На правах рукописи

СТЕПАНОВ ВИТАЛИЙ ВЯЧЕСЛАВОВИЧ

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОИМПУЛЬСНЫХ ГАЙКОВЕРТОВ

Специальность 05.05.04 – Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

МОСКВА – 2014

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования Московский государственный строительный университет НИУ на кафедре строительных и подъемно-транспортных машин.

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент Дроздов Анатолий Николаевич

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор Кобзев Анатолий Петрович, заведующий кафедрой Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины Балаковского института техники, технологии и управления;

кандидат технических наук, доцент Сорока Валерий Петрович, кафедра Транспортно-технологические машины и системы Московского государственного машиностроительного университета.

Ведущая организация: ФГБОУ ВПО "Московский государственный университет путей сообщения"

Защита состоится 13 октября 2014 г. в ____ часов на заседании диссертационного совета Д 212.141.07 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5.

Ваши отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью, просьба выслать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте http://www.bmstu.ru Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана

Автореферат разослан «__»_____2014 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук Сарач Е.Б.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Во многих видах строительства и, особенно, в машиностроении большая часть монтажных операций связана с закручиванием (откручиванием) деталей резьбовых соединений, что требует применения резьбозаворачивающих машин – гайковертов.

Из-за ограниченности реактивного момента, действующего на руку оператора, для затяжки соединений с резьбой М6 и более находят применение ударные гайковерты. Их принцип действия основан на накоплении и последующей передачи в резьбовое соединение кинетической энергии привода посредством крутильного удара. Эффективность и безопасность ударного гайковерта полностью определяется конструкцией применяемого ударно-вращательного механизма. Повышение показателей машины возможно за счет внедрения перспективных типов таких механизмов. В данной работе исследуются гайковерты с гидроимпульсными механизмами (так называемые гидроимпульсные гайковерты), обладающие целым рядом преимуществ по сравнению с механическими: сниженной вибро и шумоактивностью, большей надежностью и стабильностью развиваемого момента затяжки. Таким образом, актуальность работы в прикладном аспекте обоснована необходимостью совершенствования конструкций гайковертов, отвечающих современным требованиям производительности, эргономики, надежности.

К настоящему моменту, гидроимпульсные гайковерты представлены в линейке ряда зарубежных производителей механизированного инструмента, однако отечественные аналоги отсутствуют. Это объясняется недостаточной освещенностью данного вопроса в научной литературе, и, как следствие, отсутствием достоверных методик расчета параметров таких машин. Несмотря на наличие большого числа работ и накопленный опыт в проектировании механических ударных гайковертов, исследования гидроимпульсных машин на протяжении многих лет практически не проводились. Следует отметить лишь диссертационную работу Самылина Е.А., посвященную динамике гидроимпульсных ударных механизмов применительно к резьбозавертывающим машинам. В работе автором предложены математические модели, описывающие процесс разгона и удара в двухкамерном механизме эксцентрикового типа, а также проводится экспериментальное исследование его опытной модели. Разработанные модели позволяют описать работу конкретного образца гидроимпульсного механизма, но не дают возможности задаться рациональными динамическими параметрами при проектировании.

Итак, актуальность работы в научном аспекте обоснована необходимостью создания надежной методики выбора рациональных динамических параметров гидроимпульсных гайковертов, лежащей в основе их проектирования.

Цель работы: повышение эффективности механизированной затяжки резьбовых соединений с использованием методики выбора рациональных динамических параметров гидроимпульсных гайковертов, лежащей в основе их проектирования.

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
2061667
Степанов В.В. Выбор рацион

Методы исследования. При построении теоретических зависимостей в диссертационной работе использованы: математический аппарат дифференциального и интегрального исчисления, элементы теории дифференциальных уравнений, теории рядов, линейной алгебры, методов оптимизации и аппроксимации данных. Для построения математических моделей использованы основные теоремы и положения динамики механических систем и гидродинамики. При математическом моделировании использованы численные методы интегрирования дифференциальных уравнений. Практическая реализация на ПК осуществлялась в среде MathCAD, а также в среде графического программирования LabVIEW. Испытания проведены с привлечением основных положений теории планирования и обработки результатов эксперимента, математической статистики. Использованная система сбора данных включена в реестр средств измерений РФ.

Научная новизна

- Обоснована уточненная упруго-фрикционная математическая модель резьбового соединения, учитывающая различие коэффициента трения в резьбе и под головкой болта, а также дополненная условиями возникновения режимов движения. На основании данной модели предложен алгоритм моделирования, отличающийся тем, что он позволяет научно обоснованно определить потребную энергию удара гайковерта с учетом динамических свойств гаммы резьбовых соединений.
- Впервые получена математическая модель работы четырехкамерного гидроимпульсного механизма лопаточного типа. Модель позволяет описать качественный вид ударного импульса, получить зависимости основных энергетических и динамических показателей гидроимпульсного гайковерта, а также установить связь энергии единичного удара и основных варьируемых параметров машины.
- Предложен метод выбора рациональных геометрических, энергетических и динамических параметров гидроимпульсных гайковертов на ранней стадии их проектирования. Данный метод отличается тем, что он позволяет осуществлять выбор параметров, соответствующих максимальному значению коэффициента передачи энергии, тем самым обеспечивая энергетическую эффективность проектируемой машины при заданной энергии удара.

