

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени М.В. ЛОМОНОСОВА»

ФИЗИЧЕСКИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра общей физики

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

**ПРИМЕНЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКИХ И ФИЗИЧЕСКИХ МЕТОДОВ
ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ,
ВЛИЯЮЩИХ НА ДЕФОРМАЦИИ И ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ
ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС В ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧАХ**

Выполнил студент

405 академической группы

Суляндзига Донат Андреевич

Научный руководитель:

к.ф.-м.н. доцент

Якута Алексей Александрович

Допущена к защите «___» мая 2018 г.

Зав. кафедрой

Д.ф.-м.н. профессор А.М. Салецкий

Москва 2018

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
ГЛАВА 1. НЕКОТОРЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ВЫБОР ОБЪЕКТА ИССЛЕДОВАНИЯ. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ	6
1.1. Некоторые характеристики зубчатых колес и выбор объекта исследования	6
1.2. Математическое моделирование	12
ГЛАВА 2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЗАВИСИМОСТИ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ШЕСТЕРНИ ОТ ДИАМЕТРА И ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ФРЕЗЫ	16
ВЫВОДЫ	26
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	28
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	30
Приложение 1. Зависимости коэффициента износостойкости зуба шестерни от частоты вращения фрез различных диаметров при изготовлении шестерни	32

ВВЕДЕНИЕ

Зубчатые колеса (шестерни) играют важную роль во многих технических устройствах. Существует множество разновидностей зубчатых колес, их принято классифицировать по следующим параметрам [1]:

- 1) По форме профиля зубьев (эвольвентные, круговые, циклоидальные).
- 2) По типу зубьев (прямозубые, косозубые, шевронные, магнитные).
- 3) По окружной скорости (тихоходные, среднескоростные, быстроходные).
- 4) По степени защищенности (открытые, закрытые).

В данной работе объектом исследования является цилиндрическое эвольвентное (профили зубьев очерчены по эвольвенте окружности) косозубое среднескоростное открытое зубчатое колесо, используемое в качестве ведущего в цепной передаче.

При практическом использовании зубчатого колеса в цепных передачах важными характеристиками, по которым можно судить о качестве шестерни как промышленного изделия, являются устойчивость к торсионным и боковым деформациям, а также скорость механического износа. Ведущие мировые производители зубчатых колес пытаются улучшить эти характеристики без существенного возрастания стоимости производства шестерней. В связи с этим проблема улучшения указанных характеристик является актуальной и практически значимой.

Предметом исследования в данной работе является изучение влияния особенностей геометрических характеристик диска колеса, профиля его зубьев, а также технологии фрезерования колеса на его деформации и износостойкость в процессе дальнейшей эксплуатации. Целью исследования является решение проблемы оптимизации указанных параметров для достижения наименьших деформаций и наибольшей износостойкости зубчатого колеса при его использовании в цепных передачах.

Попытки решения данных вопросов предпринимают многие промышленные компании с осени 2013 года – именно тогда компания SRAM впервые представила концепцию зубчатого колеса с переменной шириной зуба (чередующимися узкими и широкими зубьями) [2]. После этого конкурирующие производители начали разрабатывать свои концепции с целью обойти патент компании SRAM [3], создав при этом зубчатое колесо со схожими характеристиками. В качестве примеров таких производителей можно привести компании Carbon-Ti [6], AbsoluteBlack [7], Wolf Tooth [8].

Научная значимость проведенных нами исследований обусловлена тем, что автором были предложены и опробованы на практике способы изучения деформационных и износных характеристик зубчатых колес, позволяющие повысить их эксплуатационные характеристики, причем некоторые из этих характеристик лучше заявленных в базовом патентах компании SRAM.

При создании зубчатых колес (шестерней, «звездочек»), которые служили исходными образцами для проведения наших исследований, в основном использовались сведения, приведенные в упомянутых выше патентах компании SRAM. Экспериментальная часть работы проводилась на базе коммерческой компании «Inline Components» (Москва), созданной группой энтузиастов-единомышленников с целью разработки российских аналогов зубчатых колес с переменной шириной зуба.

При выполнении работы использовались такие методы исследования, как математическое моделирование и натурный эксперимент.

Работа состоит из введения, двух глав, выводов, заключения, списка использованных источников и приложения. В первой главе дано краткое описание некоторых параметров зубчатых колес, сделан обзор состояния решаемой проблемы, определены технические характеристики объекта исследования и приведены результаты математического моделирования деформаций шестерни при различных типах ее нагрузки (торсионной и боковой). Во второй главе дается описание проведенных экспериментальных исследований зависимости износостойкости шестерни от диаметра и частоты, с которой

вращалась фреза при изготовлении данного зубчатого колеса, а также проводится анализ результатов этого исследования.

В приложение вынесен массив экспериментальных данных, полученных в ходе проведения натурных исследований.

ГЛАВА 1

НЕКОТОРЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ВЫБОР ОБЪЕКТА ИССЛЕДОВАНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

1.1. Некоторые характеристики зубчатых колес и выбор объекта исследования

При изучении вопросов о деформациях и износостойкости зубчатого колеса важную роль играет выбор материала, из которого изготавливается шестерня. Зарубежные производители в основном используют термообработанный алюминий марки 7005 или 7075 (алюминиевые сплавы с содержанием магния 2,1-2,5% и цинка 5,6-6,1%, имеющие предел прочности ~400 Мпа [4]). Исследуемые нами шестерни изготавливались из отечественного алюминия марки В95П (алюминиевый сплав с содержанием магния 2,0-2,8%, цинка 5-7% и меди 1,4-2%, имеющий предел прочности ~520 Мпа [5]), который примерно соответствует алюминию зарубежного производства марки 7175.

Еще одной важной характеристикой зубчатого колеса-«звездочки» является коэффициент износостойкости зуба шестерни.

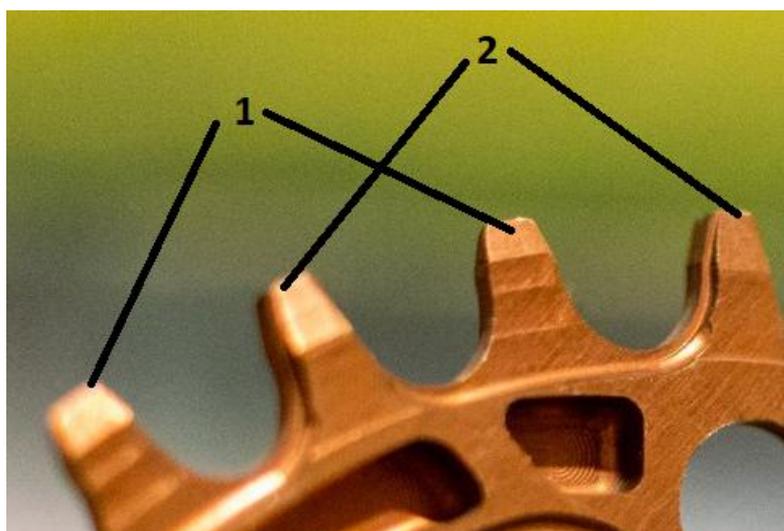


Рис. 1.

Коэффициентом износостойки зуба шестерни называется отношение конечной толщины «широкого» зуба (после определенного периода эксплуатации) к начальной толщине:

$$K = \frac{L_{\text{конеч.}}}{L_{\text{начал.}}}$$

На рисунке 1 цифрой 1 отмечены «узкие» зубья, а цифрой 2 – «широкие» зубья.

Также существенную роль играет выбор концепции (профиля) зуба шестерни. В настоящее время существуют три основные концепции, которые наиболее часто применяются на практике.

1) Высокие узкие зубья практически одинаковой толщины (рис. 2). Существенными преимуществами данной концепции являются простота изготовления шестерни и ее высокая износостойкость. Кроме того, из-за малой толщины зуба отпадает необходимость в решении проблемы его «очищения» от грязи до определенного момента, после которого звезда становится не пригодной без очищения. Главным недостатком данной концепции, который перевешивает все ее положительные стороны, является плохое удержание цепи на шестерне при ее колебаниях (хотя при «статичном» перекосе шестерни цепь удерживается на ней не хуже, чем при зубьях других концепций).



Рис. 2.

2) Крючкообразные зубья (рис. 3). Данная концепция позволяет уменьшить вес шестерни (за счет того, что можно делать «нижнюю» часть зуба заметно тоньше верхней) и обеспечить наилучшее удержание цепи. При этом

имеются два существенных недостатка – сложность изготовления шестерни и очень маленькая износостойкость (для данных зубчатых колес коэффициент износостойкости лежит в пределах 0,69-0,75).



Рис. 3.

3) Трапециевидные зубья – классическая концепция, представляющая из себя максимально широкие зубья трапециевидной формы (рис. 4). Данная концепция сочетает в себе «усредненные» свойства двух предыдущих. При этом рабочие характеристики такой шестерни очень сильно зависят от допусков при изготовлении и от конкретного способа реализации грязезащиты (т.е. от вида грязесъемной фаски – она обозначена на рисунке 4 цифрой 1).

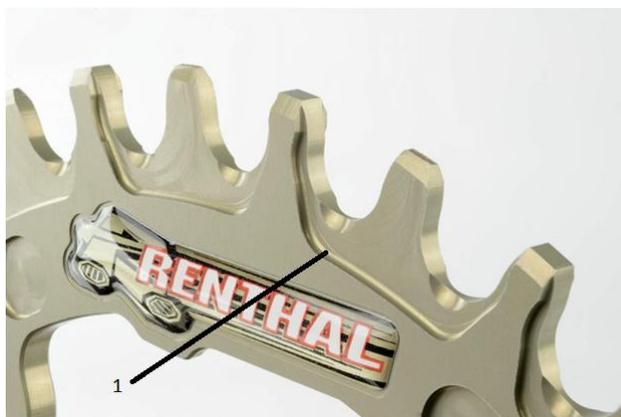


Рис. 4.

Используемая для проводимых нами исследований концепция зуба является предложенным нами развитием трапециевидной концепции с исполь-

зованием идей первых двух концепций. По сравнению с трапециевидной концепцией увеличена высота зуба, появился наклон зубьев, зубья стали иметь скос «в плоскости зуба» (последнее сделано для улучшения «захода» цепи на зубья при наличии перекоса шестерни). Для того чтобы минимизировать недостатки трапециевидной концепции, нами был выбран минимальный допуск при изготовлении шестерни и предложено использование грязеъемной фаски (она обозначена на рисунке 5 цифрой 1; цифрой 2 показана асимметрия, связанная с наклоном зуба).

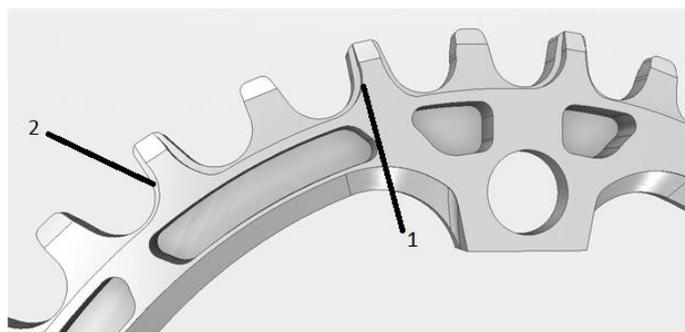


Рис. 5.

Одной из наиболее важных характеристик для зубчатого колеса является способность удерживать цепь при наличии ее перекоса (обязательным условием является также отсутствие «заклинивания» цепи). Для подтверждения работоспособности выбранной концепции формы зуба нами было проведено сравнительное тестирование зубчатых колес каждой из концепций. Тестирование производилось на аппарате (его описание см. в Главе 2), который использовался для измерения коэффициента износостойкости. Тестирование осуществлялось в режиме без колебаний системы, но при постоянно варьирувавшемся перекосе цепи (от 0 градусов с шагом в 1 градус, до момента спадания цепи или до ее «заклинивания»).

