двигателя при изменении вязкости технологической среды приблизительно в два раза.

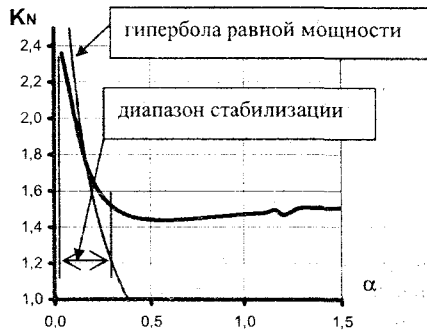


Рис. 10. Безразмерный критерий мощности и гипербола равной мощности

Особо отметим, что требуемая для обеспечения выявленного эффекта стабилизации мощности приводного двигателя величина $\sigma < -1$ указывает конструктору на необходимость выполнения сателлита планетарного механизма с внутренними зубьями (см. рис. 11).

В четвертой главе описывается конструкция опытно-промышленного образца вибрационного ПСВМ, изготовленного в соответствии со схемой по рис. 11. Приведены общая программа промышленных исследований, методика проведения исследований и оценка адекватности разработанной динамической модели.

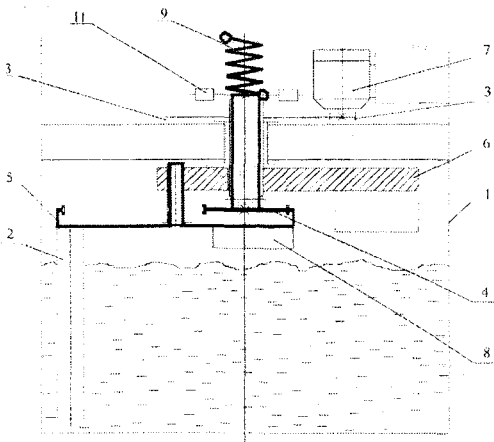


Рис. 11. Схема опытно-промышленного образца вибрационного смесителя ($\sigma < -1$):
 1 – корпус; 2 – рабочий орган;
 3 – передаточный механизм;
 4 – центральная шестерня;
 5 – сателлиты; 6 – водило;
 7 – двигатель; 8 – противовесы;
 9 – упругий элемент.

Экспериментальные исследования были разбиты на несколько этапов:

1. Экспериментальные исследования функциональной работоспособности предложенной схемы планетарного смесителя.
2. Экспериментальное подтверждение эффекта возбуждения крутильных колебаний в планетарном приводе смесителя с уравновешенными сателлитными узлами.
3. Получение экспериментальных зависимостей амплитуды крутильных колебаний от вязкости перемешиваемой среды и от соответствующих значений относительной вязкости α .
4. Экспериментальное подтверждение эффекта стабилизации мощности, развиваемой приводным двигателем вибрационного смесителя.

Объектом исследования стала тестомесильная машина типа МВУ-60 с установленным на ней оригинальным планетарным узлом (рис. 11).

Для экспериментального обнаружения крутильных колебаний сателлита с рабочим органом на центральном валу был закреплен специальный поворотный стрелочный указатель. На рис. 12 показана экспериментальная зависимость амплитуды колебаний Δ центральной шестерни 4 (рис. 11) от коэффициента динамической вязкости перемешиваемой среды μ при двух значениях вылета рабочего органа L и угловой скорости водила планетарного механизма $n_1 = 99 \text{ мин}^{-1}$.

Для экспериментального подтверждения выявленного теоретически эффекта стабилизации мощности приводного двигателя в процессе перемешивания вязкой среды (см. рис. 10) были проведены замеры действующего значения силы тока в обмотках статора приводного электродвигателя с помощью комбинированного электроизмерительного прибора типа Mastech M266E.

Опыты проводились при двух вариантах закрепления на сателлите мешильного органа с различным его смещением от оси вращения сателлита ($\lambda = 0,8$ и $\lambda = 1,2$). Кроме того, ступенчато изменялась угловая скорость водила планетарного механизма ($n_1 = 66 \text{ мин}^{-1}$, $n_2 = 99 \text{ мин}^{-1}$), указанным значениям которой соответствуют величины частотного отношения $\beta_1 = 0,38$ и $\beta_2 = 0,57$.

В качестве перемешиваемой вязкой среды использовалась жидкая опара (смесь муки с водой), вязкость которой изменялась в ходе эксперимента за счет изменения концентрации муки, что обеспечило задание различных значений относительной вязкости в диапазоне $\alpha = 0,05 \dots 0,35$.