Достоверность основных теоретических положений и результатов диссертационной работы обеспечивается использованием законов и теорем механики, а также соответствующего математического аппарата; апробацией результатов перед научной общественностью; удовлетворительной согласованностью экспериментальных и расчетных данных.

Практическая ценность и реализация результатов исследования

На основе результатов выполненных исследований разработан комплекс взаимосвязанных алгоритмов, методик и программного обеспечения, включающий:

- программный продукт, позволяющий проводить моделирование затяжки гаммы резьбовых соединений с целью обоснованного выбора необходимой энергии удара гидроимпульсного гайковерта;

- программный продукт, позволяющий по заданной энергии удара подбирать рациональные параметры проектируемого гидроимпульсного гайковерта;

- общую инженерную методику расчета гидроимпульсных гайковертов.

Данный комплекс позволяет автоматизировать процесс выбора основных геометрических, динамических и энергетических параметров на ранней стадии проектирования широких рядов гидроимпульсных гайковертов, за счет чего существенно сокращаются сроки проектирования и доводочных испытаний машин этого класса.

Спроектирован и создан испытательный стенд для исследований гидроимпульсных механизмов гайковертов, позволяющий определить зависимость энергии удара от скорости привода и вязкости масла.

Разработана принципиально новая конструкция однокамерного гидроимпульсного механизма гайковерта для машин с электроприводом, что подтверждено полученным патентом на изобретение.

Разработанный комплекс методик и программ был принят к использованию в ЗАО Интерскол, что подтверждено соответствующим актом использования, а также в учебном процессе при подготовке бакалавров и магистров на кафедре строительных и подъемно-транспортных машин МГСУ.

Апробация полученных результатов. Основные положения результатов работы докладывались на XV Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, Москва, 2011; XVI Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, Москва, 2012; выставке научно-технического творчества молодежи НТТМ 2013 (Москва, 2013); международной научно-технической конференции ИНТЕРСТРОЙМЕХ 2012 (Ижевск, 2012); заседаниях кафедры строительных и подъемно-транспортных машин МГСУ; заседаниях кафедры подъемно-транспортных систем МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Тема и содержание диссертационной работы полностью отражены в 8 научных работах, из них в изданиях Перечня ВАК РФ – 3.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, библиографического списка из 72 наименований и приложения. Основной текст изложен на 216 листах машинописного текста, содержит 73 рисунка, 24 таблицы.

Во введении обоснована актуальность темы, сформулированы задачи исследования и научные положения, выносимые на защиту.

В первой главе диссертационной работы определена область рационального использования ручных ударных гайковертов. Обоснованы преимущества использования машин с электроприводом.

Представлен обзор известных конструкций ручных ударных гайковертов. На основании критического анализа рассмотренных типов машин выявлены основные недостатки их ударно-вращательных механизмов (УВМ) как преобразователей кинетической энергии:

- высокая вибро- и шумоактивность;
- невысокая долговечность соударяемых деталей;
- непостоянство энергии единичного удара и сложность ее регулирования (а, следовательно, неточность достигаемого в ходе затяжки момента).

В работе отмечается, что наряду с механическими ударными механизмами в гайковертах ряда зарубежных производителей находят применение гидравлические ударные механизмы (так называемые гидроимпульсные гайковерты). Ударное взаимодействие в таких механизмах осуществляется через гидравлическую среду. К очевидным достоинствам гидроимпульсных гайковертов следует отнести повышенную надежность, бесшумность, и вибробезопасность при работе. Гидроимпульсным механизмам (ГИМ) присуща бо́льшая стабильность момента затяжки. На основании сказанного, добиться улучшения показателей и эффективности ручных гайковертов предполагается за счет применения гидроимпульсных механизмов. Представлен обзор наиболее перспективных конструкций ГИМ.

Проведенный анализ предшествующих исследований по теме диссертационной работы выявил лишь одну работу по динамике двухкамерного эксцентрикового механизма Е.А. Самылина. На сегодняшний день не разработаны достоверные методики расчета гидроимпульсных гайковертов, ввиду чего опыт проектирования подобных машин в нашей стране отсутствует.

В качестве базовой модели для исследования была выбрана схема механизма лопаточного типа с четырьмя камерами (Рисунок 1). Данная схема обладает простотой, достаточной удельной мощностью, а также позволяет генерировать ударные импульсы прямоугольной формы, несущие в себе максимальное количество энергии.

1 – шпиндель;
2 – корпус;
3 – лопатки;
4 – обойма с радиатором;
5 – пазы;
6 – рабочая камера;
7 – уплотняющий выступ корпуса;
8 – перепускной клапан;
9 – выемка;
10 – рабочая пружина;
11 – каналы перепускного клапана

Рисунок 1. Базовая схема четырехкамерного ГИМ лопаточного типа

Бойком в данном механизме является корпус 2, соединенный с приводным валом. Внутри полого бойка расположен шпиндель 1. В пазы шпинделя 1 вставлены лопатки 3 с пружинами 10. Полость бойка с профилем овальной

формы, поверхность которой имеет полукольцевые выемки 9, разделенные четырьмя диаметрально расположенными выступами 7. Замкнутый объем корпуса заполнен маслом.

