

На правах рукописи

ЛЕОНОВ Сергей Анатольевич

**ХРАПОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ СВОБОДНОГО ХОДА С
НАПРАВЛЕННЫМ ВКЛЮЧЕНИЕМ УПРУГИХ РАБОЧИХ ТЕЛ**

Специальность 05.02.02 -
Машиноведение, системы приводов и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Владимир 2011

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых» (ФГБОУ ВПО «ВлГУ»)

- Научный руководитель: кандидат технических наук,
доцент Филимонов В.Н.
- Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Дубровский А.Ф.
кандидат технических наук, доцент
Жданов А.В.
- Ведущая организация: ОАО "Завод имени В.А. Дегтярева"

Защита диссертации состоится 30 ноября 2011 в 14⁰⁰ на заседании диссертационного совета Д212.025.05 в ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых» (ВлГУ) по адресу: 600000, г. Владимир, ул. Горького, 87, ауд. 335-1

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Владимирского государственного университета имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых. Автореферат размещен на сайтах Министерства образования и науки РФ (www.vak.ed.gov.ru) и ВлГУ (www.vlsu.ru).

Отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписью, заверенной печатью организации, просим направлять ученому секретарю диссертационного совета по адресу: 600000, г. Владимир, ул. Горького, 87.

Тел.: 8 (4922) 479-928
Тел./факс: 8 (4922) 43-33-42
E-mail: sim_vl@nm.ru

Автореферат разослан _____ 2011 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
кандидат технических наук, доцент

Е.А. Новикова

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Механизмы свободного хода (МСХ) широко распространены в технике благодаря их специфическому свойству - передаче крутящего момента в силовой цепи в одном направлении и размыканию цепи в другом. Они устанавливаются в приводах стартеров, гидротрансформаторах, импульсных вариаторах и инерционных трансформаторах крутящего момента, передачах металлорежущих и деревообрабатывающих станков, велосипедах, ручном инструменте и т.д. Потребность МСХ в России измеряется десятками миллионов в год. Наибольшее распространение получили роликовые МСХ, хотя они имеют существенные недостатки. Разработка и внедрение конкурентоспособной по сравнению с роликовыми МСХ конструкции, превосходящей последнюю по таким параметрам как стоимость, масса, долговечность, может дать большой экономический эффект.

Данная работа посвящена исследованию процесса включения и разработке конструкций МСХ нового типа (с направленным включением рабочих тел), имеющих ряд преимуществ по сравнению с роликовыми МСХ, что и определяет ее актуальность.

Цель диссертационной работы заключается в разработке на основе исследования процесса заклинивания храпового МСХ с направленным включением рабочих тел, конкурентоспособного по сравнению с существующими роликовыми механизмами.

Для достижения поставленной цели решались следующие **задачи**:

1. Обоснованы преимущества двух схем храповых механизмов с направленным включением рабочих тел. Сформулированы условия осуществления направленного включения рабочих тел (упругих криволинейных пластин).

2. Выведены аналитические выражения для напряжения изгиба в наиболее опасном среднем сечении пластины, включающейся первой, и контактного напряжения в месте контакта конца упругой пластины с храповиком.

3. Поставлена и решена оптимизационная задача по выбору параметров механизма свободного хода с направленным включением упругих пластин. В качестве целевой функции выбрано напряжение изгиба в среднем наиболее опасном сечении пластины, заклинивающейся первой.

4. Выведено условие равнопрочности пластины.

5. Разработана методика и программа выбора параметров, основанная на использовании полученных аналитических формул.

6. Проведен сравнительный анализ применяемого на сегодняшний день МСХ фирмы Bosch и храпового МСХ с направленным включением рабочих тел, разработанного на кафедре "Теоретическая и прикладная механика" ВлГУ.

7. Изготовлен экспериментальный стенд и экспериментальный образец храпового МСХ с направленным включением упругих пластин. Проведена экспериментальная проверка процесса направленного включения рабочих тел при заклинивании механизма.

Методы исследования. В работе использованы разделы математического анализа, теоретической механики, сопротивления материалов, теории оптимизации, экспериментального исследования механических систем, методы компьютерного моделирования с использованием программного комплекса LabView, методы программирования в среде Borland C++ Builder.

Научная новизна. В работе получены следующие новые результаты:

1. Предложен способ осуществления направленного включения рабочих тел храпового МСХ, реализация которого позволяет осуществить заранее заданный направленный процесс заклинивания рабочих тел, исключающий случайный процесс из-за погрешностей изготовления деталей механизма. Сформулированы условия, выраженные в виде неравенств, включающих параметры механизма, при выполнении которых направленное включение осуществляется.

2. Проведено аналитическое исследование процесса заклинивания МСХ с направленным включением, содержащее вывод условия равнопрочности пластины, вывод зависимостей напряжения изгиба в среднем наиболее опасном сечении пластины и контактного напряжения в месте контакта пластины с храповиком от жесткости пластин, оптимизацию параметров МСХ и другие результаты.