Результаты тестирования приведены в таблице 1.

Таблица 1.

Концепция	Предельный угол, градусов	Причина окончания теста
Высокий узкий зуб	29	Спадение цепи
Крючкообразный зуб	48	Спадение цепи
Трапецевидный зуб	37	Заклинивание цепи
Выбранная концепция	34	Спадение цепи

Таким образом, шестерня с выбранной нами концепцией зуба обладает рядом преимуществ по сравнению с тремя остальными. Данная шестерня характеризуется предельным углом перекоса цепи, лишь немного меньшим предельного угла перекоса шестерни с трапецевидным зубом. Но, в отличие от последней, при превышении указанного угла цепь с предложенной нами шестерни спадает, а не заклинивает колесо (заклинивание при большой скорости вращения может вызвать повреждения как цепи, так и зубчатого колеса). Преимущество шестерни с нашей концепцией зуба над шестерней с крючкообразным зубом состоит в существенно большей износостойкости. По сравнению с шестерней с высоким узким зубом наша имеет грязезащиту, а также обладает существенно более высокими характеристиками удержания цепи.

Следует отметить, что сразу после своего выхода на рынок в 2013 году зубчатые колеса с переменной шириной зуба имели сравнительно невысокие эксплуатационные характеристики. Предельный угол перекоса цепи едва доходил до 25 градусов, также были проблемы с преждевременным износом (коэффициент износостойкости лежал в пределах 0,7-0,75). Однако, компании-производители быстро улучшали шестерни, и в настоящее время можно выделить несколько производителей, которые добились особых успехов при использовании различных подходов к производству шестерней-«звездочек» с различными концепциями зубьев.

Абсолютным лидером в плане износостойкости и веса являются зубчатые колеса американской компании Carbon-Ti [6], изготавливающей зубчатые колеса титана или составные титан-карбонные колеса (их коэффициент износостойкости составляет $\sim 0,995$). Но эти колеса существенно проигрывают в стоимости (их официально заявленная цена примерно в 3,5 раза выше среднерыночной) и характеризуются высокой сложностью изготовления (титан обрабатывать гораздо труднее, чем алюминиевый сплав, который является общепринятым материалом для производства таких колес).

Также можно выделить польскую компанию AbsoluteBlack [7], имеющую собственную концепцию относительно устройства плоскости крепления зубчатого колеса – эта плоскость тоньше, чем плоскость, на которой находятся зубья, что позволяет не делать грязезащиту (цепь сама выдавливает грязь на плоскость крепления). Данная компания использует трапециевидную концепцию зубьев, но с некоторыми дополнениями – нижняя часть зуба делается более широкой, чтобы ни при каких обстоятельствах цепь не «села» на звезду слишком глубоко.

Следует отметить и продукцию американской компании WolfTooth [8, 9, 10, 11], реализовавшей вариацию трапециевидной концепции, близкую к выбранной нами, но использующую в качестве покрытия дисульфид молибдена [12] (нами используется анодирование). При использовании цепи с DLC-покрытием (алмазоподобное покрытие) [13] коэффициент износостойкости для данного зубчатого колеса составляет примерно $0,990 \pm 0,002$. Однако у данного решения есть существенные минусы: необходимость использования специальной цепи, уменьшенный сервисный интервал (при пропуске регулярной сервисной чистки очень быстро стирается покрытие, как раз и обеспечивающее высокую износостойкость), а также стоимость примерно в 2,5-3 раза выше средней рыночной (в зависимости от модели).

Нами была предпринята попытка, используя предложенную нами концепцию зуба, превзойти шестерни упомянутых выше ведущих мировых производителей по показателю износостойкости, сохранив при этом деформаци-

онные характеристики зубчатого колеса. Первым этапом работы было математическое моделирование

1.2. Математическое моделирование

Основной задачей математического моделирования являлось создание зубчатого колеса с заданными деформационными характеристиками:

- 1) максимальный изгиб при боковой нагрузке – не более 1,5 градуса при изгибающем моменте сил 50 Н·м;
- 2) угол скручивания – не более 1 градуса при крутящем моменте сил 220 Н·м.

Данные величины указаны компанией SRAM в ее патентах при описании жесткости шестерни, и таким образом могут служить «ориентирами» при проведении оптимизации механических характеристик зубчатого колеса. Путем оптимизации геометрических параметров шестерни с фиксированным профилем зуба данные значения были достигнуты и даже несколько улучшены при математическом моделировании. Все математическое моделирование для каждой из характеристик можно разбить на два этапа:

- 1) создание 3D модели в среде SolidWorks CAD [14];
- 2) моделирование нагрузок в среде Ansys [15] и последующая оптимизация геометрических параметров шестерни.

Для достижения необходимых деформационных характеристик при моделировании варьировались три параметра (рис. 6): 1) угол α поворота плоскости крепления шестерни относительно плоскости зубьев; 2) средняя толщина лопасти f ; 3) средняя ширина лопасти b .

Для осуществления моделирования нами была создана 3D модель в среде SolidWorks с динамическими элементами (с возможностью изменения трех перечисленных выше параметров), характеристики которых можно варьировать уже при дальнейшей работе с моделью в среде Ansys. Само моделирование осуществлялось посредством ручного варьирования параметров с определенным шагом (который определяет точность варьируемых парамет-

ров) при непрерывном моделировании нагрузки (т.е., например, при изменении угла a на любую величину тут же пересчитывалась величина деформации; аналогичный пересчет происходил при изменении остальных параметров). Данный метод является наиболее наглядным, но при этом и наиболее ресурсоемким (с точки зрения используемой вычислительной мощности).

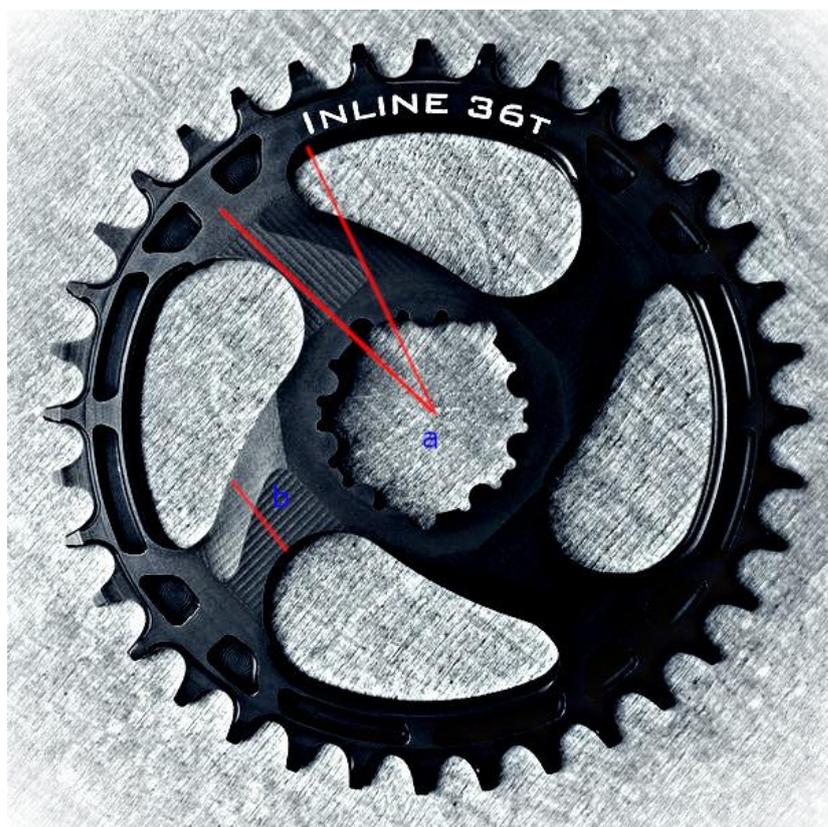


Рис. 6.

В результате моделирования были получены следующие оптимальные значения варьируемых параметров:

- $a = 43,20^{\circ} \pm 0,05^{\circ}$;
- $b = (33,70 \pm 0,05)$ мм;
- $f = (7,20 \pm 0,05)$ мм.

При этих значениях параметров предельные (указанные в патенте SRAM) деформационные характеристики не превышаются и, кроме того, обеспечивается минимальность локальных упругих деформаций шестерни,

что уменьшает опасность ее излома или недопустимой остаточной деформации при эксплуатации.

Однако при программировании станка с ЧПУ для ускорения изготовления изделия данные параметры были немного изменены по сравнению с оптимальными, из-за чего угол скручивания при заданном крутящем моменте для нашей шестерни составляет 0,7 градуса (соответствует данным патента), а максимальный изгиб – 1,6 градуса (незначительно превышает максимальное значение, указанное в патенте). Измененные параметры шестерни:

- $a = 44,8^\circ \pm 0,05^\circ$;
- $b = (35,10 \pm 0,05)$ мм;
- $f = (6,9 \pm 0,05)$ мм.

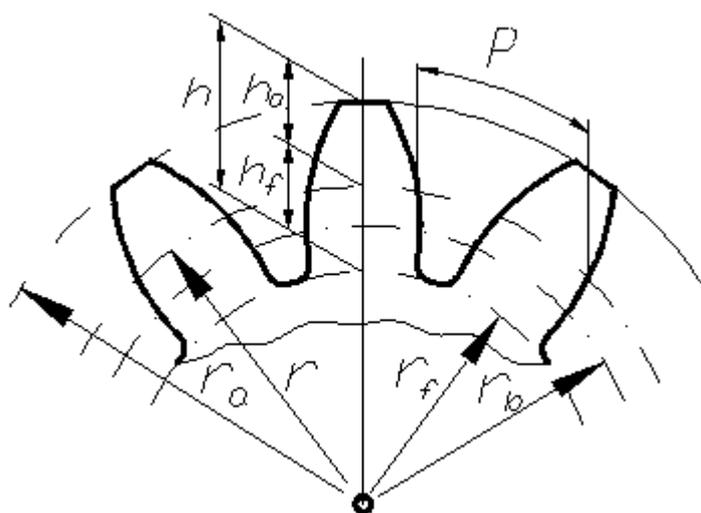


Рис. 7.

Для проведения натуральных исследований было решено использовать зубчатое колесо с этими параметрами и со следующими основными характеристиками [16] (рис. 7):

- $z = 32$ – число зубьев;
- $r_a = 212$ мм – радиус окружности выступов;
- $r_f = 194$ мм – радиус окружности впадин;
- $r_b = 204$ мм – радиус основной окружности;

- $r = 205,3$ мм – радиус делительной окружности;
- $p = 26,6$ мм – шаг по делительной окружности;
- $h = 18$ мм – высота зуба, равная $h = h_a + h_f$, где:
- $h_a = 7,2$ мм – высота головки зуба;
- $h_f = 10,8$ мм – высота ножки зуба.

Перейдем к описанию натурных исследований, которые были направлены на повышение износостойкости зубчатого колеса с указанными параметрами и характеристиками.

ГЛАВА 2

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЗАВИСИМОСТИ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ШЕСТЕРНИ ОТ ДИАМЕТРА И ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ФРЕЗЫ

Для выполнения экспериментальной части работы использовалась самостоятельно разработанная и изготовленная автором экспериментальная установка. Ее фотография показана на рисунке 8.