Рабочий процесс состоит из цикла разгона корпуса-бойка и цикла удара (динамического уплотнения). Шпиндель делит весь внутренний объем камеры на четыре части (камеры 6). Разгон осуществляется беспрепятственно, поскольку эти части соединены выемками 9 и каналом под шпинделем, благодаря которым жидкость свободно перетекает из одной камеры в другую. Совершив половину оборота, корпус камеры занимает относительно шпинделя положение, при котором уплотняющие выступы 7 на корпусе, выступы на шпинделе и лопатки располагаются друг против друга, перекрывая каналы, соединяющие камеры. Скорость изменения объемов в этот момент максимальна. Уплотнение зазоров вызывает повышение давления жидкости в камерах высокого давления (HIGH) и создание вакуума в камерах низкого давления (LOW). Кинетическая энергия бойка расходуется на сжатие жидкости. В силу перепада давления между частями камеры и наличия большой и малой осей у шпинделя на боек и шпиндель действуют вращательные моменты. Боек затормаживается, момент на шпинделе передается на затягиваемое соединение. В процессе работы лопатка поджимается рабочими пружинами 10. Предельным устройством в этом механизме является перепускной шариковый клапан 8, регулирующий максимальное давление в полости сжатия.

Завершают главу 1 сформулированные задачи исследования.

Во второй главе с целью создания методики определения потребной энергии удара гидроимпульсного гайковерта рассматриваются вопросы динамики ударной затяжки. В качестве динамической модели была принята известная упруго-фрикционная одномассовая схема с болтом, вворачиваемым в корпус с учетом явления самоторможения. Определены динамические параметры модели, а также получена система дифференциальных уравнений, описывающая каждый из трех режимов движения: закручивание при неподвижной резьбе, тяговый, оттормаживание.

В результате решения полученных уравнений энергетического баланса модели была выведена реккурентная формула, связывающая координату φ системы, достигнутую в ходе предыдущего k-1 удара и послеударную скорость шпинделя $\dot{\varphi}$ с координатой, достигаемой в ходе очередного удара:

$$\varphi_k = f(\varphi_{k-1}; \dot{\varphi}_k)$$

Такая формула позволяет описать и провести качественный анализ всего процесса затяжки. Для каждого из режимов движения были получены соотношения:

$\dot{\varphi}_{1,k} = \sqrt{\dot{\varphi}_{3,k}^2 - \sigma^{rest}\varphi_{1,k-1}^2}$ - скорость головки болта, достигнутая после удара по окончании закручивания головки болта при неподвижной резьбе;

$\varphi_{1,k} = \sqrt{E\dot{\varphi}_{1,k}^2 + E^{rest}\varphi_{1,k-1}^2}$ - координата, достигаемая в конце тягового режима;

$\varphi_{2,k} = \theta\varphi_{1,k}$ - координата, достигаемая по окончании откручивания головки болта при неподвижной резьбе.

Реккурентная формула всего процесса затяжки с учетом трения покоя имеет вид:

$$\varphi_k = \theta\sqrt{E\dot{\varphi}_{3,k}^2 + (E^{rest} - E\sigma^{rest})\frac{\varphi_{2,k-1}{}^2}{\theta^2}}$$

где θ, σ^{rest}, E, E^{rest} – константы, определяемые динамическими параметрами модели; $\varphi_{i,j}$ – координата, достигаемая к концу i – ого режима движения (i = 1 для тягового режима; i = 2 для режима откручивания при неподвижной резьбе (оттормаживания); i = 3 для режима закручивания при неподвижной резьбе) после j – ого удара (j = 0 для окончания статического этапа затяжки).

В ходе анализа уравнений энергетического баланса принятая математическая модель была уточнена за счет полученных условий, определяющих возможность наступления того или иного режима движения после очередного удара:

$\dot{\varphi}_{3,k} > \sqrt{\sigma^{rest}}\varphi_{1,k-1}$ - условие возникновение тягового режима движения (условие продолжения процесса затяжки);

$\frac{Rf^{rest}}{rtg(\rho^{rest}+\alpha)} < 1$ – условие возникновения режима откручивания после тягового или режима закручивания при неподвижной резьбе, когда $\varphi_{3,k} = \varphi_{1,k-1}$;

$\frac{Rf^{rest}}{rtg(\rho^{rest}+\alpha)}\frac{C_1}{G(\chi-1+\frac{C_1}{G})} < 1$ - условие возникновения режима откручивания после режима закручивания при неподвижной резьбе, когда $\varphi_{3,k} = \varphi_{1,k-1}\chi$;

$\frac{\frac{C_1 Rf^{rest}}{rtg(\rho^{rest}+\alpha)}+G-C_1}{G}\varphi_{1,k-1} < \varphi_{3,k}$ - условие, при котором режим откручивания наступает после режима закручивания при неподвижной резьбе, когда $\varphi_{3,k} < \varphi_{1,k-1}$ или $\varphi_{1,k-1} < \varphi_{3,k} < \chi\varphi_{1,k-1}$.

В приведенных зависимостях R, r, α, f^{rest}, ρ^{rest}, G, G_1, C_1, χ – динамические параметры резьбового соединения.

При расчетах по полученным зависимостям учитывалось, что в реальном соединении коэффициент трения в резьбе отличается от коэффициента трения под головкой болта.

