



## АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РОЛИКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ СВОБОДНОГО ХОДА С ПРИМЕНЕНИЕМ ПРОГРАММЫ MATHCAD

А.В. Шляхтин, студент  
will602@mail.ru

А.А. Страшинский, студент  
artem.strashinskiy@mail.ru

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный  
технический университет»

С использованием программы MathCAD выполнено исследование влияния допускаемых касательных напряжений на диаметр внешней обоймы роликовых механизмов свободного хода. Установлено, что при изменении касательного напряжения в диапазоне от 300 до 700 МПа происходит нелинейное уменьшение необходимой величины диаметра внешней обоймы в 5,3...5,4 раза. При этом долговечность механизмов свободного хода уменьшается в 3,2...4,0 раза.

*приводы машин, механизм свободного хода, внешняя обойма, касательные напряжения, долговечность*

Одними из ответственных и нагруженных узлов, применяемых в приводах пищевых машин и технологического оборудования, являются роликовые механизмы свободного хода (МСХ). Несмотря на многочисленные исследования роликовых МСХ, вопросы анализа их прочностных и геометрических характеристик остаются актуальными [1–4].

На рис. 1 приведена конструктивная схема типового роликового МСХ с плоским профилем внутренней звездочки.

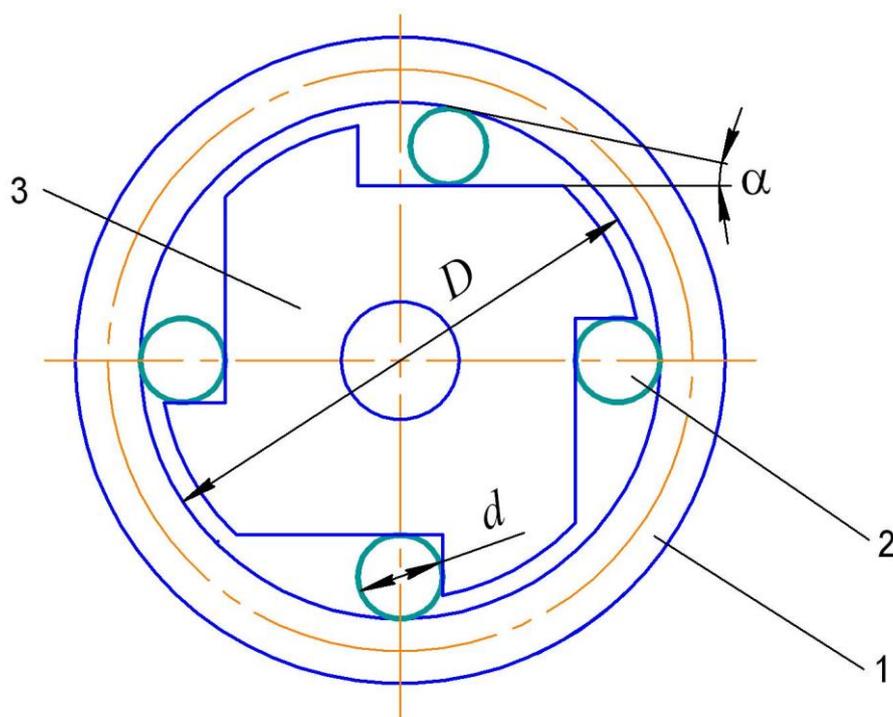


Рисунок 1 – Конструктивная схема роликового МСХ:  
1 – внешняя обойма; 2 – заклинивающий ролик;  
3 – внутренняя звездочка

Наиболее важными конструктивными и функциональными характеристиками роликовых МСХ являются:  $D$  – внутренний диаметр внешней обоймы;  $T$  – передаваемый механизмом вращающий момент;  $z$  – число заклинивающихся роликов;  $\alpha$  – угол заклинивания;  $d$  и  $l$  – диаметр и длина заклинивающихся роликов. В таблице приведены основные характеристики некоторых современных роликовых МСХ.

Таблица – Характеристики роликовых МСХ

Страна	Тип	Диаметр обоймы $D$ , мм	Число роликов $z$	Нагрузочная способность $T$ , Н·м
Россия	I-100x40	100	3	71
	II-100x40	100	5	125
Германия	GMN VS60	110	8	243
	Stieber AS60	100	10	140
Великобритания	Renold REUS60	98	10	508

В качестве основного геометрического параметра роликовых МСХ удобно принимать внутренний диаметр внешней обоймы  $D$ , через который можно выразить другие параметры. Тогда диаметр заклинивающегося ролика можно выбирать по соотношению  $d = (0,066...0,20)D$ , толщину внешней обоймы –  $h = (0,125...0,25)D$ .

Для анализа влияния конструктивных и функциональных характеристик МСХ на геометрические параметры можно применять как численные методы (метод конечных элементов), так и аналитические [5–10]. Последние можно реализовать с использованием прикладных математических программ, среди которых следует выделить пакет MathCAD.

Возможности пакета MathCAD позволяют достаточно просто и в то же время с достаточной для инженерных расчетов точностью выполнить анализ роликовых МСХ на основе известных математических зависимостей.