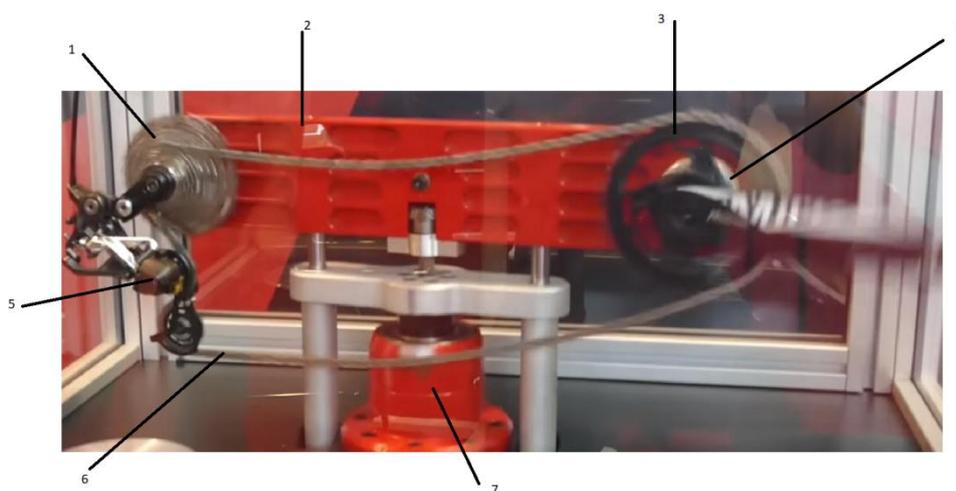


Рис. 8.

Кассета (1) с набором ведомых зубчатых колес, которая в ходе экспериментов обеспечивает изменение передаточного числа и перекоса цепи, закреплена на цельнофрезерованной крепежной пластине (2). Эта пластина обеспечивает абсолютно жесткое крепление кассеты и исследуемой ведущей шестерни (3), а также постоянство расстояния между плоскостью, проходящей через плоскость ведущей шестерни и середину кассеты. Ведущее зубчатое колесо приводится во вращение электродвигателем (4), имеющим мощность 600 Вт. Натяжитель (5) обеспечивает приблизительно постоянную по модулю силу натяжения цепи. Вся конструкция установлена на опоре (7), содержащей два электродвигателя мощностями 450 Вт и 300 Вт, которая может создавать вращательные колебания пластины. Эти двигатели обеспечивают колебания конструкции вдоль вертикали и вдоль горизонтали (в направле-

нии, перпендикулярном плоскости исследуемой шестерни и кассеты). Также в кассете расположен дополнительный тормозной электродвигатель, который обеспечивает постоянство усилия, прилагаемого в ходе экспериментов к ведущей шестерне (он помогает компенсировать неравномерность натяжения цепи, возникающую из-за вертикальных колебаний конструкции и из-за естественного износа подшипников).

Для создания установки были изготовлены необходимые детали (отфрезерованы опоры и крепежная пластина, оси крепления кассеты и кривошипной системы, на которой крепится исследуемая шестерня, отфрезерованы и отторцованы посадочные места для всех подшипников установки), установлены и откалиброваны электродвигатели, а также реализовано компьютерное управление и написано программное обеспечение для автоматизации циклов тестирования шестерни. Вся установка находится в защитном коробе.

Управление электродвигателями реализовано автором с помощью компьютера и микроконтроллеров. Принципиальная схема установки показана на рисунке 9.

Каждое зубчатое колесо во время тестирования проходит стандартный цикл, составляющий 50 «моточасов», что подразумевает 50 часов непрерывного вращения с частотой 90 об/мин при примерно одинаковом натяжении цепи. 50 «моточасов» равны 50-ти часам непрерывной езды велосипеда по прямой со скоростью примерно 30 км/ч, что эквивалентно примерно 1500 км пробега. В реальных условиях это примерно четверть велосезона для профессионального спортсмена. При проектировании установки учтено, что спортсмен при заезде на дальнюю дистанцию развивает среднюю мощность ~500-550 Вт (~400 Вт на горизонтальных участках при езде в размеренном темпе, что составляет примерно 80% гонки, и ~1000 Вт на спринтерских участках). В соответствии с этим были подобраны мощности используемых в установке электродвигателей.



Рис. 9.

Для лучшего приближения к реальным условиям эксплуатации шестерни к описанному выше стандартному циклу было добавлено несколько дополнительных воздействий на шестерню.

- 1) Один раз в каждые 3 секунды натяжитель перебрасывает цепь на другую шестерню кассеты; при этом цепь смещается в направлении от меньшей шестерни к большей, а затем обратно к меньшей и т.д. – благодаря этому изменяется перекося цепи.
- 2) Система может совершать вертикальные колебания с амплитудой 10 см – это имитирует тряску, возникающую при езде на реальном велосипеде по дороге.
- 3) Система может совершать небольшие повороты относительно вертикальной оси опоры, обеспечивая максимальное смещение перпендикулярно плоскости исследуемой шестерни на 5 см. Это имитирует возможные изгибы цепи при резких поворотах.

Весь процесс тестирования был разбит на циклы по 2 часа каждый (всего получается 25 таких циклов). Каждый цикл включает в себя 4 итерации длительностью по 30 минут:

- 1) система не совершает ни вертикальных, ни горизонтальных колебаний;
- 2) система совершает только вертикальные колебания;
- 3) система включает только горизонтальные колебания;
- 4) система совершает и вертикальные, и горизонтальные колебания.

Целью экспериментов являлось измерение коэффициента износостойкости K зуба шестерни в зависимости от диаметра d и частоты вращения n фрезы, которая использовалась при изготовлении шестерни.

Для проведения этих экспериментов нами с использованием фрез различных диаметров при разных частотах их вращения было изготовлено 275 различных шестеренок. Применялись 11 фрез диаметрами 2 мм, 3 мм, 4 мм, 4,5 мм, 5 мм, 5,5 мм, 6 мм, 7 мм, 8 мм, 10 мм и 12 мм. С помощью каждой фрезы было изготовлено 25 шестерней, при этом применялись частоты вращения фрез, лежащие в диапазоне от 52000 об/мин. до 76000 об/мин. Следует отметить, что фрезы диаметрами 4,5 мм и 5,5 мм не являются стандартными и были изготовлены по специальному заказу для проведения наших исследований. После проведения экспериментов для шестерни каждого диаметра строилась зависимость $K(n)$.

Для математической обработки полученных экспериментальных зависимостей $K(n)$ применялась общепринятая классическая эмпирическая модельная зависимость коэффициента износостойкости K от частоты n вращения фрезы, использовавшейся при изготовлении шестерни. Эта зависимость имеет вид:

$$K(n) = a + \frac{b}{n} + \frac{c}{n^2},$$

где коэффициенты b и c противоположны по знаку ($b > 0$, $c < 0$). Коэффициенты используемой модели имеют следующий физический смысл.

- 1) Коэффициент $a = 0,77 \pm 0,06$ зависит от свойств материала (для разных зубчатых колес, изготовленных из одинакового материала при разных условиях, он является постоянным).
- 2) Коэффициент b , изменяющийся для исследуемых нами шестерней в диапазоне от $7,2 \text{ мин}^{-1}$ до $21,6 \text{ мин}^{-1}$ с погрешностью $1,8 \text{ мин}^{-1}$, показывает зависимость K от толщины слоя материала, снимаемого фрезой за один оборот.

3) Коэффициент c , изменяющийся для наших шестерней в диапазоне от -1050 мин^{-2} до -440 мин^{-2} с погрешность 90 мин^{-2} , описывает зависимость толщины слоя снятого фрезой материала от скорости вращения фрезы – эта нелинейная зависимость возникает из-за прецессии фрезы во время ее вращения с высокой частотой.

На рисунке 10 в качестве примера показаны графики экспериментальных зависимостей, полученные в результате аппроксимация зависимости $K(n)$ для трех фрез, диаметр d которых был равен 4 мм, 5 мм и 8 мм.

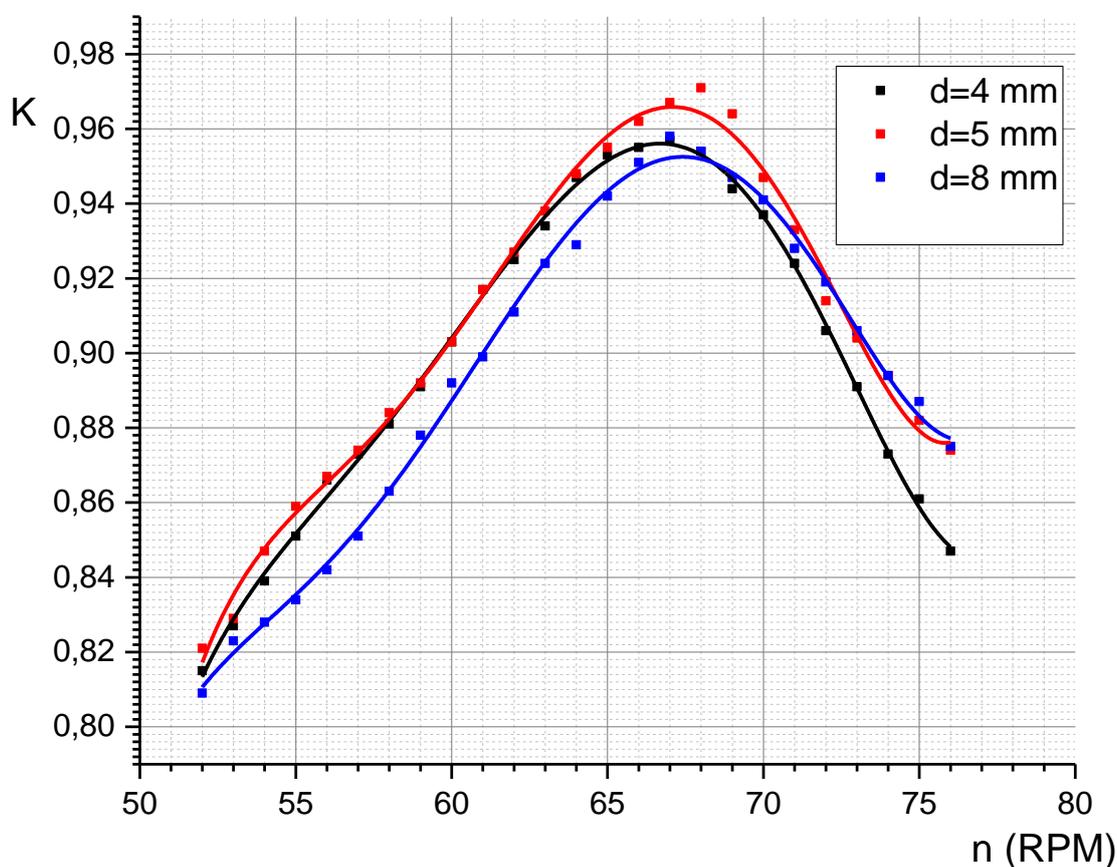


Рис. 10.

Получение серии таких зависимостей для различных фрез дает возможность исследования зависимостей коэффициентов b и c эмпирической модели от диаметра фрезы d . Поиск экстремума данной зависимости открывает возможность для теоретического предсказания коэффициента износостойкости

шестерни без проведения длительных натуральных тестов (при известных n и d), а также позволяет предложить оптимальный диаметр фрезы, используемой при изготовлении шестерни, и наилучшую скорость фрезерования. Это, в свою очередь, дает возможность сформулировать практические рекомендации по технологии фрезерования зубчатых колес, обеспечивающей максимальный коэффициент их износостойкости.

Путем анализа зависимостей указанных коэффициентов b и c от диаметра фрезы d был осуществлен поиск экстремумов зависимостей $K(n,d)$. Были найдены оптимальные значения диаметра фрезы $d_{\text{опт}} = 4,78 \pm 0,03$ мм и частоты ее вращения $n_{\text{опт}} = 66700 \pm 200$ об/мин. Значение коэффициента износостойкости $K_{\text{max}} = 0,981 \pm 0,004$ при указанных $d_{\text{опт}}$ и $n_{\text{опт}}$ является максимально возможным, которое предсказывает теория. Соответствующие зависимости $b(d)$ и $c(d)$ показаны на рисунках 11-12.