Предпосылка о полном определении момента затяжки послеударной скоростью шпинделя, найденные условия возникновения режимов движения и реккурентная формула легли в основу численного алгоритма моделирования затяжки резьбовых соединений периодическими ударами.

Алгоритм, основанный на полученных зависимостях, был реализован в разработанном программном комплексе. Код программного продукта написан в среде графического программирования LABVIEW.

Процесс затяжки конкретного резьбового соединения гайковертом в значительной степени определяется жесткостью скрепляемых деталей. В связи с этим предлагается разделять резьбовые соединения по данному признаку на: 1) «жесткие», в которых жесткость скрепляемых деталей на порядок и более превышает линейную жесткость болта; 2) «мягкие», в которых жесткость скрепляемых деталей близка или меньше линейной жесткости болта. Анализ такой классификации позволяет сделать вывод: для жестких соединений общая линейная жесткость будет определяться податливостью болта; Для мягких соединений при небольшой длине болтов жесткость определяется податливостью деталей, а с увеличением толщины пакета податливостью самого болта.

Введено понятие палитры резьбовых соединений. Под палитрой понимается совокупность всех резьбовых соединений, с которыми может работать проектируемый гайковерт. Палитра формируется на основании ГОСТов на крепежные детали (болты, гайки, шайбы), геометрических ограничений, анализа конструкций реальных соединений. Согласно принятой классификации палитра содержит две группы соединений – жесткие и мягкие. В Таблице 1 представлена полученная палитра резьбовых соединений, которая содержит 77 элементов (16 вариантов жестких и 61 мягких соединений).

Таблица 1.

Палитра резьбовых соединений

Резьба	Длины болтов, мм													
ЖЕСТК	14	16	20	25	30	35	40	45	50	65	80	110	140	170
м8	*	*	*											
м10		*	*											
м12			*	*										
м16				*	*	*								
м20					*	*	*							
м24							*	*	*					
МЯГК	14	16	20	25	30	35	40	45	50	65	80	110	140	170
м8	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		
м10		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		
м12			*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		
м16				*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	
м20					*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
м24							*	*	*	*	*	*	*	*

На основании полученных в настоящей главе результатов предложена методика определения потребной энергии удара для гидроимпульсного гайковерта, подразумевающая:

1. моделирование затяжки резьбовых соединений из предложенной палитры с помощью разработанного программного комплекса при различных значениях послеударной скорости шпинделя;

2. сравнение рассчитанных моментов затяжки с номинальными (нормативными) значениями для выбранного диапазона;

3. принятие в качестве искомого значения той скорости (и соответствующей энергии), при которой расчетные значения не меньше нормативных.

С использованием предложенной обобщенной методики:

- синтезирован параметрический ряд машин по параметру энергия единичного удара 0,8 Дж (М10 - М12); 1,4 Дж (М12 – М16); 2,4 Дж (М20 – М24);
- получена информация о теоретически достигаемых моментах для всей палитры соединений, такая информация может служить справочной для настройки предельных устройств.

Третья глава посвящена вопросам динамики четырехкамерного ГИМ лопаточного типа.

В ходе исследования получены зависимости объемов камер высокого давления в процессе движения от угла поворота φ корпуса-ударника:

$$V_{B,D}^{line}(\varphi) = K_з H\left[\frac{\pi ab}{4} + \frac{b^2 - a^2}{2}\varphi\right]$$

где a - большая полуось корпуса; b – малая полуось корпуса; H – длина корпуса; $K_з$ – коэффициент заполнения полости корпуса деталями шпинделя.

Математической моделью процесса удара ГИМ является уравнение неразрывности, выражающее равенство изменения объема камер высокого давления расходу жидкости из этих камер, вызванному перепадом давления, с учетом сжимаемости жидкости:

$$\frac{d\Delta V_{B.D}}{dt} = Q + \frac{d\Delta V_{сж}}{dt}$$

где $\Delta P_{B,D}$ – изменение давления в камерах высокого давления; $\Delta V_{сж}$ – изменение объема вследствие сжимаемости жидкости; $\Delta V_{B,D}$ – закон изменения объемов камер высокого давления; Q – расход жидкости через капиллярные щели.

Процесс удара можно разделить на три последовательных этапа со своими видами функции расхода Q: режим перекрытия каналов; режим динамического уплотнения; режим открытия каналов.

Окончательный вид математической модели процесса динамического уплотнения имеет вид:

$$\Delta\dot{P}_{B,D} + A\Delta P_{B,D} = B, \quad t \in \left[0; \frac{\varphi_{упл}}{\omega}\right]$$

где $A = \dfrac{4\delta^3 E}{6\mu m K_з\left[ab\pi + 2(b^2 - a^2)\varphi_{упл1}\right]}$; $B = -\dfrac{2\omega E\left[K_з(b^2 - a^2) + \delta(a - b)\right]}{K_з\left[ab\pi + 2(b^2 - a^2)\varphi_{упл1}\right]}$

μ – динамическая вязкость масла; δ – толщина капиллярных каналов; ω – угловая скорость ударника; $\varphi_{упл}$ – угловой размер уплотняющих выступов; E – модуль объемной упругости жидкости; m – длина капиллярных каналов; $\varphi_{упл1}$ – угловая координата начала процесса динамического уплотнения.