Работоспособность роликовых МСХ можно оценить наибольшими касательными напряжениями, возникающими в зоне контакта заклинивающегося ролика с внутренней звездочкой.

Касательные напряжения для механизмов с плоским профилем звездочки определяются по формуле (1) [3]:

$$\tau_{\max} = 0,142 \sqrt{\frac{TkE}{0,25Dzldtg(\alpha/2)}}, \quad (1)$$

где  $E$  – модуль упругости материала элементов механизма;  
 $k$  – коэффициент режима работы.

Тогда внутренний диаметр внешней обоймы можно выразить из формулы (1) в виде формулы (2):

$$D = \frac{0,08TkE}{zldtg(\alpha/2)[\tau]^2}, \quad (2)$$

Расчеты характера влияния основных характеристик на диаметр внешней обоймы проведены по формуле (2) для роликовых МСХ с параметрами: передаваемый вращающий момент  $T = 100$  Н·м; число заклинивающихся роликов  $z = 3, 5$  и  $7$ ; угол заклинивания  $\alpha = 7^\circ$ ; диаметр заклинивающихся роликов  $d = 7, 13$  и  $20$  мм; длина заклинивающихся роликов  $l = 26$  мм; модуль упругости материала элементов механизма  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа.

Коэффициент режима работы  $k = 1,2$  выбирали по [3]; величину допускаемого касательного напряжения – по [3] в зависимости от необходимого ресурса механизма в пределах  $[\tau]=350\dots620$  МПа.

На рис. 2 приведены кривые, показывающие характер и степень влияния допускаемого касательного напряжения  $[\tau]$  на диаметр внешней обоймы  $D$  при постоянном числе заклинивающихся роликов  $z$ .

Полученные результаты свидетельствуют, что при росте величины касательного напряжения с 300 до 700 МПа (в 2,33 раза) и неизменном числе роликов наблюдается нелинейное снижение необходимого диаметра внешней обоймы в среднем в 5,3 раза. Причем уменьшение диаметра заклинивающегося ролика с 20 до 7 мм (в 2,85 раза) приводит к увеличению диаметра обоймы тоже в 2,85 раза.

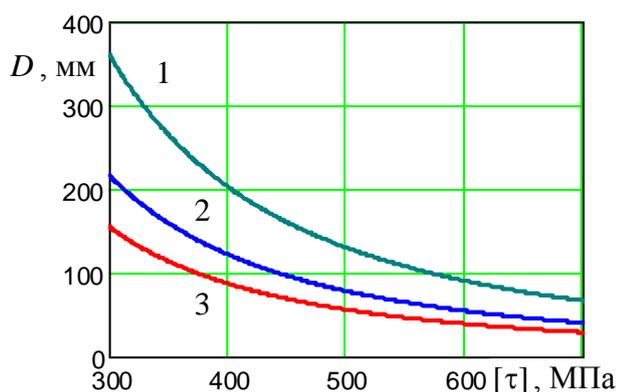


Рисунок 2 – Влияние касательного напряжения на диаметр внешней обоймы при  $z=5$ : 1 –  $d=20$  мм; 2 –  $d=13$  мм; 3 –  $d=7$  мм

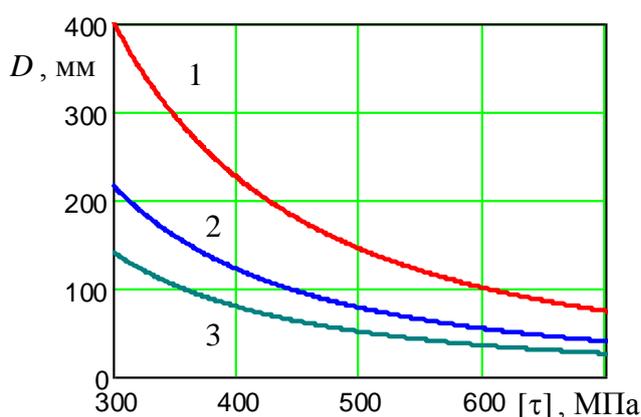


Рисунок 3 – Влияние касательного напряжения на диаметр внешней обоймы при  $d=13$  мм: 1 –  $z=3$ ; 2 –  $z=5$ ; 3 –  $z=7$

На рис. 3 приведены кривые, показывающие характер и степень влияния допускаемого касательного напряжения  $[\tau]$  на диаметр внешней обоймы  $D$  при постоянном диаметре заклинивающихся роликов  $d$ .

Как видно из полученных результатов, при росте величины касательного напряжения в 2,33 раза и неизменном диаметре роликов наблюдается нелинейное снижение необходимого диаметра внешней обоймы в среднем в 5,4 раза. Причем увеличение числа роликов с трех до семи (в 2,3 раза) дает возможность уменьшить диаметр внешней обоймы тоже в 2,3 раза.

Расчеты показали, что увеличение допускаемых касательных напряжений является важным резервом снижения габаритных размеров роликовых МСХ, за счет уменьшения необходимого диаметра внешней обоймы, которая представляет собой корпус для всех элементов механизма.