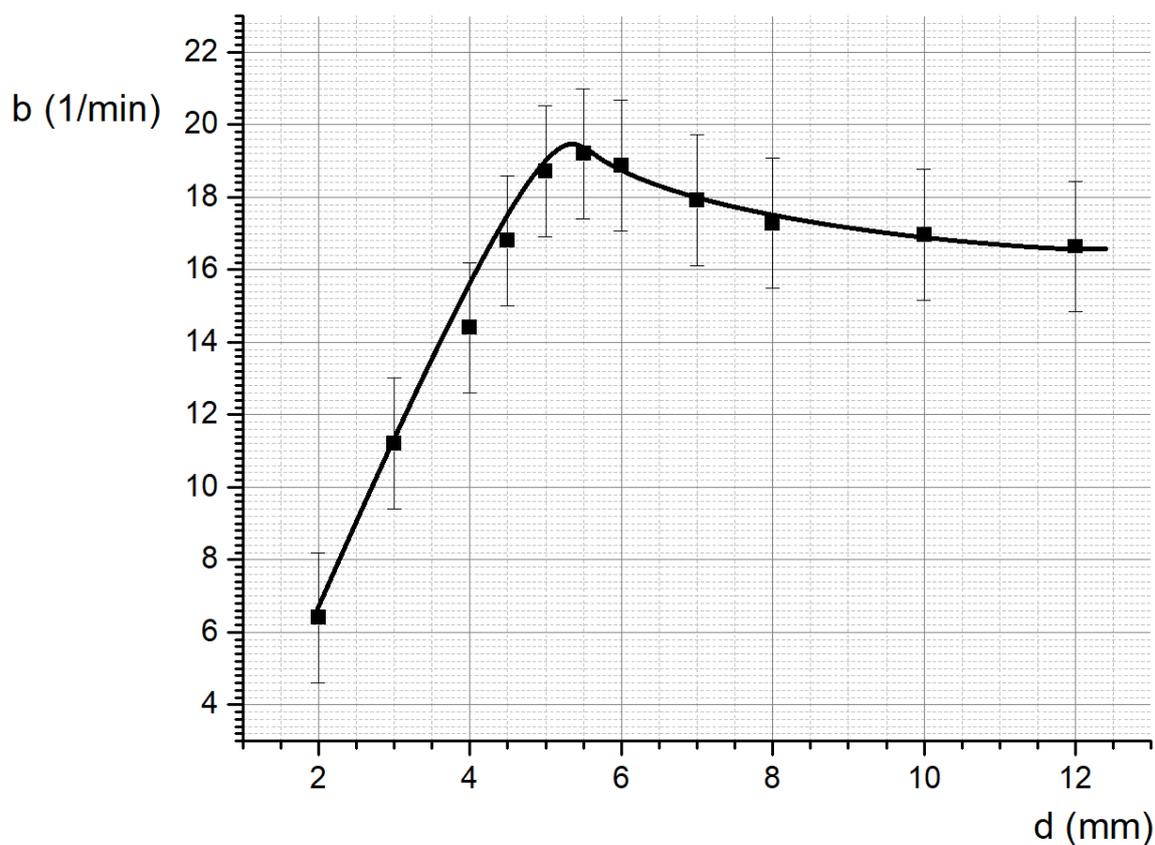


Рис. 11.

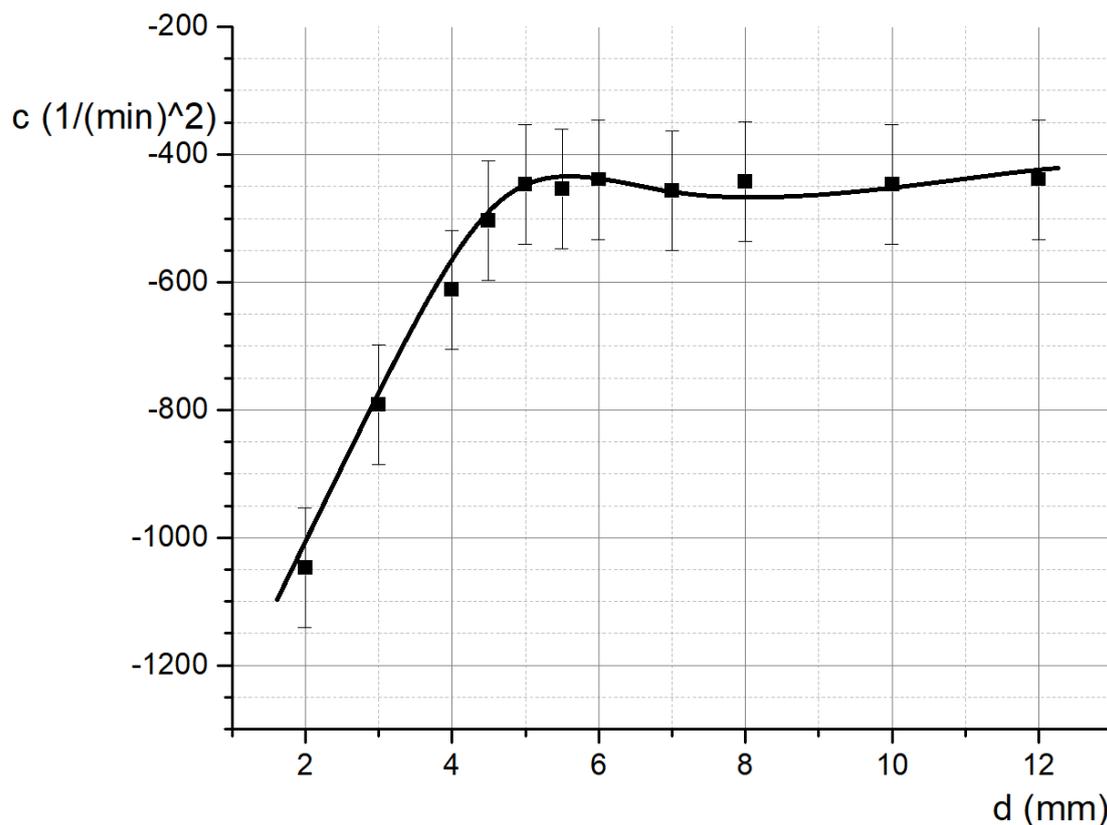


Рис. 12.

После нахождения оптимального диаметра фрезы $d_{\text{опт}} = 4,78 \pm 0,03$ мм была поставлена цель – проверить теоретическое предсказание значения $K_{\text{max}} = 0,981 \pm 0,004$. Для этого была специально заказана нестандартная фреза с диаметром, равным $d_{\text{опт}}$, и с ее помощью при частоте вращения $n_{\text{опт}} = 66700$ об/мин была изготовлена шестерня, которая в последствии прошла стандартный цикл тестирования. В результате был получен коэффициент износостойкости $K_{\text{эксп}} = 0,983 \pm 0,001$, что соответствует теоретическим предсказаниям. Это означает, что использовавшуюся теоретическую модель и полученные экспериментальные результаты можно применять для предсказания максимального значения K без проведения натурных тестов.

Также с помощью стандартной фрезы диаметром $d = 5$ мм (близким к $d_{\text{опт}}$) при частоте ее вращения $n = 68000$ об/мин была изготовлена шестерня, обладающая коэффициентом износостойкости $K = 0,971 \pm 0,001$, что близко к K_{max} .

Заводские образцы зубчатых колес, производимые компанией SRAM, характеризуются коэффициентом износостойкости $K = 0,88$. Таким образом, нам удалось предложить способ оптимизации технологии изготовления зубчатых колес, позволяющий значительно (примерно на 10%) повысить их коэффициент износостойкости при использовании стандартных фрез.

Следует остановиться на еще одном интересном вопросе. Исследование износостойкости шестерни (зависимости $K(n)$ для различных шестерней) проводилось нами при постоянном модуле силы T натяжения цепи, который составлял ~ 1 Н. Для того, чтобы избежать при анализе полученных результатов ошибок, которые могут возникнуть из-за неизвестного характера зависимости $K(T)$, необходимо провести сравнение зависимостей $K(n)$ для шестерней, изготовленных с использованием одной и той же фрезы, но при разных T . Мы ограничились проведением двух таких экспериментов: при стандартном модуле силы натяжения цепи ~ 1 Н и при модуле силы натяжения ~ 10 Н.

Для проведения этих двух экспериментов использовалась фреза диаметром 10 мм, а для создания модуля силы натяжения цепи ~ 10 Н применялась стальная пружина жесткостью 210 Н/м.

На рис. 13 приведены графики соответствующих зависимостей $K(n)$ – для стандартного модуля силы натяжения цепи и для увеличенного.

Сравнивая эти графики, можно сделать вывод о том, что зависимость $K(T)$ является слабо выраженной (при изменении T на порядок результат меняется примерно на 2%), и по этой причине ею можно пренебречь.

В завершение данной главы сделаем еще одно важное замечание. В ходе выполнения экспериментальной работы возник естественный вопрос – а каковы внутренние, глубинные причины наличия зависимости $K(n)$, обнаруживаемой экспериментально? Для попытки объяснения наблюдаемой зависимости нами была выдвинута следующая гипотеза. Было предположено, что при обработке металла фрезами различных диаметров при разных скоростях вращения фрезы возникают дефекты поверхности зубьев шестерни, и харак-

тер этих дефектов различен и зависит от d и n , чем и объясняется различие в износе шестерней, изготовленных при разных условиях.

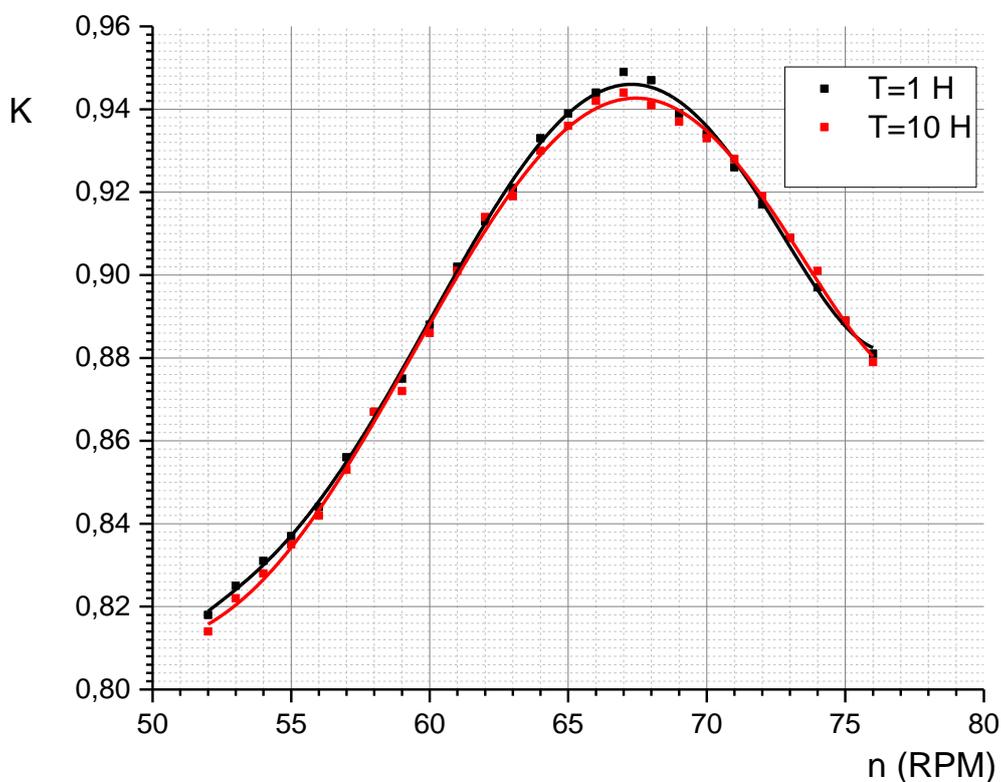


Рис. 13.