3. На основе полученных аналитических формул разработана методика и программа расчета параметров МСХ с направленным включением упругих пластин.

4. Проведено экспериментальное исследование образца МСХ с направленным включением упругих пластин.

Практическая ценность. Разработанная методика, программа выбора оптимальных параметров и рекомендации по конструктивному исполнению позволяют провести проектирование и расчет храпового механизма свободного хода, конкурентоспособного по сравнению с используемыми МСХ.

Реализация результатов работы. Предложенная методика и программа выбора оптимальных параметров, а так же экспериментальный образец и рекомендации по перспективной конструкции переданы на ОАО "Зид" (г. Ковров) для внедрения в мототранспортных средствах.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту.

1. Модель храпового МСХ с направленным включением рабочих тел (упругих пластин), обеспечивающего заранее заданный направленный процесс заклинивания рабочих тел, исключающий случайное заклинивание из-за погрешностей изготовления деталей механизма.

2. Результаты аналитического исследования процесса заклинивания: вывод аналитических зависимостей напряжения изгиба и контактного напряжения от жесткости упругих пластин, постановка и решение оптимизационной задачи, условие равнопрочности упругих пластин и д.р.

3. Методика и программа расчета параметров МСХ с направленным включением рабочих тел.

4. Результаты экспериментального исследования образца МСХ с направленным включением рабочих тел и результаты сравнительного анализа экспериментального храпового МСХ и роликового МСХ фирмы Bosch.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы докладывались на V Международной научно-технической конференции "Современные проблемы машиностроения" в Томском политехническом университете (г. Томск, 23-26 ноября 2010 года); на научном семинаре кафедры "Теоретическая и прикладная механика" ВлГУ с участием других кафедр (г. Владимир, февраль 2011г.).

Публикация результатов. По теме диссертационной работы опубликовано 7 печатных работ, из них 6 в изданиях, рекомендуемых ВАК РФ, в том числе 2 патента РФ на храповой механизм свободного хода с направленным включением рабочих тел.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, выводов по работе, списка использованных источников и приложений. Общий объем диссертации - 122 страниц машинописного текста, 47 рисунков, 4 таблицы, список использованных источников из 52 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении назван ряд областей применения механизмов свободного хода, отмечена необходимость продолжения работ по созданию теории и конструкций на базе новых интеллектуальных решений.

В первой главе проведен обзор работ по теории и разработке конструкций механизмов свободного хода. Перечислены основные научные школы, работающие в этом направлении. Следует отметить работы ученых М.Ф. Балжи, В.Ф. Мальцева, Н.К. Куликова, А.А. Благоднарова, Г.Г. Васина, В.А. Умняшкина, А.И. Леонова, С.П. Баженова, А.Ф. Дубровского, Г.В. Архангельского, М.П. Горина, В.И. Пожбелко, О.В. Шаркова, В.Н. Филимонова, А.А. Рязанова, М.А. Фолифорова и других, внесших наибольший вклад в развитие теории и конструкций механизмов свободного хода и бесступенчатых передач.

Из представленного обзора следует, что больше всего усилий затрачено и затрачивается на фрикционные и комбинированные схемы. В то же время нефрикционные имеют существенные преимущества.

Представим две одинаковые по габаритам конструкции механизмов свободного хода - фрикционную и нефрикционную. Фрикционная передает крутящий момент с помощью силы трения F_{mp} . По известному закону механики сила трения создается нормальной силой, равной $N = F_{mp} / f$, где f - коэффициент трения скольжения.

Коэффициент f трения стали по стали со смазкой составляет несколько сотых, поэтому нормальная сила N по крайней мере на порядок превышает силу трения. С другой стороны, нефрикционная конструкция передает тот же крутящий момент, что и фрикционная, с помощью нормальной силы N_1 (сила упора пластины в храповик). Поскольку передаваемый обеими конструкциями момент один и тот же, то следовательно $F_{mp} \approx N_1$. Отсюда вытекает, что при передаче одного и того же крутящего момента во фрикционной конструкции возникают нормальные силы, в 10-20 раз превышающие силы в нефрикционной конструкции. Это приводит к необходимости использовать более массивные обоймы и звездочки, к большим потерям и меньшей долговечности фрикционного механизма свободного хода.

Изложенный вывод известен, но большой ресурс нефрикционных механизмов до сих пор широко не использован. Достаточно указать на стартеры автомобилей ГАЗ и ВАЗ, применяющие на сегодняшний день роликовые МСХ. Следовательно, необходимы работы в направлении дальнейшего совершенствования, в первую очередь, храповых МСХ.

Второй вывод из обзора работ сводится к тому, что количество работ, посвященных исследованию поведения отдельных рабочих тел в период заклинивания механизма свободного хода, недостаточно.

В данной диссертационной работе рассматривается новый класс храповых механизмов свободного хода - механизмы с направленным включением рабочих тел. Задача создания этого класса механизмов заключается в том, чтобы уйти от случайного (хаотического) процесса включения рабочих тел в период заклинивания механизма и заменить его направленным процессом, в котором заранее определена последовательность включения рабочих тел.