Решение математической модели при соответствующих начальных условиях в общем виде выглядит следующим образом:

$$\Delta P_{B,D}(t) = \frac{B}{A}(1 - e^{-At}), t \in \left[0; \frac{\varphi_{уп}}{\omega}\right]$$

Уравнение, описывающие этапа закрытия/открытия каналов имеет вид:

$$\Delta \dot{P}_{B,D} + A_1(t)\sqrt{\Delta P_{B,D}} = B_1,$$

где $A_1(t)$ – некоторая функция, определяемая динамическими параметрами механизма; B_1 - некоторая константа, определяемая динамическими параметрами механизма. Данное уравнение нелинейно, решение целесообразно проводить численными методами.

В результате совместного решения уравнений для каждого этапа удара получен вид ударного импульса, представленный на Рисунке 2.

На основании проведенного моделирования при различных значениях параметров модели был сделан вывод, о незначительном влиянии этапов закрытия/открытия каналов на форму ударного импульса.

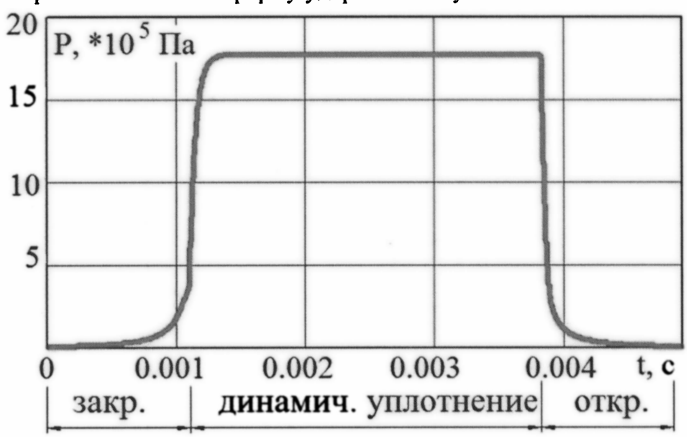

Рисунок 2. Ударный импульс давления

Таким образом, ударное взаимодействие в ГИМ полностью определяется этапом динамического уплотнения, для которого в общем виде были найдены практически важные зависимости:

1. Импульс момента: $S_M = 2(a-b)H\cos(90-\chi)(b - \frac{a-b}{2})\frac{B}{A}\left[\frac{e^{-A\frac{\varphi_{уп}}{\omega}} - 1}{A} + \frac{\varphi_{уп}}{\omega}\right]$

, где χ – угол наклона лопаток

2. Развиваемый момент:

$$M_{\max} = \sqrt{\frac{c_{шп}}{I_{шп}}}2(a-b)H\cos(90-\chi)(b - \frac{a-b}{2})\frac{B}{A}\left[\frac{e^{-A\frac{\varphi_{уп}}{\omega}} - 1}{A} + \frac{\varphi_{уп}}{\omega}\right]$$

, где $c_{шп}$ – крутильная жесткость шпинделя.

3. Энергия удара: $E_{уд} = \frac{S_M{}^2}{2I_{шп}}$

4. Ударная мощность: $W_{уд} = E_{уд} n_{уд} = \frac{S_M{}^2}{2I_{шп}} \frac{\omega}{\pi}$

, где $n_{уд}$ – количество ударов в единицу времени

5. момент на приводном валу: $M_{дв} = M_{сопр} + M_{уд}$

, где $M_{сопр}$ – момент необходимый на преодоление силы трения лопаток;

$M_{уд} = \frac{S_M}{T} = \frac{\omega S_M}{\pi}$ - момент, необходимый для восстановления скорости после удара;

T π/ω – период между ударами

В ходе проведенного силового анализа движения лопаток в пазах шпинделя определена необходимая величина ширины паза, обеспечивающая отсутствие заклинивания механизма, а также необходимое усилие со стороны рабочих пружин. В результате была выявлена область рациональных размеров деталей шпинделя (Рисунок 3):

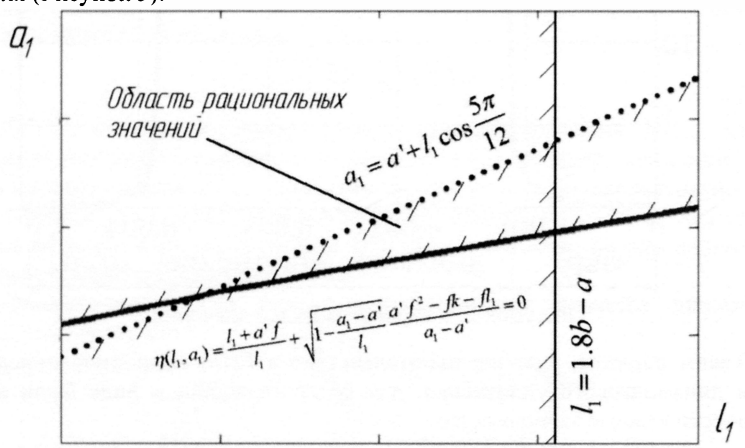

Рисунок 3. Область выбора рациональных параметров l_1, a_1

Здесь a' – толщина лопаток; a_1 – ширина паза; f – коэффициент трения; k – коэффициент, равный отношению коэффициентов трения покоя и скольжения; l_1 – величина заглубления лопаток в пазах шпинделя в середине удара.