Для проверки этой гипотезы по нашему заказу была проведена рентгеновская дефектоскопия зуба для двух зубчатых колес. Первая шестерня имела анодированную поверхность, а вторая не имела защитного покрытия. Исследования выполнялись на базе гарантийного отдела коммерческой компании Specialized Components [17]. Целью проведения дефектоскопии являлся поиск возможных зависимостей коэффициента износостойкости K от количества микротрещин на единицу площади поверхности зуба, а также от средней глубины этих микротрещин. Дефектоскопия проводилась до начала тестирования каждой шестерни на нашем испытательном стенде и после него. В результате было обнаружено, что после тестирования шестерни на стенде количество микротрещин на единицу площади поверхности зуба и их средняя

глубина практически не изменяются по сравнению с исходным состоянием зуба шестерни.

Таким образом, нам пока что не удалось выяснить физическую причину наличия зависимости коэффициента износостойкости зуба шестерни от диаметра фрезы, используемой при изготовлении шестерни, а также от скорости вращения фрезы. Решение этой проблемы может являться целью будущих исследований в данной области.

ВЫВОДЫ

В ходе выполнения настоящей квалификационной работы бакалавра были проведены следующие теоретические и экспериментальные исследования.

- 1) Предложена авторская концепция зуба шестерни, являющаяся развитием ранее существующих концепций.
- 2) Проведено моделирование параметров зубчатого колеса данной концепции, обладающего заданными деформационными характеристиками.
- 3) Разработана и создана экспериментальная установка для измерения коэффициента износостойкости K зуба шестерни.
- 4) С использованием фрез различных диаметров при разных скоростях их вращения изготовлены 275 образцов зубчатых колес.
- 5) Проведены экспериментальные исследования зависимости коэффициента износостойкости K от диаметра фрезы d и частоты n ее вращения. Полученные экспериментальные данные проанализированы с использованием общепринятой эмпирической модельной зависимости вида $K(n) = a + \frac{b}{n} + \frac{c}{n^2}$ с постоянными коэффициентами a , b и c .
- 6) Проведены измерения коэффициента износостойкости при двух различных модулях силы натяжения цепи, приводимой в движение шестерней.
- 7) С использованием метода рентгеновской дефектоскопии предпринята попытка объяснения наличия зависимости $K(n, d)$.

В итоге выполнения работы были получены следующие результаты и сделаны следующие выводы.

- 1) В результате моделирования были получены оптимальные значения трех параметров шестерни, обеспечивающие ее необходимые деформационные характеристики при минимальности локальных упругих деформаций: а) угол поворота плоскости крепления шестерни отно-

сительно плоскости зубьев $a = 43,20^0 \pm 0,05^0$; б) средняя толщина лопасти $f = (7,20 \pm 0,05)$ мм; средняя ширина лопасти $b = (33,70 \pm 0,05)$ мм.

- 2) Обнаружены зависимости от диаметра d фрезы эмпирических коэффициентов b и c в формуле $K(n) = a + \frac{b}{n} + \frac{c}{n^2}$. В результате анализа этих зависимостей были найдены оптимальные значения диаметра фрезы $d_{\text{опт}} = 4,78 \pm 0,03$ мм и частоты ее вращения $n_{\text{опт}} = 66700 \pm 200$ об/мин, обеспечивающие максимальный коэффициент износостойкости $K_{\text{max}} = 0,981 \pm 0,004$.
- 3) С использованием специально изготовленной фрезы оптимального диаметра при оптимальной частоте ее вращения было изготовлено зубчатое колесо с коэффициентом износостойкости $K = 0,983 \pm 0,001$, что подтверждает теоретический прогноз. Таким образом, показано, что использовавшаяся модель может применяться для теоретического предсказания коэффициента износостойкости зуба шестерни без проведения длительных натуральных тестов.
- 4) С помощью стандартной фрезы диаметром $d = 5$ мм (близким к $d_{\text{опт}}$) при оптимальной частоте ее вращения была изготовлена шестерня, обладающая коэффициентом износостойкости $K = 0,971 \pm 0,001$, близким к K_{max} и примерно на 10% превышающим K для заводских образцов компании SRAM.
- 5) При помощи метода рентгеновской дефектоскопии установлено, что экспериментально обнаруживаемая зависимость коэффициента износостойкости зуба шестерни от диаметра фрезы, используемой при изготовлении шестерни, а также от скорости вращения фрезы не может быть объяснена различием в количестве микротрещин на единицу площади поверхности зуба или изменением средней глубины этих микротрещин.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Данная работа имеет перспективы продолжения. Одним из возможных направлений ведения исследований является дальнейшая оптимизация геометрических параметров шестерни с целью еще большего увеличения ее жесткости при торсионных и боковых нагрузках наряду с дальнейшим уменьшением веса. Также представляется необходимым провести более детальные дефектоскопические исследования зубьев шестерней, не ограничиваясь сравнением их начального и конечного состояний, а изучая динамику изменения дефектов поверхности (особый интерес представляют элементы поверхности, в области которых при вращении шестерни происходит «заход» цепи на зуб). Кроме того, определенный интерес может представлять изучение динамики износа зубьев, то есть экспериментальное получение зависимости коэффициента износостойкости зуба от времени эксплуатации шестерни.

В настоящее время на основе предложенной нами концепции зубчатого колеса созданы также шестерни с различным количеством зубьев (28, 30, 34, 36, 38). Все они производятся серийно, доступны широкому кругу потребителей в России и экспортируются в ряд стран Европы. Также следует отметить, что многие профессиональные российские велогонщики используют наши зубчатые колеса, и получаемые от них отзывы позволяют нам в будущем продолжать улучшать характеристики зубчатых колес.

Автор выражает особую благодарность своему научному руководителю доценту кафедры общей физики физического факультета МГУ имени М.В. Ломоносова Якуте Алексею Александровичу за постоянную поддержку на всех этапах работы; российской компании «Inline Components» за предоставленные широкие возможности проведения экспериментальных исследований; российскому представительству компании Specialized Components за возможность проведения дефектоскопии на базе своего гарантийного отдела; компании «Тритон» за быстрое и качественное изготовление фрез необходи-

мых диаметров (несмотря на то, что это не является основным профилем их деятельности); компании «Окси-про» за предоставленные консультации и за возможность использования некоторых элементов оборудования, применявшегося для анодирования изучаемых нами зубчатых колес.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Фролов К. В., Попов С. А., Мусатов А. К., Тимофеев Г. А., Никонов В. А. Теория механизмов и механика машин / Колесников К. С. — Издание четвертое, исправленное и дополненное. — М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — Т. 5. — С. 452-453, 456-459, 463-466, 497-498. — 664 с.
2. <https://www.bikeradar.com/mtb/news/article/sram-to-license-narrow-wide-chainring-design-39491/>
3. Патент №20170305498, 7.07.17 SRAM, LCC X-Sync chainring
4. J.R. Davis, Ed., Aluminum and Aluminum Alloys, ASM International, 1993.
5. Металловедение алюминия и его сплавов: Спр. изд. 2-е изд. перераб. и доп./ А. И. Беляев, О. С. Бочвар, Н. Н. Буйнов и др. — М., «Металлургия», 1983.
6. Патент № 8012574B2, 06.09.11 Carbon-Ti, Carbon Fiber Ti-Al composite material
7. <https://absoluteblack.cc/>
8. <https://www.wolfteethcomponents.com/>
9. Патент №US9394987, 11.02.2014 Wolf Tooth Components
10. Патент №US9394986, 11.02.2014 Wolf Tooth Components
11. Патент №US9581231, 2.04.2014 Wolf Tooth Components
12. Патент № US20080207366A1, 28.08.08 Tsubakimoto Chain Co, Kashima coat
13. Патент №US8911868, 16.12.14 Fraunhofer Gesellschaft zur Forderung der Angewandten Forschung Fraunhofer USA Inc , Coating based on diamond-like carbon
14. <https://www.solidworks.com/product/solidworks-3d-cad>
15. <https://www.ansys.com/products/3d-design>

16. Леонова Л. М., Чигрик Н. Н., Татаурова В. П. Зубчатые передачи. Элементы расчета и конструирования: Методические указания. — Омск: Изд-во ОмГТУ, 2005. — 45 с.

17. <https://www.specialized.com/us/en?gaRegionChange=US>

Зависимости коэффициента износостойкости зуба шестерни K
от частоты n вращения фрез различных диаметров d
при изготовлении шестерни

В таблицах П.1 – П.11 приведены экспериментальные данные, на рисунках П.1 – П.11 – соответствующие им графики. Буквой L обозначена конечная толщина «широкого» зуба шестерни после износа (начальная толщина зуба $L_{\text{начал.}} = 2,14$ мм). Над каждой таблицей указан диаметр d фрезы.

Таблица П.1.

$d = 2$ мм.

K	n , тыс. об/мин.	L ,мм
0,813	52	1,73
0,811	53	1,73
0,813	54	1,73
0,814	55	1,74
0,817	56	1,74
0,823	57	1,76
0,829	58	1,77
0,834	59	1,78
0,839	60	1,79
0,847	61	1,81
0,855	62	1,82
0,867	63	1,85
0,879	64	1,88
0,891	65	1,90
0,902	66	1,93
0,916	67	1,96
0,922	68	1,97
0,928	69	1,98
0,933	70	1,99
0,921	71	1,97
0,904	72	1,93
0,896	73	1,91
0,883	74	1,88
0,879	75	1,88
0,868	76	1,85

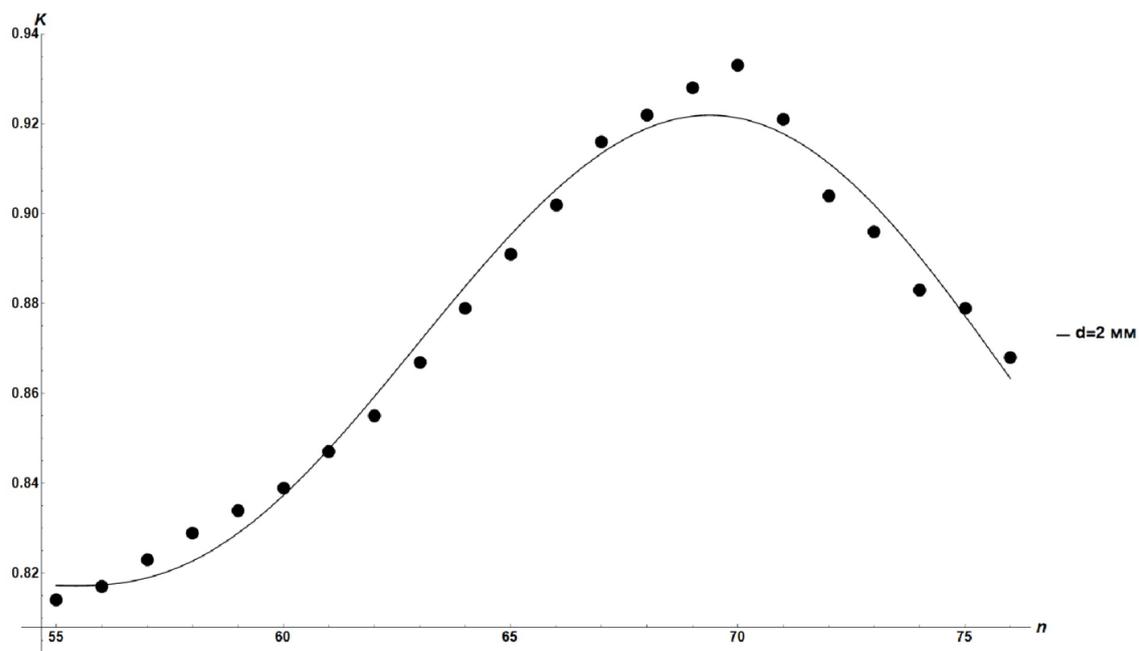


Рисунок П.1.