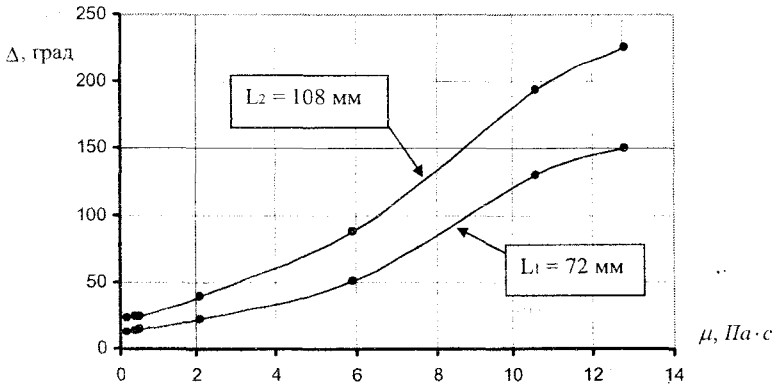


Рис. 12. Амплитуда колебаний центральной шестерни в зависимости от вязкости перемешиваемой среды

В процессе проведения производственных испытаний опытно-промышленного образца вибрационного планетарного смесителя были реализованы следующие режимы:

1. Пуск приводного двигателя при отсутствии рабочей вязкой среды в емкости для перемешивания – установлено, что в этом случае колебания не возбуждаются.

2. Заполнение емкости компонентами вязкой среды (по условиям техники безопасности производится обязательно при выключенном двигателе) с последующим пуском приводного двигателя и осуществлением заданного технологического процесса перемешивания вязкой среды.

Результаты производственных испытаний модернизированной месильной машины приведены также на рис. 13, где график, отражающий амплитуду возникающих крутильных колебаний рабочего органа, приведен к выделенным обобщенным безразмерным параметрам (6).

Экспериментальный и теоретический графики на рис. 13 подтверждают эффект возникновения интенсивных крутильных колебаний рабочего органа в вибрационном смесителе с уравновешенными сателлитными узлами. В процессе перемешивания при движении рабочего органа с указанными возникающими крутильными колебаниями установлено, что при увеличении в процессе испытаний вязкости рабочей среды более чем в два раза расход мощности на ее перемешивание увеличился только на 30 %, что подтверждает теоретически предполагаемую стабилизацию энергозатрат (см. рис. 10).

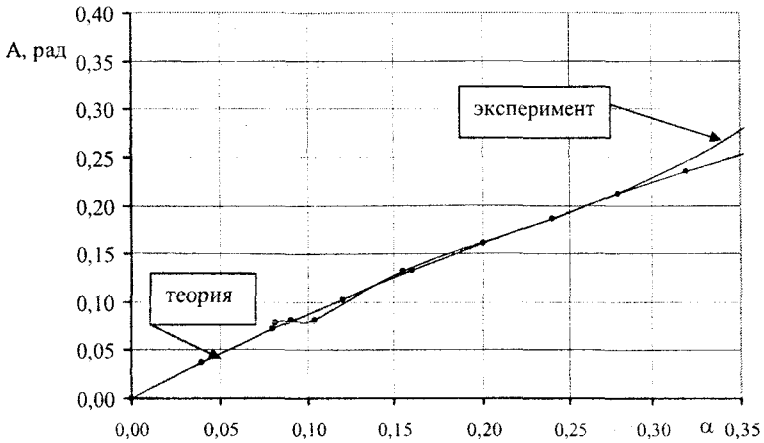


Рис. 13. Сравнение теоретической и экспериментальной кривых

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. В машинах, созданных на базе планетарных механизмов с уравновешенными сателлитами, возможно возникновение автоколебаний за счет взаимодействия рабочего органа машины с внешней нагрузкой, что является теоретической предпосылкой для создания нового типа планетарных приводов вибрационного действия с уравновешенными сателлитами, которые отличаются применением упругой связи между рабочим органом и приводным двигателем.

2. Разработана теория вибрационных планетарных приводов с уравновешенными сателлитными узлами, описывающая поведение колебательной системы рабочего органа в условиях переменной внешней нагрузки. При этом установлены следующие теоретические закономерности:

- 1) Амплитуда автоколебаний рабочего органа увеличивается с возрастанием нагрузки и имеет четко выраженный предел. Такой характер изменения амплитуды является основой для усложнения траектории рабочего органа машины в ходе технологического процесса и проявления эффекта стабилизации мощности.
- 2) Выявлены три возможных варианта изменения мощности в вибрационном планетарном приводе с переменной нагрузкой на рабочем органе, только один из которых (а именно при $\sigma = -3,0 \dots -2,1$) обеспечивает стабильную загрузку приводного двигателя.
- 3) Существует устойчивый предельный цикл возникающих автоколебаний рабочего органа, не зависящий от начальных условий движения колебательной системы.

3. Предложенные обобщенные параметры ($\alpha, \beta, \lambda, \sigma$) полностью характеризуют разработанный новый тип планетарных приводов с упругим звеном с трех точек зрения – конструктивные параметры, величина сопротивления на рабочем органе, режим движения рабочего органа.

4. Теоретически выявлен и экспериментально подтвержден эффект стабилизации мощности приводного двигателя при работе в условиях переменного сопротивления на рабочем органе без регулирования передаточного отношения привода (переключения коробки скоростей) и изменения оборотов двигателя.