На основании предложенного графического метода поиска рациональных геометрических параметров шпинделя и зависимостей необходимого усилия пружин удалось обосновать общую методику проектирования шпинделя ГИМ.

В четвертой главе диссертационной работы решена задача выбора рациональных динамических параметров гидроимпульсных гайковертов. В качестве критерия был выбран параметр теоретического коэффициента передачи энергии ударом для ГИМ:

$$\eta = \begin{cases} \dfrac{S_M}{2I_{шп}\omega} & \text{, при } I_{шп} > \dfrac{S_M}{2\omega} \\ 1 & \text{, при } I_{шп} = \dfrac{S_M}{2\omega} \\ \dfrac{2I_{шп}\omega}{S_M} & \text{, при } I_{шп} < \dfrac{S_M}{2\omega} \end{cases}$$

Целевая функция для выбранного критерия является функцией большого числа параметров механизма: η(x), где x = (a, b, H, $\varphi_{упл}$, ω, μ, E)[1]. На аргументы целевой функции накладываются ограничения типа неравенств, функции ограничений определяют диапазоны варьирования динамических и конструктивных параметров машины, а также заданной энергии удара:

$$0.028 - a \le 0; \quad 0.025 - b \le 0; \quad 0.65 - \frac{b}{a} \le 0; \quad 0.04 - H \le 0; \quad 0.175 - \varphi \le 0; \quad 6 - \frac{\omega_{дв}}{\omega} \le 0;$$

$$a - 0.042 \le 0; \quad b - 0.037 \le 0; \quad \frac{b}{a} - 0.9 \le 0; \quad H - 0.1 \le 0; \quad \varphi - 0.349 \le 0; \quad \mu - 0.059 \le 0;$$

$$69.8 - \omega \le 0; \quad 0.0132 - \mu \le 0; \quad \omega - 244 \le 0; \quad \frac{\omega_{дв}}{\omega} - 12 \le 0; \quad \left|\frac{E - E_{зад}}{E_{зад}}\right| \le 5\%$$

, где $E_{зад}$ – заданная энергия удара, Дж; $\omega_{дв}$ – угловая скорость приводного двигателя, рад/с.

Необходимо отыскать такой вектор x* из множества допустимых решений, которому соответствует максимальное значение целевой функции на этом множестве:

$$\eta(x^*) = \max_{x \in X} \eta(x)$$

Для решения поставленной задачи был предложен метод непосредственного перебора всех возможных сочетаний унифицированных значений аргументов целевой функции. Унификация параметров заключается в замене бесконечного множества возможных значений каждого аргумента конечным множеством (рядом) дискретных значений. Полученная матрица унифицированных значений аргументов имеет вид: a_i, b_i, H_i, φ_i, ω_i, μ_i, E_i.

Для реализации предложенного численного алгоритма был разработан программный комплекс, позволяющий подбирать рациональные параметры гайковертов с ГИМ. Код программы написан в среде LABVIEW.

С помощью разработанного ПК были определены (см. Таблицу 2, где обозначено: $I_{шп}$ – момент инерции шпинделя; $P_{расч}$ – расчетная мощность двигателя; P – мощность двигателя; n – частота вращения двигателя; D – диаметр двигателя; $i_р$ – передаточное отношение редуктора) рациональные параметры для широкого параметрического ряда гайковертов с энергией удара 0,8; 1,4; 2; 2,4; 3; 3,6; 4; 5; 6; 7; 8 Дж.

Таблица 2.

Рациональные параметры широкого ряда гидроимпульсных гайковертов

a	0.028	0.031	0.03	0.031	0.031	0.033	0.031	0.031	0.03	0.031	0.033
b	0.025	0.025	0.025	0.025	0.025	0.025	0.025	0.025	0.025	0.025	0.025
H	0.073	0.04	0.04	0.04	0.06	0.047	0.04	0.04	0.087	0.1	0.04
φ	0.349	0.271	0.252	0.175	0.349	0.31	0.233	0.252	0.291	0.194	0.233
ω	69.8	127.9	108.5	108.5	89.2	89.2	89.2	89.2	69.8	69.8	127.9
μ	0.059	.0277	0.059	0.059	.0277	0.059	0.059	0.059	0.059	0.059	.0388
$I_{шп}$ 10^{-4}	4.33	2.61	3.25	3.31	4.51	3.67	3.31	3.31	6.02	6.91	3.42
$E_{уд}$	0.77	1.44	2.0	2.42	2.95	3.6	4.08	4.78	5.87	6.74	8.16
P расч	40	143	135	150	131	130	131	142	138	158	389
P	120	270	270	270	270	270	270	270	270	270	550
n	8000	8000	8000	8000	8000	8000	8000	8000	8000	8000	14000
D	0.056	0.065	0.065	0.065	0.065	0.065	0.065	0.065	0.065	0.065	0.084
i_p	12	6.55	7.72	7.72	9.4	9.4	9.4	9.4	12	12	11.5
η	43	41	51	56	64	79	88	95	100	100	85
$W_{уд}$	17	59	69	84	84	102	116	136	138	158	332

В ходе анализа полученных результатов выявлено, что коэффициент передачи энергии близкий к 100% соответствует машинам с энергией удара 4 – 8 Дж. Однако, в главе 1 работы показано, что для работы ручных гайковертов потребная энергия составляет 0,8 – 3 Дж, при таких значениях кпд лежит в диапазоне 39 – 66%. Использовать потенциал гидроимпульсных механизмов с энергией более 3 Дж целесообразно в редкоударных гайковертах, а также в других видах механизированного инструмента и ударных машин. В работе показано, что повышения кпд машин с энергией удара до 3 Дж возможно добиться за счет использования более вязких масел, а также за счет снижения инерции шпинделя, например, перейдя от квадратного сечения детали к крестообразному. Увеличению ударной мощности способствует изменение нижней границы диапазона варьирования угловой скорости ударника ω, при этом снижается коэффициент передачи η.