Во второй главе обсуждается процесс направленного включения рабочих тел, рассматриваются две схемы храпового механизма свободного хода с направленным включением: схема с равномерным смещением рабочих тел и пакетная схема.

На рис. 1 показана пакетная схема храпового механизма свободного хода с направленным включением рабочих тел, на которую автором диссертационной работы получен патент.

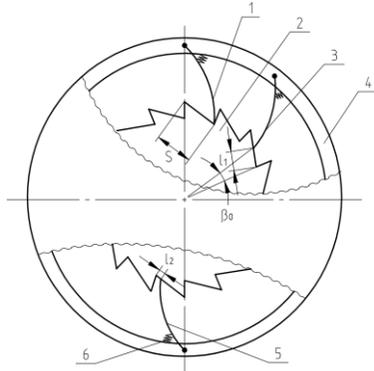


Рис. 1. Схема механизма с направленным включением пластин. Механизм содержит храповик 2, обойму 4, в которой крепятся оси упругих криволинейных пластин 1, 3, 5, поджимаемых пружинами 6 к храповику. Последовательное заклинивание упругих пластин происходит при повороте храповика относительно обоймы 4 против часовой стрелки или при повороте обоймы относительно храповика по часовой стрелке. В случае поворота храповика относительно обоймы по часовой стрелке (или обоймы относительно храповика против часовой стрелки) упругие пластины проскальзывают по зубьям храповика, происходит свободный ход механизма. Упругие пластины при этом совершают колебания на осях, расположенных в обойме 4.

Схема с равномерным смещением рабочих тел. Отличие представленной схемы от классической храповой схемы с упругими элементами заключается в том, что каждая последующая упругая пластина 3 смещена от номинального положения по храповику относительно предыдущей пластины 1 на некоторую величину l_1 , соответствующую углу поворота β_0 храповика. Третья по счету пластина окажется смещенной относительно первой на $2\beta_0$, n -я пластина смещена на $(n-1)\beta_0$. Указанное смещение можно выполнить за счет сдвига осей крепления пластин в обойме 4 от номинального положения при изготовлении механизма. Смещения можно также добиться за счет изменения длины упругих пластин. В результате случайный характер заклинивания пластин из-за погрешностей изготовления деталей механизма заменяется направленным включением. За первой включившейся пластиной неизбежно заклинивается соседняя с ней и т.д. Обязательным требованием осуществления направленного включения является условие

$$\beta_0 > k_1 \alpha, \quad (1)$$

где α - угол поворота храпового колеса, соответствующий максимальной приведенной погрешности длины упругой пластины, обусловленной погрешностями изготовления деталей механизма (длины хорды самой пластины, смещение храповика относительно обоймы из-за зазоров в

подшипниках крепления этих деталей, погрешности изготовления зубьев храповика и т.д.);

k_1 - коэффициент запаса ($k_1 \geq 1$).

При невыполнении условия (1) снова приходим к случайному характеру заклинивания упругих пластин, даже при наличии смещения их друг относительно друга.

Таким образом, для осуществления направленного процесса с заранее определенной последовательностью включения рабочих тел необходимо выполнение двух условий: смещение пластин друг относительно друга по отношению к номинальному положению и выполнение неравенства (1), исключающего влияние погрешностей изготовления деталей механизма на процесс заклинивания.

Отметим преимущества схемы с равномерным смещением рабочих тел. В классической храповой схеме с упругими элементами всегда возможна перегрузка отдельных рабочих тел, вступающих в работу первыми. В схеме с направленным включением перегрузка невозможна, так как после каждого поворота на угол β_0 вступает в работу очередная упругая пластина и их включится только то количество, которое соответствует передаваемому крутящему моменту. Значения угла β_0 малы. Если приведенная погрешность длины хорды упругой пластины составляет, например 0.0003м (три десятых миллиметра), а длина полки зуба равна 0.003м (три миллиметра), то угол β_0 соответствует 1/10 угла поворота одного зуба храповика (примерно 0.03 рад).

Вторым преимуществом схемы с направленным включением рабочих тел является сведение к минимуму свободного хода храповика до заклинивания первой пластины. Он не может превышать угла поворота β_0 , какая бы пластина не включилась первой. При случайном характере заклинивания свободный ход может оказаться в несколько раз большим. Свободный ход храповика в период заклинивания механизма определяет ударные нагрузки, так как в этом момент храповик разгоняется, не встречая сопротивления.

Расчет классического храпового механизма с упругими рабочими телами сопряжен с достаточными трудностями, обусловленными не только использованием вероятностных методов, но и неизвестными законами распределения концов пластин по полкам зубьев. Они будут зависеть от ряда факторов: точности изготовления и жесткости деталей механизма свободного хода, износа упругих пластин и т.п. В схеме с направленным включением расчет значительно упрощается, получаются наглядные аналитические зависимости, позволяющие оценить влияние каждого параметра и выбрать оптимальный вариант. В результате расчет оказывается более точным, не требующим введения больших коэффициентов запаса прочности.