Таблица П.2.

$d = 3$ мм.

K	n , ТЫС. ОБ/МИН	L , мм
0,817	52	1,74
0,822	53	1,75
0,824	54	1,76
0,829	55	1,77
0,836	56	1,78
0,844	57	1,80
0,851	58	1,82
0,862	59	1,84
0,869	60	1,86
0,877	61	1,87
0,885	62	1,89
0,894	63	1,91
0,907	64	1,94
0,916	65	1,96
0,924	66	1,97
0,934	67	1,99
0,942	68	2,01
0,946	69	2,02
0,937	70	2,00

0,919	71	1,96
0,908	72	1,94
0,894	73	1,91
0,873	74	1,86
0,863	75	1,84
0,851	76	1,82

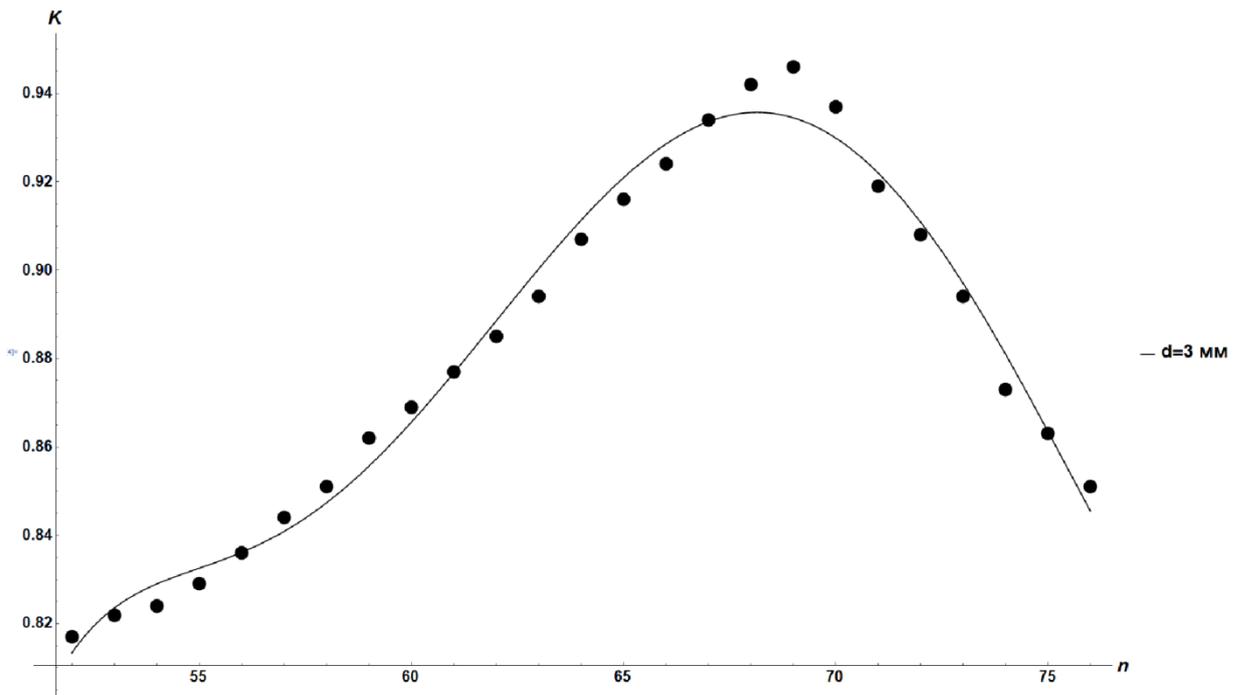


Рисунок П.2.

Таблица П.3.

$d = 4$ мм.

K	n , ТЫС. ОБ/МИН	L , мм
0,815	52	1,74
0,827	53	1,76
0,839	54	1,79
0,851	55	1,82
0,866	56	1,85
0,873	57	1,86
0,881	58	1,88
0,891	59	1,90
0,903	60	1,93
0,917	61	1,96
0,925	62	1,97
0,934	63	1,99

0,947	64	2,02
0,953	65	2,03
0,955	66	2,04
0,957	67	2,05
0,954	68	2,04
0,944	69	2,02
0,937	70	2,00
0,924	71	1,97
0,906	72	1,93
0,891	73	1,90
0,873	74	1,86
0,861	75	1,84
0,847	76	1,81

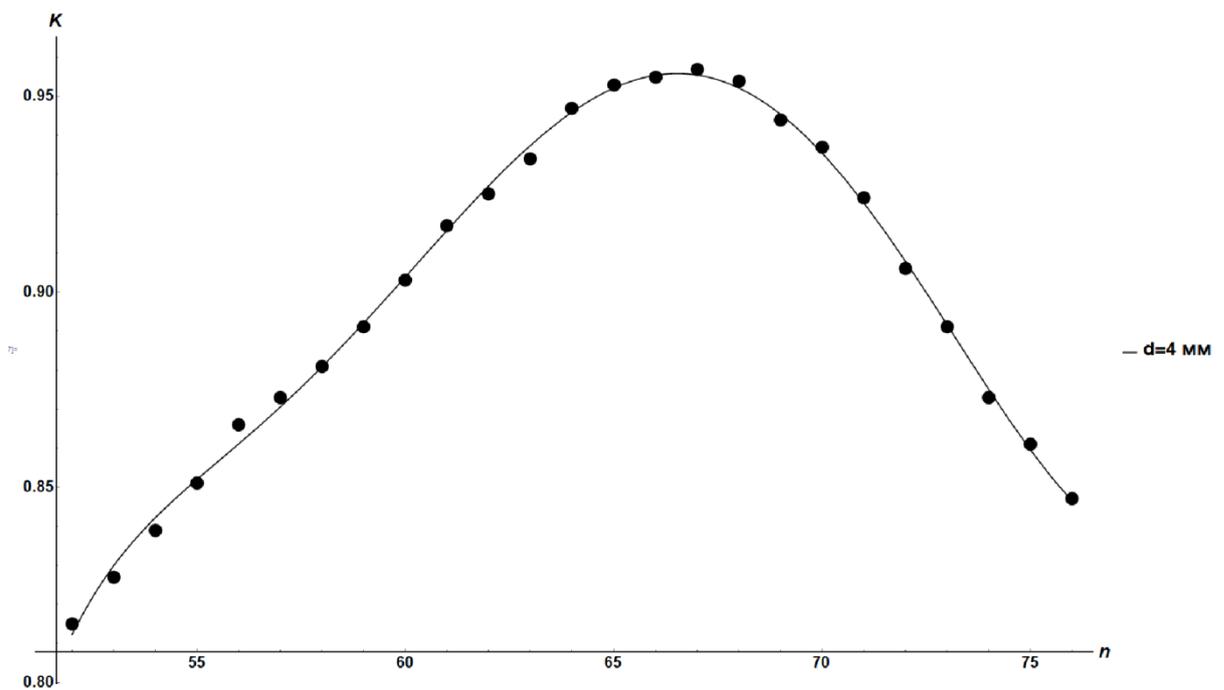


Рисунок П.3.

Таблица П.4.

$d = 4,5$ мм.

K	n , ТЫС. ОБ/МИН	L , мм
0,818	52	1,75
0,826	53	1,76
0,844	54	1,80
0,852	55	1,82
0,863	56	1,84

0,871	57	1,86
0,879	58	1,88
0,888	59	1,90
0,899	60	1,92
0,914	61	1,95
0,921	62	1,97
0,929	63	1,98
0,938	64	2,00
0,949	65	2,03
0,958	66	2,05
0,963	67	2,06
0,965	68	2,06
0,959	69	2,05
0,947	70	2,02
0,921	71	1,97
0,909	72	1,94
0,893	73	1,91
0,876	74	1,87
0,864	75	1,84
0,854	76	1,82

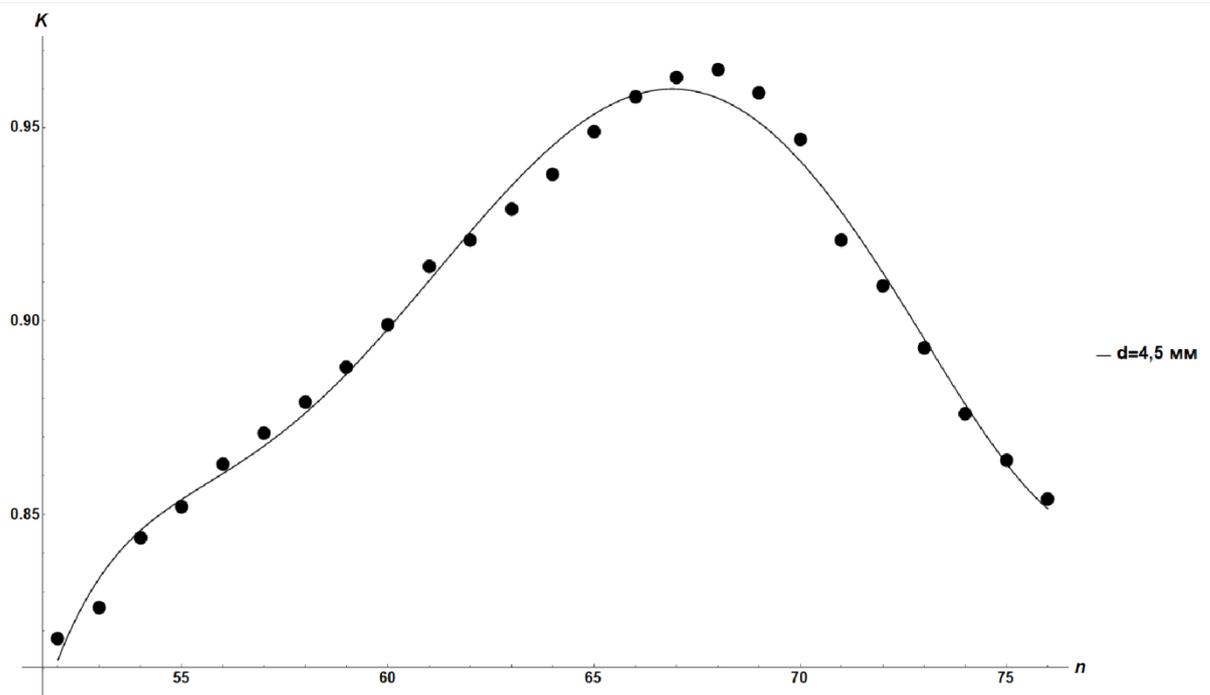


Рисунок П.4.

Таблица П.5.

 $d = 5$ мм.