При этом следует принимать во внимание снижение долговечности роликовых МСХ ( $N$  – число включений механизма при сохранении его работоспособности) при увеличении возникающих касательных напряжений. На рис. 4 показано изменение долговечности в зависимости от допускаемых касательных напряжений.

При росте величины касательного напряжения в 2,33 раза ресурс работы МСХ уменьшается в 3,2...4,0 раза. Причем при числе роликов  $z=5$  долговечность в 1,2 раза больше, чем при  $z=3$ .

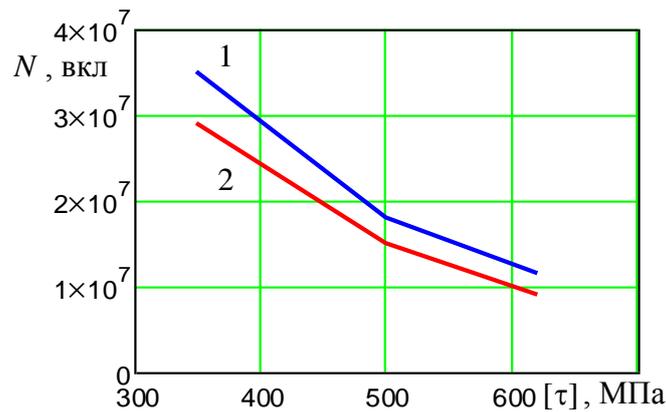


Рисунок 4 – Влияние касательного напряжения на долговечность роликового МСХ:  
1 –  $z=5$ ; 2 –  $z=3$

Полученные результаты позволяют на начальном этапе проектирования предварительно оценить необходимые величины функциональных и геометрических параметров роликовых МСХ для обеспечения их заданных габаритных размеров.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Архангельский, Г.В. Роликовые механизмы свободного хода / Г.В. Архангельский, А.Г. Архангельский. – Одесса: Наука и техника, 2009. – 92 с.
2. Шарков, О.В. Эксцентрикковые механизмы свободного хода фрикционного типа / О.В. Шарков. – Калининград: Изд-во ФГОУ ВПО «КГТУ», 2011. – 206 с.
3. Ряховский, О.А. Справочник по муфтам / О.А. Ряховский, С.С. Иванов. – Ленинград: Политехника, 1991. – 384 с.
4. Горин, М.П. Импульсные вариаторы с эксцентрикковыми механизмами свободного хода / М.П. Горин, О.В. Шарков, Н.А. Кузнецова // Машиностроитель. – 2001. – № 7. – С. 14–16.
5. Быкова, Т.Е. Разработка методики расчета параметров удара в механизмах свободного хода импульсных передач экспериментальным путем / Т.Е. Быкова, Г.К. Рябов, А.В. Петров // Вестник машиностроения. – 2012. – № 9. – С. 3–6.
6. Шарков, О.В. Исследование напряженного состояния внешней обоймы эксцентрикковых механизмов свободного хода методом объемных конечных элементов / О.В. Шарков, И.А. Золотов // Машиностроитель. – 2006. – № 12. – С. 16–17.
7. Гончаров, А.А. Универсальные критерии самоторможения клиновых механизмов свободного хода / А.А. Гончаров // Вестник науки и образования Северо-Запада России. – 2015. – Т. 1. – № 2. [Электронный ресурс]. URL: <http://vestnik-nauki.ru/wp-content/uploads/2015/11/2015-№2-Гончаров.pdf>.
8. Золотов, И.А. Анализ напряженно-деформированного состояния внешней обоймы роликовых механизмов свободного хода / И.А. Золотов, О.В. Шарков // Известия вузов. Машиностроение. – 2013. – № 10. – С. 42–47. doi:10.18698/0536-1044-2013-10-36-41.
9. Шенкман, Л.В. Теоретический анализ ударных процессов в храповом механизме свободного хода блочного типа с храповиком наружного зацепления / Л.В. Шенкман, С.Н. Козлова // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2014. – № 5 (105). – С. 82–84.
10. Шарков, О.В. Влияние геометрических параметров внешней обоймы на ее напряженно-деформированное состояние / О.В. Шарков, И.А. Золотов // Вестник машиностроения. – 2011. – № 4. – С. 41–43.

## THE ANALYSIS OF DESIGN FACTOR OF ROLLER FREEWHEEL MECHANISMS WITH APPLICATION OF PROGRAM MATHCAD

A.V. Shlyakhtin, student  
will602@mail.ru

A.A. Strashinskiy, student  
artem.strashinskiy@mail.ru

Kaliningrad State Technical University

With use of program MathCAD performed a research of the effect of allowable tangential stresses on the diameter of the outer shell of the roller freewheel mechanisms. It is fixed that at change of a tangential stress in a range from 300 to 700 MPa there is a nonlinear reduction of necessary size of diameter of an outer shell in 5.3...5.4 times. Thus the durability of freewheel mechanisms is diminished in 3.2...4.0 times.

*machine drive, freewheel mechanism, outer shell, tangential stress, durability*