Пакетная схема (рис. 1). В представленной схеме упругие элементы разбиты на два равных по количеству пластин пакета. Первый пакет включает $n_1/2$ первых по порядку пластин, расположенных справа от осевой

линии, второй $n_1/2$ следующих пластин (слева от осевой линии). В каждом из пакетов концы любых двух соседних пластин, как и в предыдущей схеме с равномерным смещением рабочих тел, смещены друг относительно друга по зубу храповика на величину l_1 , соответствующую углу поворота β_0 храповика. В свою очередь, второй пакет смещен относительно первого на угол поворота храповика ρ_0 , то есть конец первой пластины второго пакета (пластина 5 на рис. 1) смещен по зубу храповика относительно конца первой пластины первого пакета на величину l_2 . При этом обязательным условием смещения пакетов является

$$l_2 < l_1 \quad (\rho_0 < \beta_0). \quad (2)$$

Процесс заклинивания механизма при заданном расположении пластин в пакетах и пакетов друг относительно друга будет происходить следующим образом. Допустим, первой включилась первая пластина 1 первого пакета. При дальнейшем повороте храповика против часовой стрелки следующей включится первая пластина второго пакета, находящаяся с противоположной стороны храповика, так как ее конец расположен ближе к впадине своего зуба ($l_2 < l_1$), чем у оставшихся пластин. Затем включается вторая пластина первого пакета и т.д.

Все преимущества схемы с равномерным смещением сохраняются и в пакетной схеме; кроме них добавляется еще одно важное преимущество - устраняется неравномерная (односторонняя) нагрузка на храповик, обойму и подшипники их валов. Упругие пластины за счет сдвига пакетов попеременно включаются с одной и другой стороны храповика.

Достаточно серьезные преимущества пакетной схемы служат основанием для выбора этой схемы при внедрении как основной.

Третья глава посвящена оптимизации параметров механизма свободного хода с направленным включением рабочих тел.

Схема упругой пластины в форме полукольца радиуса R представлена на рис. 2.

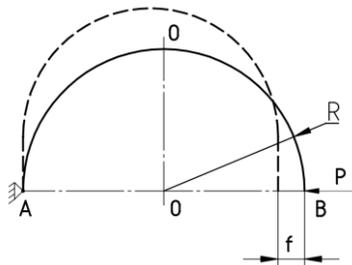


Рис. 2. Схема упругой пластины

Точка A - точка крепления пластины в обойме 4 (рис. 1), точка B - конец пластины, контактирующий с храповиком, P - сила, действующая на пластину со стороны храповика.

Наиболее опасными по прочности будут сечение OO (середина пластины), где действует наибольший изгибающий момент от силы P , и

конец пластины, контактирующий с храповиком. Поэтому будем искать выражения для напряжения изгиба $\sigma_{и}$ в среднем наиболее опасном сечении пластины и контактного напряжения $\sigma_{н}$ в месте контакта пластины с храповиком.

Напряжение изгиба в наиболее опасном сечении OO равно

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{PR}{W}, \quad (3)$$

где W - момент сопротивления в среднем прямоугольном сечении OO пластины

$$W = bh^2/6. \quad (4)$$

Здесь b , h - ширина и толщина пластины.

При вычислении $\sigma_{и}$ в сечении OO пренебрегаем сжимающей силой. Оценка погрешностей дана в тексте диссертации (для полукольца она составляет 1.66%).

Сила P равна

$$P = M_1/r, \quad (5)$$

где M_1 - максимальный момент, передаваемый наиболее нагруженной пластиной; r - радиус храповика по впадинам зубьев.

Предполагается, что хорда AB пластины проходит по касательной к окружности впадин храповика. Весь расчет ведем по наиболее нагруженной пластине, заклинивающейся первой. Вторая пластина заклинится только после того, как храповик повернется на угол β_0 , соответствующий заложенному при конструировании сдвигу, и момент, передаваемый ею, будет меньше M_1 .

Воспользуемся понятием жесткости H пластины. Под H понимается сила, которую необходимо приложить к концу B пластины в направлении хорды BA , чтобы переместить конец B на единицу длины. Умножая жесткость H на перемещение f точки B , получим силу, действующую со стороны храповика на пластину, которая необходима, чтобы переместить конец пластины на величину f

$$P = Hf$$

Перемещение f можно представить в вид $f=r\beta$, где β - угол поворота храповика, соответствующий перемещению f . Тогда $P = Hr\beta$. Умножая силу P на радиус r храповика, получаем момент, который необходимо приложить к храповику, чтобы переместить конец пластины на величину f : $M' = U_1\beta_1$. Если положить $M=M_1$, то β будет равняться максимальному углу β_1 поворота храповика при условии включения n пластин

$$M_1 = Hr^2\beta_1.$$

Величину Hr^2 обозначим через U_1 . Тогда

$$M_1 = U_1\beta_1. \quad (6)$$

По смыслу формулы (6) U_1 равняется моменту M_1 , который необходимо приложить к храповику, чтобы повернуть его на 1 рад, деформируя пластину. То есть величина U_1 так же характеризует жесткость пластины.