K	n ,ТЫС, об/МИН	L ,ММ
0,821	52	1,75
0,829	53	1,77
0,847	54	1,81
0,859	55	1,83
0,867	56	1,85
0,874	57	1,87
0,884	58	1,89
0,892	59	1,90
0,903	60	1,93
0,917	61	1,96
0,927	62	1,98
0,938	63	2,00
0,948	64	2,02
0,955	65	2,04
0,962	66	2,05
0,967	67	2,06
0,971	68	2,07
0,964	69	2,06
0,947	70	2,02
0,933	71	1,99
0,914	72	1,95
0,904	73	1,93
0,894	74	1,91
0,882	75	1,88
0,874	76	1,87

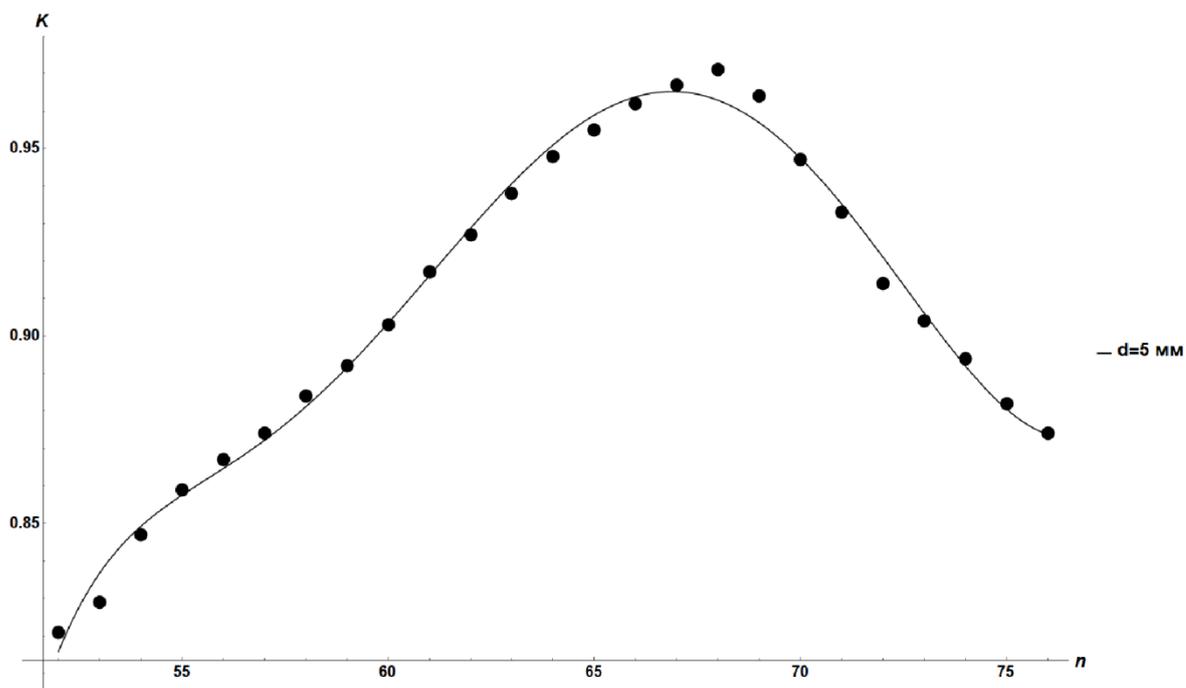


Рисунок П.5.

Таблица П.6.

$d = 5,5$ мм.

K	n , ТЫС, ОБ/МИН	L , мм
0,823	52	1,76
0,831	53	1,77
0,847	54	1,81
0,854	55	1,82
0,862	56	1,84
0,869	57	1,85
0,877	58	1,87
0,886	59	1,89
0,897	60	1,91
0,908	61	1,94
0,916	62	1,96
0,931	63	1,99
0,939	64	2,00
0,947	65	2,02
0,954	66	2,04
0,959	67	2,05
0,966	68	2,06
0,969	69	2,07
0,966	70	2,06
0,955	71	2,04

0,944	72	2,02
0,934	73	1,99
0,922	74	1,97
0,909	75	1,94
0,901	76	1,92

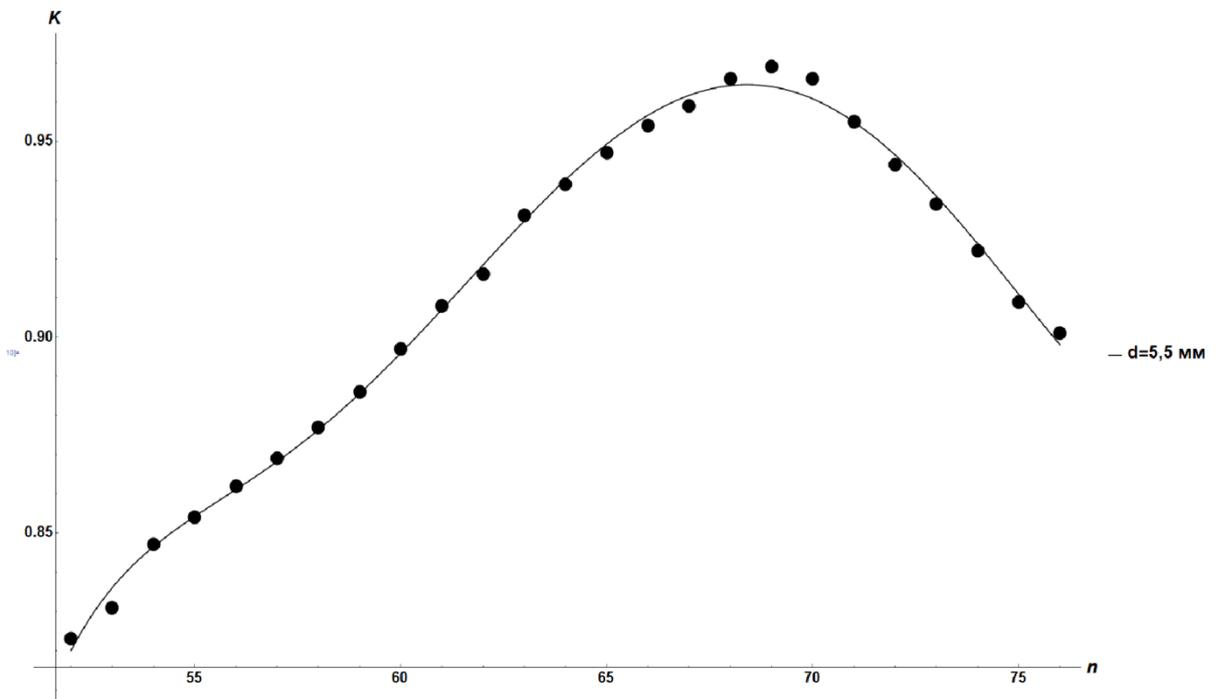


Рисунок П.6.

Таблица П.7.

$d = 6$ мм.

K	n , ТЫС, ОБ/МИН	L , ММ
0,811	52	1,73
0,824	53	1,76
0,829	54	1,77
0,837	55	1,79
0,844	56	1,80
0,857	57	1,83
0,865	58	1,85
0,881	59	1,88
0,893	60	1,91
0,901	61	1,92
0,909	62	1,94
0,922	63	1,97
0,934	64	1,99

0,939	65	2,00
0,948	66	2,02
0,954	67	2,04
0,959	68	2,05
0,966	69	2,06
0,961	70	2,05
0,949	71	2,03
0,936	72	2,00
0,925	73	1,97
0,907	74	1,94
0,892	75	1,90
0,877	76	1,87

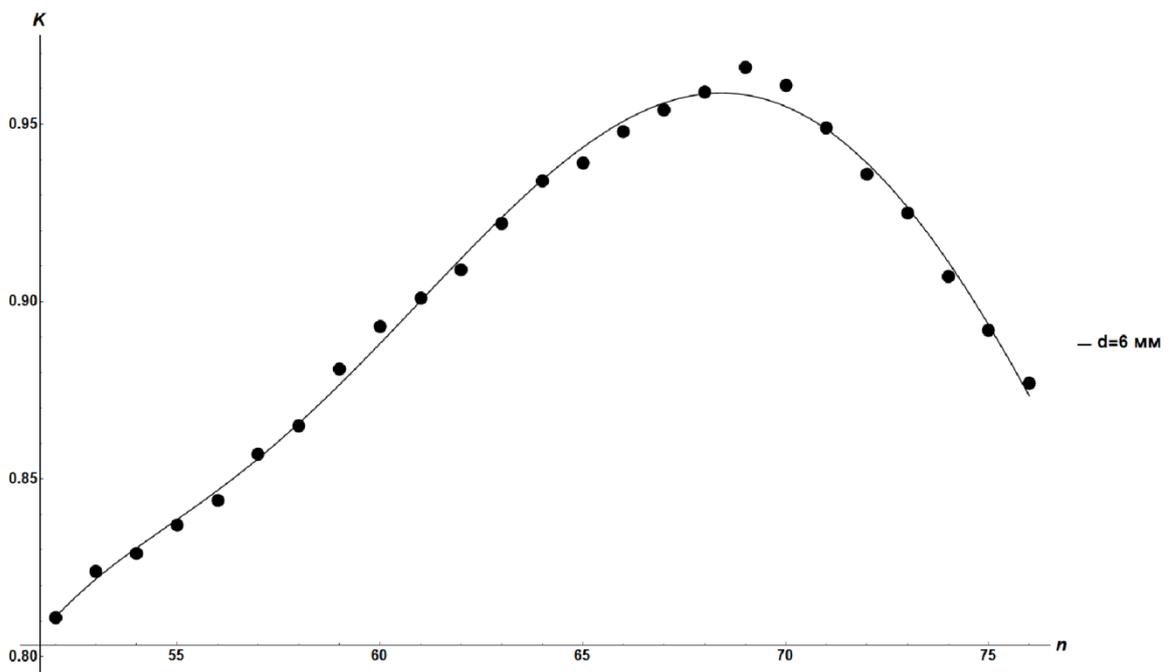


Рисунок П.7.

Таблица П.8.

$d = 7$ мм.

K	n ,ТЫС, ОБ/МИН	L ,ММ
0,816	52	1,74
0,822	53	1,75
0,831	54	1,77
0,839	55	1,79
0,847	56	1,81
0,854	57	1,82

0,868	58	1,85
0,879	59	1,88
0,886	60	1,89
0,997	61	2,13
0,905	62	1,93
0,918	63	1,96
0,931	64	1,99
0,94	65	2,01
0,951	66	2,03
0,956	67	2,04
0,962	68	2,05
0,958	69	2,05
0,944	70	2,02
0,937	71	2,00
0,926	72	1,98
0,914	73	1,95
0,902	74	1,93
0,891	75	1,90
0,874	76	1,87

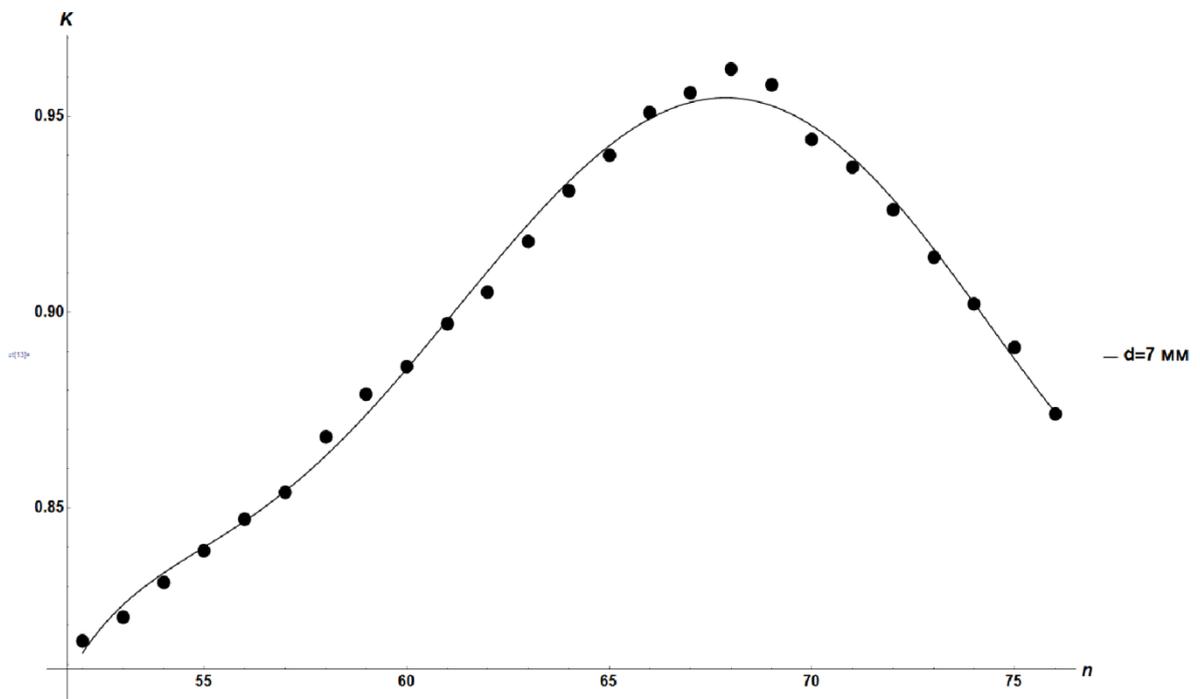


Рисунок П.8.