Для оценки решений, получаемых с помощью разработанного ПК использовались: 1) встроенная функция MathCAD поиска экстремума функций градиентным методом Minimize (Рисунок 4); 2) реализованный алгоритм условной оптимизации методом штрафных функций на основе адаптивного случайного поиска; 3) необходимые и достаточные условия экстремума функций.

В общем случае с помощью указанных методов удается найти более глубокие экстремумы, однако, округление полученных геометрических размеров до тысячных (до 1 мм), а вязкости – до ближайших стандартных значений, приводит к невыполнению наложенных ограничений. Таким образом, предложенный способ перебора сочетаний унифицированных параметров является предпочтительнее.

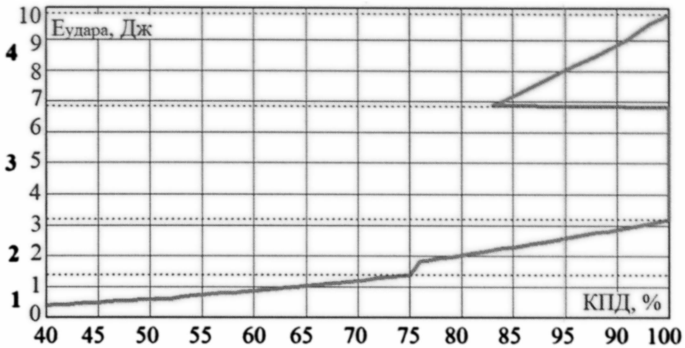

Рисунок 4. Зависимость минимальной энергии удара гидроимпульсного гайковерта от коэффициента передачи энергии ударом (градиентный метод)

В заключение главы 4 приведена методика оптимального проектирования гидроимпульсных гайковертов с конкретным примером.

Глава 5 диссертационной работы посвящена экспериментальному исследованию модели ГИМ с целью подтверждения полученных зависимостей и предложенных методик. Методика проведения эксперимента предусматривает натурные испытания модели на специально разработанном стенде (Рисунок 5) с целью измерения максимального давления масла в рабочей камере.

Рисунок 5. Испытательный стенд

В качестве привода испытательного стенда используется регулируемый сервопривод в составе:

- вентильный двигатель (мощностью 1 кВт) с планетарным редуктором (i = 3);
- соединительная муфта;
- блок питания и управления сервопривода, подключаемый к персональному компьютеру;
- энкодер, обеспечивающий обратную связь по скорости.

Регистрация и оцифровка сигналов с датчика осуществлялась с помощью системы сбора данных в составе персонального компьютера, шасси, а также

четырехканального модуля измерения динамических сигналов. Для обработки сигналов использовалось специально разработанное программное обеспечение, работающее в среде LabVIEW.

В результате реализации плана ПФЭ 2^2 с двумя варьируемыми факторами ω – угловая скорость привода, μ – динамическая вязкость масла была получена линейная экспериментальная регрессионная модель в натуральном масштабе вида:

$$P(\omega,\mu) = -1,784 + 0,11\omega - 51,314\mu + 13,016\omega\mu$$

Воспроизводимость эксперимента была проверена с помощью распределения Кохрена.

Линейная регрессионная модель удовлетворительно согласуется с экспериментом только в узкой области варьирования факторов, в связи с чем, разработанная математическая модель была уточнена за счет учета эффекта повышения вязкости масел с ростом давления. На Рисунках 6, 7 представлены теоретические и экспериментальные зависимости P(ω) при μ = 0,0132 и μ = 0,0189 соответственно.

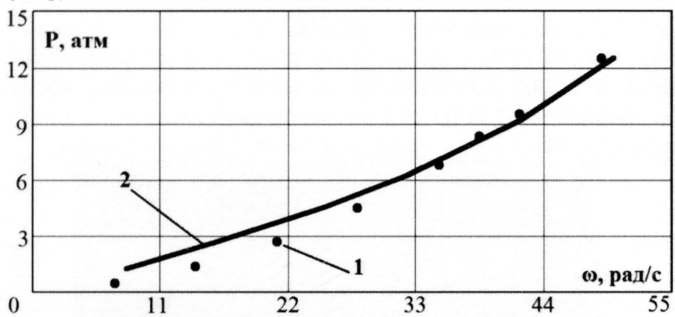

Рисунок 6. Зависимость давления от скорости при μ = 0,0132.
1 – эксперимент; 2 – теоретическая модель

Рисунок 7. Зависимость давления от скорости при μ = 0,0189.
1 – эксперимент; 2 – теоретическая модель

В ходе исследования сравнение теоретических и экспериментальных зависимостей проводилось для всех возможных значений вязкости масел μ = 0,0132…0,059 в диапазоне скоростей ω = 6,98…68,07 рад/с при величинах зазора

δ = 0,05…0,15 мм. Во всей области варьирования параметров уточненная теоретическая модель показала удовлетворительную сходимость с экспериментом при значении размера капиллярных щелей между поршнями и стенками рабочей камеры δ = 0,087 мм.