Между величинами β_0 и β_1 можно установить зависимость. Действительно, в момент включения второй пластины храповик повернется на угол β_0 и $\beta_1 = \beta_0$. В момент включения третьей пластины храповик повернется на угол $2\beta_0$ и $\beta_1 = 2\beta_0$. В момент включения $(n+1)$ пластины (когда эта пластина включилась, но еще не нагружена) храповик повернется на угол $n\beta_0$ и $\beta_1 = n\beta_0$. Таким образом, при условии включения n пластин будем иметь

$$\beta_1 = n\beta_0. \quad (7)$$

Используя (4), (5), (6), (7), выражение (3) преобразуем к виду

$$\sigma_u = \frac{6U_1 n \beta_0 R}{rbh^2}. \quad (8)$$

Контактное напряжение σ_H выразим, воспользовавшись формулой Герца в предположении, что контакт впадины зуба и конца пластины происходит по линии

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{PE}{bR_1}}, \quad (9)$$

где E - приведенный модуль упругости материалов пластины и зуба храповика;

R_1 - приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей.

Используя (5), (6), (7), выражение (9) для контактного напряжения преобразуем к виду

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{U_1 n \beta_0 E}{rbR_1}}. \quad (10)$$

Уровень допускаемых контактных и изгибных напряжений различный, поэтому введем коэффициент k соотношения уровней

$$[\sigma]_u = k[\sigma]_H, k < 1.$$

Если теперь приравнять выражения (8) и (10) для изгибных и контактных напряжений с учетом коэффициента k , получим условие равнопрочности пластины

$$\frac{6U_1 n \beta_0 R}{rbh^2} = 0.418k \sqrt{\frac{U_1 n \beta_0 E}{rbR_1}}. \quad (11)$$

Введем постоянную величину - расчетный момент M , который передается механизмом свободного хода. Он получается при последовательном заклинивании n пластин. Момент, передаваемый пластиной, включившейся первой, определяется выражением (6)

$$M_1 = U_1 \beta_1.$$

Пластина, включающаяся второй по счету, заклинится только после поворота храповика на угол β_0 и передаст момент

$$M_2 = U_1(\beta_1 - \beta_0). \quad (12)$$

Пластина, n -я по счету, включится после поворота храповика на угол $\beta_0(n-1)$ и передаст момент, равный

$$M_n = U_1[\beta_1 - \beta_0(n-1)], \quad (13)$$

При подсчете M считаем, что процесс нагружения механизма заканчивается, когда $(n+1)$ -я пластина включилась, но момент еще не передает, то есть нагружены только n пластин.

Складывая моменты от каждой из n нагруженных упругих пластин, получим

$$M = U_1\beta_1 + U_1(\beta_1 - \beta_0) + \dots + U_1[\beta_1 - \beta_0(n-1)] = U_1\beta_1 n - U_1\beta_0[1 + 2 + \dots + (n-1)].$$

Используя здесь выражение для суммы арифметической прогрессии, находим

$$M = U_1 n(\beta_1 - \beta_0 \frac{n-1}{2}). \quad (14)$$

Учитывая (7), выражение (14) преобразуем к виду

$$M = \frac{1}{2} U_1 \beta_0 n(n+1). \quad (15)$$

Для преобразования выражений (8), (10) используем также перемещение δ_A точки A под действием силы P . После вычисления интеграла Мора

$$\delta_A = \int_s \frac{M_P M_1}{EJ} ds,$$

и дальнейших преобразований, получим

$$\delta_A = \frac{6\pi R^3 U_1 n \beta_0}{r b h^3 E}. \quad (16)$$

С другой стороны, перемещение δ_A конца A пластины можно представить, зная соответствующий этому перемещению угол поворота храповика β_1 и используя равенство $\beta_1 = n\beta_0$

$$\delta_A = r\beta_1 = r n \beta_0. \quad (17)$$

Приравнивая правые части выражений (16) и (17), получим

$$\frac{6\pi R^3 U_1 n \beta_0}{r b h^3 E} = r n \beta_0.$$

Отсюда

$$h = \left(\frac{6\pi R^3 U_1}{r^2 b E} \right)^{1/3}. \quad (18)$$

Обратимся к зависимости (8) для напряжения изгиба. Подставляя h согласно (18), после преобразований находим

$$\sigma_u = \frac{0.85\beta_0 r^{1/3} E^{2/3} U_1^{1/3} n}{b^{1/3} R}. \quad (19)$$

Параметры U_1 и n являются зависимыми. При увеличении жесткости U_1 пластины количество n включившихся пластин уменьшается и наоборот. Выразим n через U_1 . Из выражения (15) следует

$$n^2 + n - \frac{2M}{U_1\beta_0} = 0. \quad (20)$$

Отбрасывая отрицательный корень уравнения (20), получим зависимость между n и U_1

$$n = -\frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{2M}{U_1\beta_0}}. \quad (21)$$