Таблица П.9.

 $d = 8 \text{ мм.}$

K	$n, \text{ТЫС,}$ ОБ/МИН	$L, \text{ММ}$
0,809	52	1,73
0,823	53	1,76
0,828	54	1,77
0,834	55	1,78
0,842	56	1,80
0,851	57	1,82
0,863	58	1,84
0,878	59	1,87
0,892	60	1,90
0,899	61	1,92
0,911	62	1,94
0,924	63	1,97
0,929	64	1,98
0,942	65	2,01
0,951	66	2,03
0,958	67	2,05
0,954	68	2,04
0,947	69	2,02
0,941	70	2,01
0,928	71	1,98
0,919	72	1,96
0,906	73	1,93
0,894	74	1,91
0,887	75	1,89
0,875	76	1,87

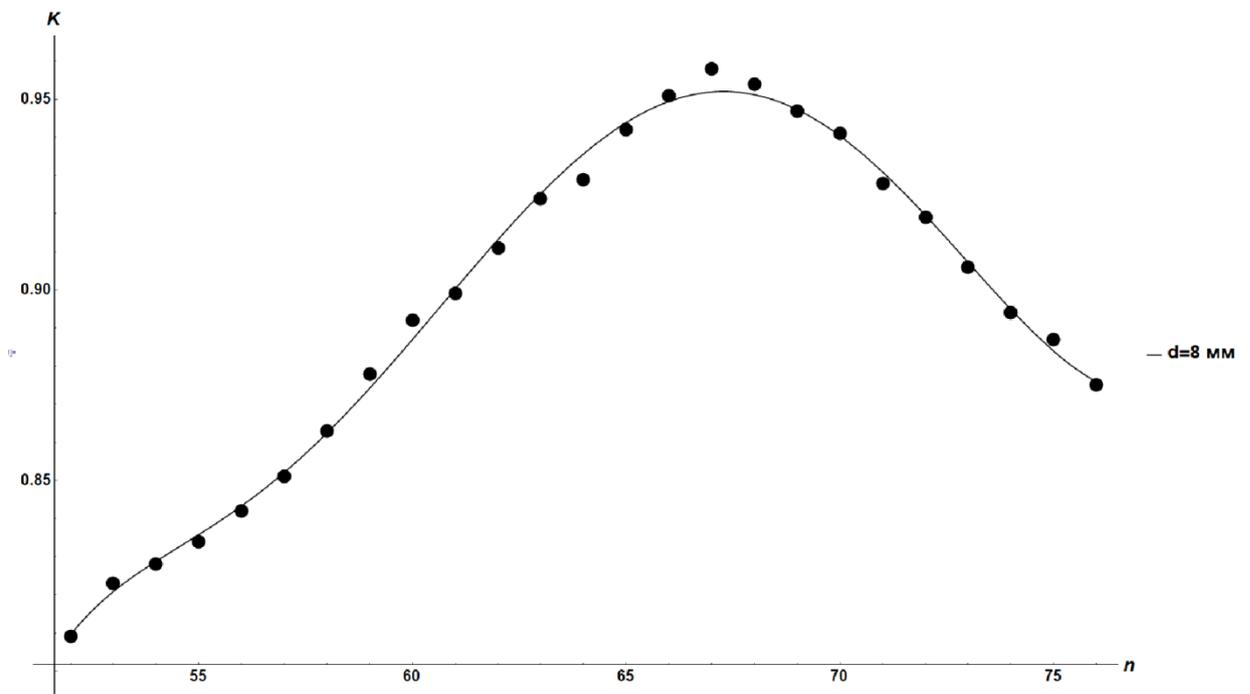


Рисунок П.9.

Таблица П.10.

$d = 10$ мм.

K	n ,ТЫС, ОБ/МИН	L ,ММ
0,818	52	1,75
0,825	53	1,76
0,831	54	1,77
0,837	55	1,79
0,844	56	1,80
0,856	57	1,83
0,867	58	1,85
0,875	59	1,87
0,888	60	1,90
0,902	61	1,93
0,913	62	1,95
0,921	63	1,97
0,933	64	1,99
0,939	65	2,00
0,944	66	2,02
0,949	67	2,03
0,947	68	2,02
0,939	69	2,00
0,934	70	1,99
0,926	71	1,98

0,917	72	1,96
0,909	73	1,94
0,897	74	1,91
0,889	75	1,90
0,881	76	1,88

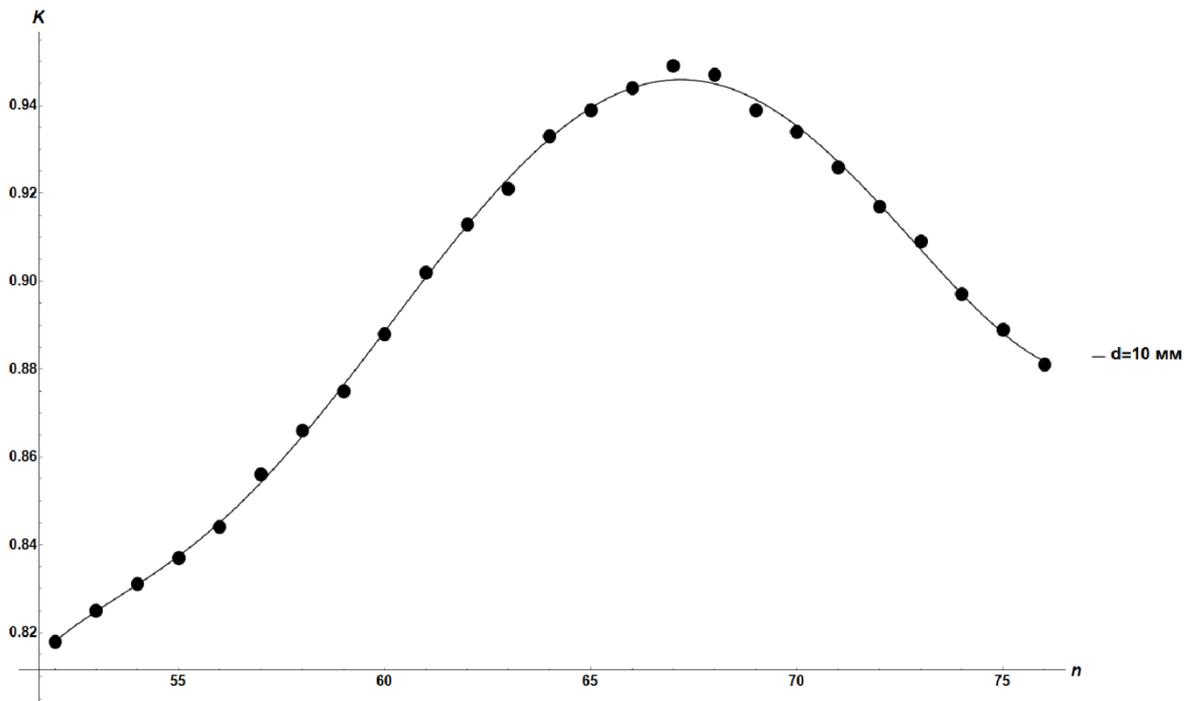


Рисунок П.10.

Таблица П.11.

$d = 12$ мм.

K	n, ТЫС, об/МИН	L, мм
0,814	52	1,74
0,819	53	1,75
0,834	54	1,78
0,841	55	1,79
0,847	56	1,81
0,858	57	1,83
0,865	58	1,85
0,871	59	1,86
0,883	60	1,88
0,896	61	1,91
0,904	62	1,93
0,915	63	1,95
0,928	64	1,98

0,936	65	2,00
0,941	66	2,01
0,942	67	2,01
0,94	68	2,01
0,931	69	1,99
0,921	70	1,97
0,911	71	1,94
0,902	72	1,93
0,892	73	1,90
0,881	74	1,88
0,873	75	1,86
0,864	76	1,84

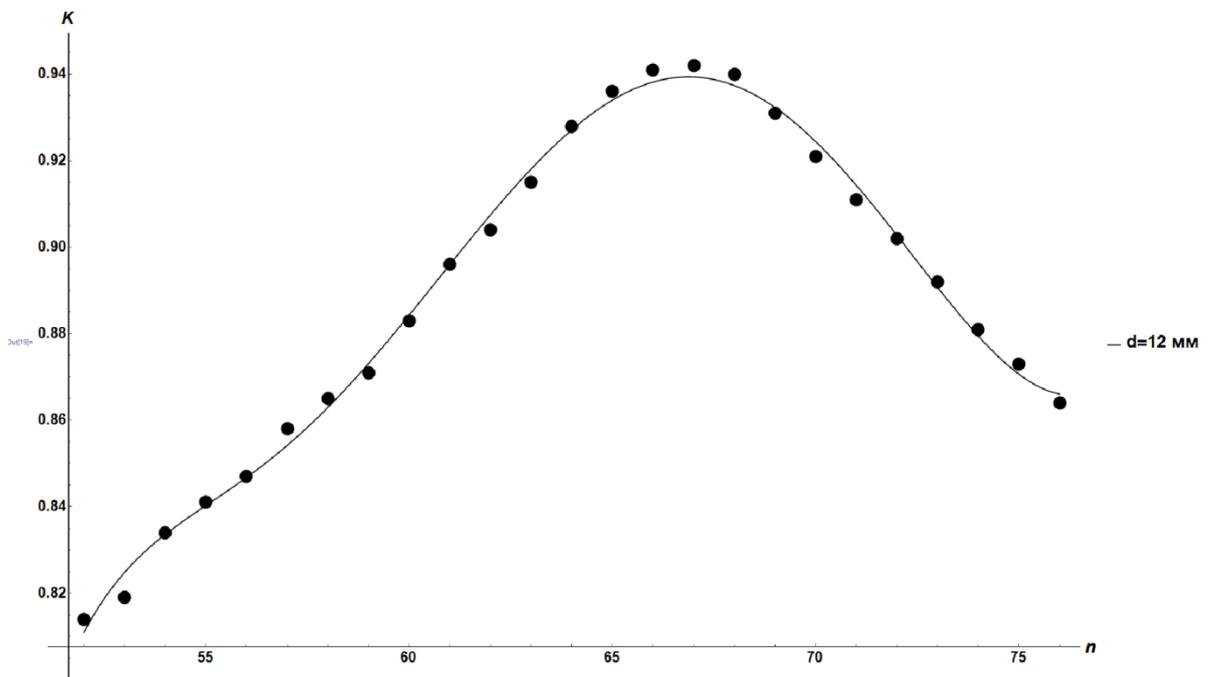


Рисунок П.11.