5. Основываясь на графиках, выражающих зависимость мощности от конструктивных параметров вибрационного планетарного привода, можно дать следующие практические рекомендации по рациональному проектированию разработанного нового типа вибрационных приводов:

- 1) При конструировании планетарных приводов, содержащих сателлит с внутренними зубьями (приводы первого типа) надо выбирать величину $\alpha = 0,05 \dots 0,3$ (то есть $\alpha < \alpha_{кр}$, где $\alpha_{кр}$ – критическое значение параметра α , при достижении которого стабилизируется амплитуда колебаний) для проявления эффекта стабилизации мощности, расходуемой на преодоление сил вязкого сопротивления (при этом дополнительно надо выполнить условия $\beta < \beta_p$ и $\sigma = -3,0 \dots -2,1$).
- 2) При конструировании планетарных приводов, содержащих сателлит с внешними зубьями (приводы второго типа) следует предусматривать большие значения α (то есть $\alpha > \alpha_{кр}$). В этом случае безразмерная средняя мощность постоянна, а следовательно, мощность в ваттах будет изменяться прямо пропорционально средней вязкости среды μ , то есть не быстрее, чем в конструкциях машин, не содержащих упругие элементы. Кроме того, при больших α приближается к максимальной амплитуда колебаний рабочего органа, что хорошо сказывается на технологическом процессе (например, на процессе перемешивания). Однако при слишком больших значениях α становится малой относительная амплитуда колебаний баланса (т. е. амплитуда, деленная на угол средней закрутки Z) и могут возникнуть конструктивные трудности с обеспечением возможности закрутки упругого элемента на большой угол. В соответствии с выводами теории размерностей конструктивно можно обеспечить любые наперед заданные значения числа α при фиксированных значениях остальных безразмерных параметров.
- 3) При конструировании планетарных приводов второго типа выгодно обеспечивать частотное отношение β , близкое к резонансному, но меньшее его (то есть $\beta = (0,8 \dots 0,95)\beta_p$). При этом будут реализовываться повышенные значения амплитуды колебаний рабочего органа и мощности, идущей на преодоление сил полезного сопротивления.
- 4) В любой конструкции вибрационного планетарного привода следует предусматривать значения относительного вылета месильного органа, близкие к единице ($\lambda = 0,7 \dots 1,3$), так как при меньших и при больших значениях вылета амплитуда колебаний резко уменьшается (см. рис. 8).

6. Установка в конструкции планетарного привода упругого элемента способствует снижению динамических нагрузок при пуске двигателя машины в условиях полной нагрузки на рабочем органе.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Пат. 2253507 РФ, МКИ В 01 F7/30, А 21 С 1/02 Планетарный смеситель вязких материалов / Пожбелко В. И., Ковнацкий А. В. Заявлено 16.06.2004; Опубли. 10.06.2005. Бюл. № 16.
2. Пат. 2258558 РФ, МКИ В 01 F7/30, А 21 С 1/02 Планетарный смеситель вязких материалов / Пожбелко В. И., Ковнацкий А. В. Заявлено 28.06.2004; Опубли. 20.08.2005. Бюл. № 23.
3. Ковнацкий А. В. Неравномерность движения машинного агрегата при силах сопротивления, линейно зависящих от скорости // Механика и процессы управления: Труды XXXII Уральского семинара. – Екатеринбург: Уральское отделение РАН, 2002. – С. 207-211.
4. Ковнацкий А. В. Определение момента инерции маховика на режиме выбега при силах сопротивления, линейно зависящих от скорости // Проблемы механики современных машин: Материалы второй международной конференции / ВСГУТУ. – Улан-Уде, 2003. – С. 39-42.
5. Ковнацкий А. В. Приближенное решение уравнения движения машинного агрегата в дифференциальной форме с учетом нелинейности системы // «Вестник ЮУрГУ», серия «Машиностроение». – 2003. – Вып. 4. – С. 27-31.
6. Пожбелко В. И., Ковнацкий А. В. Динамика движения составного колеса в вязкой среде // Труды XXIV Российской школы по проблемам науки и технологий. – Екатеринбург, 2004. – С. 249-251.
7. Пожбелко В. И., Ковнацкий А. В. Обобщенный динамический анализ крутильных колебаний составного колеса в вязкой среде // «Вестник ЮУрГУ», серия «Машиностроения». – 2004. – Вып. 5. – С. 55-59.
8. Пожбелко В. И., Ковнацкий А. В. Динамика движения составного колеса в вязкой среде по криволинейной поверхности // Наука и технологии: Труды XXIV Российской школы. Т. 1. – М., 2004. – С. 277-282.
9. Пожбелко В. И., Ковнацкий А. В. Мощность сил вязкого сопротивления при движении составного колеса по криволинейной поверхности // Механика и процессы управления: Труды XXXIV Уральского семинара. Т. 2. – Екатеринбург: Уральское отделение РАН, 2004. – С. 182-187.