Подставляя n из (21) в (19), находим зависимость напряжения изгиба в среднем сечении пластины от жесткости U_1

$$\sigma_u = \frac{0.85\beta_0 r^{1/3} E^{2/3} U_1^{1/3}}{b^{1/3} R} \left(\sqrt{\frac{1}{4} + \frac{2M}{U_1\beta_0}} - \frac{1}{2} \right). \quad (22)$$

С помощью аналогичных преобразований выражение (10) для контактных напряжений преобразуется к виду

$$\sigma_H = \frac{0.418\beta_0^{1/2} E^{1/2} U_1^{1/2}}{r^{1/2} b^{1/2} R_1^{1/2}} \left[\sqrt{\frac{1}{4} + \frac{2M}{U_1\beta_0}} - \frac{1}{2} \right]^{1/2}. \quad (23)$$

Постановка и решение оптимизационной задачи. Как следует из опыта испытаний экспериментальных образцов наиболее опасным местом в конструкции механизма свободного хода является середина упругой пластины, где действует наибольший изгибающий момент. Поэтому естественно в качестве целевой функции (критерия оптимальности) выбрать напряжение изгиба в среднем сечении наиболее нагруженной пластины, включающейся при заклинивании первой.

Таким образом, будем искать наименьшее значение функции $\sigma = f(U_1)$ при $U_1 > 0$ и различных ограничениях. Отрицательные значения U_1 не имеют смысла, в точке $U_1 = 0$ функция $\sigma = f(U_1)$ не определена. Можно было бы рассматривать напряжение изгиба как функцию нескольких переменных $\sigma = f(U_1, r, R_1, \beta_0)$, но влияние параметров r, R_1, β_0 совершенно прозрачно просматривается из выражения (22). Модуль упругости E для сталей величина постоянная. Момент M , передаваемый механизмом свободного хода, при поисках оптимума принимается постоянным. Точно также ширина b определяет осевой габарит механизма свободного хода и также принимается постоянной. То есть поиск минимума функции $\sigma = f(U_1)$ проводится при условии постоянства габаритов механизма и максимального передаваемого момента.

В качестве первого естественного ограничения при поиске наименьшего значения напряжения изгиба следует принять

$$k\sigma_H = \sigma_u. \quad (24)$$

При отсутствии этого ограничения можно было бы добиться низких напряжений изгиба, но прийти к разрушению конца пластины из-за высоких контактных напряжений. Условие (24) является условием равнопрочности пластины, записанным ранее с помощью выражения (11).

Вторым является естественное ограничение изгибных и контактных напряжений допускаемыми напряжениями

$$\sigma_u \leq [\sigma]_u; \sigma_H \leq [\sigma]_H. \quad (25)$$

Второе из неравенств (25) можно опустить, так как при выполнении условия (24) оно выполняется автоматически.

Таким образом, задача выбора оптимального значения жесткости U_1 упругой пластины формулируется следующим образом: в области $U_1 > 0$ найти наименьшее значение целевой функции $\sigma_u = f(U_1)$

$$\sigma_u = \frac{0.85\beta_0 r^{1/3} E^{2/3} U_1^{1/3}}{b^{1/3} R} \left(\sqrt{\frac{1}{4} + \frac{2M}{U_1 \beta_0}} - \frac{1}{2} \right), \quad (26)$$

при ограничениях

$$\sigma_u = k\sigma_H, \sigma_u \leq [\sigma]_u. \quad (27)$$

На рис. 3 представлены графики зависимостей контактного (кривая 1) и изгибного (кривая 2) напряжений от жесткости U_1 пластины при

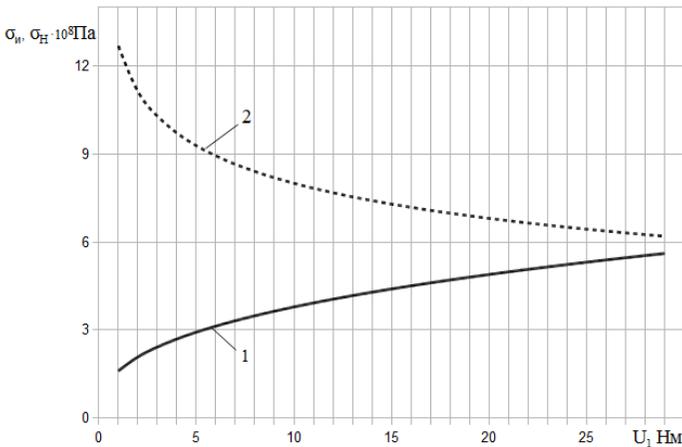


Рис. 3. Кривые зависимостей контактного напряжения и напряжения изгиба от жесткости пластины

следующих данных

$$M=3.928\text{Нм}; E=19.62 \cdot 10^{10}\text{Па}; r=0.012\text{м}; b=0.01\text{м};$$

$$R=0.013\text{м}; R_I=0.00105\text{м}; \beta_0=0.04.$$

Из рисунка 3 видно, что зависимость σ_H от U_I монотонно убывающая, а зависимость σ_H от U_I монотонно возрастающая. Исследование показало, что это действительно монотонные кривые. Графики на рис. 3 и последнее замечание сильно упрощают решение оптимизационной задачи. Следовательно, есть только одна точка U_I^0 , в которой выполняется первое из ограничений (27). Это точка пересечения кривых $\sigma=f_1(U_I)$ и $k\sigma_H=f_2(U_I)$.