В заключении представлены выводы и основные результаты работы.

Основные выводы и результаты диссертационной работы:

1. Предложена уточненная упруго-фрикционная модель резьбового соединения, учитывающая различие коэффициента трения в резьбе и под головкой болта, а также дополненная условиями возникновения режимов движения. Уточненная модель впервые была применена для моделирования ударной затяжки палитры резьбовых соединений с жестким и податливым пакетом. Предложенная модель позволяет определять требуемую энергию удара гайковерта по заданному диапазону резьбовых соединений.

2. Впервые получена математическая модель работы четырехкамерного гидроимпульсного механизма лопаточного типа. Анализ модели показал, что такая конструктивная схема наиболее эффективна, так как способна генерировать импульсы момента прямоугольной формы, несущие в себе максимальное количество энергии.

3. Предложена методика расчета параметров пружин, а также конструктивных размеров шпинделя четырехкамерного гидроимпульсного механизма, найдены условия отсутствия заклинивания лопаток в пазах шпинделя.

4. Установлено, что критерием выбора рациональных параметров гидроимпульсного гайковерта должен выступать коэффициент передачи энергии ударом. Выявлены основные варьируемые параметры гидроимпульсного гайковерта, определяющие коэффициент передачи энергии ударом.

5. Разработан комплекс взаимосвязанных методик, алгоритмов и прикладного программного обеспечения для эффективного выбора рациональных динамических параметров гидроимпульсных гайковертов, включающий:

- методику определения энергии единичного удара гидроимпулсного гайковерта в зависимости от диапазона затягиваемых резьбовых соединений;
- методику выбора рациональных динамических параметров гидроимпульсных гайковертов по заданной энергии удара по критерию наибольшего коэффициента передачи энергии;
- методику проектировочного расчета гидроимпульсных гайковертов.

Данный комплекс позволяет автоматизировать процесс выполнения проектных расчетов на ранней стадии проектирования.

6. На основании разработанного комплекса методик и программного обеспечения удалось синтезировать параметрический ряд гидроимпульсных гайковертов с рациональными параметрами (М8-М10, 0,8 Дж; М12-М16, 1,4 Дж; М20-М24, 2,4 Дж). Показано, что синтезированный параметрический ряд может быть выполнен в едином исполнении корпусов. Выявлено, что коэффициент передачи энергии для разработанного ряда гайковертов лежит в пределах 39 – 66%, а наибольшее значение, близкое к 100%, соответствует энергии 4 - 8 Дж. В связи с чем, даны практические рекомендации по изменению конструкции с

целью повышения этих значений. Сравнение расчетных показателей разработанных машин с характеристиками зарубежных аналогов, подтверждает достоверность предложенных методик.

7. По результатам проведенных исследований разработана новая конструкция однокамерного гидроимпульсного ударного механизма гайковерта, что подтверждено полученным патентом на изобретение (в соавторстве).

8. Проведено экспериментальное исследование, в ходе которого разработанная теоретическая модель гидроимпульсного механизма была уточнена за счет учета явления повышения вязкости масел с ростом давления. Причем минимальное расхождение имеет место быть при значении кольцевых зазоров 0,087 мм и не превышает 8 %.

Публикации по теме диссертационной работы

В изданиях, рекомендуемых ВАК РФ:

1. Степанов В.В., Дроздов А.Н. Процесс затяжки резьбового соединения ударным гайковертом // Механизация строительства 2011. №8. С. 15 – 18 (0,3 п.л./0,25 п.л.)

2. Степанов В.В., Дроздов А.Н. Результаты моделирования затяжки резьбового соединения ударным гайковертом // Механизация строительства 2012. №8. С. 21 – 24 (0,4 п.л./0,3 п.л.)

3. Пат. 2487794 Российская Федерация, МПК B25B. Ударный механизм гайковерта / А.Н. Дроздов, В.В. Степанов. Опубл. 20.07. 2013.

В других изданиях:

4. Степанов В.В., Дроздов А.Н. Электрические ударные гайковерты. Динамика: Монография. М.: МГСУ, 2013. 118 с. (6,97 п.л./3,5 п.л.)

5. Степанов В.В. Исследование динамических параметров ударных гайковертов // Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы: Материалы XV Московской международной межвузовской научно-технческой конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. М.: МГАВТ. 2011. С. 300 – 301.

6. Степанов В.В., Дроздов А.Н., Моделирование затяжки резьбового соединения ударным гайковертом // Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы: Материалы XVI Московской международной межвузовской научно-технческой конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. М.: МИИТ. 2012. С. 155 – 156.

7. Степанов В.В. Оптимизация динамических параметров гидроимпульсного гайковерта. // Интерстроймех 2013: Материалы международной межвузовской научно-технической конференции. Новочеркасск. 2013.

8. Степанов В.В. Перспективы использования гидроимпульсных механизмов в электроинструменте // НТТМ – 2013: Официальный каталог XIII Всероссийской выставки научно-технического творчества молодежи. М.: Всероссийский выставочный центр. 2013. С. 120.