Оптимальная точка U_I^0 находится в области достаточно жестких пластин, в которой включаются одна-три пластины. Однако, при приближении к этой точке, как видно из рис. 3, напряжения изгиба и контактные напряжения мало отличаются друг от друга. Поэтому параметры можно выбирать в окрестности точки U_I^0 , руководствуясь какими-либо другими соображениями.

В третьей главе также рассмотрен более общий случай пластины в форме части кольца с центральным углом 2γ . Напряжение изгиба в этом случае в наиболее опасном среднем сечении пластины определится выражением

$$\sigma_H = \sigma_{H0} f_3(\gamma),$$

где σ_{H0} - напряжение изгиба для пластины в форме полукольца, определяемое зависимостью (26); $f_3(\gamma)$ - функция центрального угла 2γ , ограничивающего часть кольца, определяемая выражением

$$f_3(\gamma) = \frac{0.85(1 - \cos \gamma)}{(0.5\gamma - 0.75 \sin 2\gamma + \gamma \cos^2 \gamma)^{2/3}}.$$

Исследование функции $f_3(\gamma)$ показало, что угол 2γ сильно влияет на напряжения изгиба. Например, изменение γ от $\gamma=90^\circ$ (полукольцо) до $\gamma=30^\circ$ увеличивает напряжение изгиба в 3.9 раза.

В третьей главе также выведены необходимые формулы для напряжений изгиба и контактных напряжений в случае пакетной схемы.

В четвертой главе сформулирована методика выбора параметров МСХ на основе аналитических зависимостей и выводов, полученных в предыдущих главах. Методика обобщает результаты и выстраивает в логическую цепочку последовательность действий по выбору параметров, облегчая тем самым действия конструктора при создании МСХ. Она предусматривает несколько приближений (шагов), совершаемых параллельно с разработкой конструкции. На первом шаге выбираются все параметры, на последующих происходит корректировка и при необходимости полный пересчет всех параметров.

С использованием предлагаемой методики на кафедре "Теоретическая и прикладная механика" ВлГУ разработана конструкция экспериментального образца МСХ для привода стартера автомобиля ВАЗ-2109. Особенностью разработки явилось изготовление основных деталей храпового МСХ из деталей МСХ фирмы Bosch, используемого в серийном

производстве, чтобы на этом примере были наглядно видны преимущества храпового механизма.

Внутренняя обойма роликового механизма свободного хода была проточена и на ней нарезаны зубья храповика. Наружная обойма существенно расточена, были убраны упоры пружин, прижимающих ролики к заклинивающимся поверхностям. Отверстия под оси пластин храпового механизма сверлились на боковой поверхности обоймы роликового механизма свободного хода. В экспериментальном образце храпового механизма было установлено два пакета пластин по две пластины в каждом. В результате всех изменений масса роликового механизма фирмы Bosch снизилась с 0.265 кг до 0.213 кг в храповом механизме, то есть на 20%. Если бы была осуществлена замена роликового механизма на храповой, то при программе выпуска автомобилей 1 млн. штук в год экономия металла составила бы 52 тонны легированной стали, а годовая экономия от снижения стоимости изделий при цене стали ШХ-15 50 руб/кг составила бы 2 600 000 руб.

Таким образом, из сравнения двух рассмотренных конструкций последовало, что храповой механизм свободного хода с направленным включением пластин более предпочтителен, так как имеет меньший вес, меньшую стоимость и более простую конструкцию.

В пятой главе проведено описание экспериментального стенда, использованной аппаратуры, методики эксперимента и даны результаты экспериментального исследования. Экспериментально проверялся порядок включения упругих пластин и закон распределения нагрузки между пластинами при заклинивании.

Экспериментальный стенд включал храповой МСХ с двумя пакетами по две пластины в каждом, источник калиброванного тока (калибратор Agilent U1401A), плату сбора данных National Instruments NI USB6009 и персональный компьютер. Тензорезисторы марки 2ПКБ-10-100ГВ (сопротивлением около 100 Ом) наклеивались на упругие пластины МСХ. Они располагались на наружных поверхностях упругих пластин, где слой работает на растяжение. Особенностью схемного решения являлась встроенность мостовой части в аппаратную (плата USB-6009). С помощью интерфейса программы LabView на программном уровне осуществлялась балансировка моста. Для учета температурной нестабильности тензосопротивлений была разработана специальная подпрограмма, которая учитывала величину температуры упругих пластин и вводила поправочный коэффициент в общую схему измерений.

Показания от датчиков всех четырех пластин через калибратор и плату сбора данных фиксировались персональным компьютером. Экспериментальное исследование показало, что какая бы пластина не была первой и какой бы ни была нагрузка, заданный порядок заклинивания сохраняется один и тот же.

ВЫВОДЫ. РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Впервые показана возможность создания храпового механизма свободного хода с упругими рабочими телами, обладающего свойством заранее заданного направленного процесса заклинивания рабочих тел, исключая случайный процесс из-за погрешностей изготовления деталей механизма. Эта возможность подтверждена теоретическими результатами, разработкой конструкций механизмов свободного хода с направленным включением рабочих тел, а также экспериментальными результатами и защищена патентом на конструкцию механизма свободного хода с направленным включением рабочих тел.

2. Храповой механизм свободного хода конкурентоспособен по сравнению с конструкцией механизма Bosch за счет меньшей массы, меньшей стоимости, более простой конструкции при достаточной долговечности, что вытекает из сравнения применяемого на сегодняшний день МСХ фирмы Bosch и храпового механизма свободного хода с направленным включением рабочих тел, разработанного на кафедре "Теоретическая и прикладная механика" ВлГУ.

3. Обзор перспективной конструкции храпового механизма свободного хода с направленным включением рабочих тел на основе разработанной методики выбора параметров показал имеющиеся резервы для дальнейшего повышения конкурентоспособности храпового механизма за счет снижения массы и стоимости механизма свободного хода, упрощения конструкции, повышения долговечности путем устранения наружной обоймы, выбора рационального профиля рабочих тел, выбора переменной толщины пластин и других факторов.

4. Неравномерность нагрузки на пластины, обусловленная их последовательным заклиниванием по способу направленного включения, падает с увеличением числа заклинивающихся пластин. Начиная с пяти заклинивающихся пластин крутящий момент, передаваемый пластиной, включающейся первой, снижается до 33% от крутящего момента, передаваемого всем МСХ.

5. Форма профиля пластины существенно влияет на напряжения изгиба в рабочих телах. Замена пластины в форме части кольца с центральным углом $2\gamma=60^\circ$ полукольцом позволяет снизить напряжения изгиба в 3,9 раза.

6. Решением оптимизационной задачи является точка пересечения кривых напряжения изгиба в среднем наиболее опасном сечении пластины и контактного напряжения в месте контакта пластины с храповиком. Зависимости напряжений изгиба и контактных напряжений от жесткости пластины U_1 представляют монотонные кривые. В окрестности оптимальной точки эти кривые достаточно близко подходят друг к другу. Поэтому параметры можно выбирать как в самой точке, так и в ее окрестности.

7. Из двух приведенных схем храповых механизмов с направленным включением рабочих тел предпочтительной (основной) является пакетная схема, так как она, обладая всеми преимуществами схемы с равномерным включением рабочих тел, дополнительно сводит к минимуму одностороннюю (неравномерную) нагрузку на храповик и обойму и, следовательно, на подшипники их валов.

Основные положения диссертации опубликованы в работах

Работы по перечню ВАК РФ

1. Леонов С.А. Оптимизация параметров храпового механизма свободного хода с упругими рабочими телами. /Известия вузов. Машиностроение. - 2011, №2, с.12-16

2. Леонов С.А., Леонов А.И. К выбору параметров храпового механизма свободного хода с направленным включением рабочих тел. - Известия вузов. Машиностроение., 2011. №4

3. Леонов С.А. К методике выбора параметров храпового механизма свободного хода. - Известия вузов. Машиностроение., 2011. №6, с.26-30

4. Филимонов В.Н., Стариков А.Н., Леонов С.А. Экспериментальное исследование механизма свободного хода с направленным включением рабочих тел. - Известия вузов. Машиностроение., 2011. №9 с.11-17

5. Патент №2422694, Россия: Храповой механизм свободного хода. / С.А. Леонов, А.И. Леонов. - опубликовано в бюл. "Патенты и полезные модели" - М., 2011. №18

6. Патент РФ по заявке №2010131473/11(044571) от 27.07.2010, решение о выдаче от 27.07.2011. Храповой механизм свободного хода. / С.А. Леонов, Е.А. Коляганов

Материалы научных конференций

7. Леонов С.А., Филимонов В.Н. О возможности направленного включения рабочих тел в механизме свободного хода / Современные проблемы машиностроения: труды V Международной научно-технической конференции; Томский политехнический университет. - Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2010. с.75-77

Личный вклад соискателя

[2] - преобразование условия равнопрочности рабочего тела МСХ (упругой пластины); [4] - методика экспериментального исследования, проведение и обработка результатов эксперимента; [5] - схема МСХ с направленным включением рабочих тел; [6] - конструкция храпового МСХ; [7] - способ направленного включения рабочих тел МСХ;