

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БАРАНОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**В. Благодарный, В. Дремук,
С. Павленко, И. Галко**

**ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ:
ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ, РАСЧЁТЫ,
ДИНАМИКА И НАДЁЖНОСТЬ**

Монография

**Рекомендовано к печати
редакционно-издательским советом университета**

**Барановичи
РИО БарГУ
2014**

УДК 621.833.3:681

ББК 34.44я73

Б68

А в т о р ы:

*В. Благодарный, В. Дремук,
С. Павленко, И. Галко*

Р е ц е н з е н т ы:

А. В. Алифанов, доктор технических наук, профессор, заведующий отделом Государственного научного учреждения «Физико-технический институт Национальной академии наук Беларуси» (Минск, Республика Беларусь);

М. Ф. Пашкевич, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры технологии машиностроения Государственного учреждения высшего профессионального образования «Белорусско-Российский университет» (Могилёв, Республика Беларусь)

Червячные передачи: общие сведения, расчёты, динамика и надёжность [Текст]: монография / В. Благодарный [и др.]. — Барановичи: РИО БарГУ, 2014. — 271, [5] с. — 110 экз. — ISBN 978-985-498-565-7.

Содержатся теоретические и практические сведения, связанные с анализом динамической нагрузки приводов, содержащих червячные передачи. Описываются общие принципы расчёта червячных передач, создание динамической модели червячного редуктора, червячного колеса соответственно. Предлагаются возможные способы снижения динамических нагрузок в приводе с червячными передачами в режимах частых пусков и остановов, а также в режиме реверса. Обобщены результаты научных исследований авторов.

Монография предназначена прежде всего для работников в области исследований, разработки и проектирования технических систем, инженеров, преподавателей и студентов технических университетов, разрабатывающих приводы с червячными передачами.

УДК 621.833.3:681

ББК 34.44я73

ISBN 978-985-498-565-7

© Благодарный В., Дремук В., Павленко С., Галко И., 2014

© УО БарГУ, 2014

ОГЛАВЛЕНИЕ

Список сокращений и аббревиатур	6
<i>Предисловие</i>	10
<i>Введение</i>	11
ГЛАВА 1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧАХ . . .	12
1.1 Червячные передачи	12
1.2 Геометрия червячных передач с цилиндрическими червяками	15
1.3 Способы изготовления и шлифования червяков и червячных колёс	19
1.3.1 Червяки	19
1.3.2 Червячные колёса	30
1.4 Элементы червяка и червячного колеса	35
1.4.1 Параметры червячной передачи	35
1.4.2 Геометрия червяка и червячного колеса	38
1.5 Геометрические показатели качества зацепления	41
ГЛАВА 2 ВИДЫ ПОВРЕЖДЕНИЙ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ . . .	45
2.1 Виды повреждений и отказов червячных редукторов	45
2.2 Причины повреждений червячных передач	48
ГЛАВА 3 ГЛОБОИДНЫЕ ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ	58
3.1 Общие сведения о зацеплении червячной глобоидной передачи	58
3.2 Методы изготовления и сборки червячной глобоидной передачи	66
3.3 Параметры червячной глобоидной передачи. Элементы червяка и червячного колеса	72
ГЛАВА 4 КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ	83
4.1 Конструкции червячных редукторов	83
4.2 Конструкции червяков и червячных колёс	90
4.3 Конструкции корпусов редукторов	95
ГЛАВА 5 ИСПЫТАНИЯ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ	99
5.1 Режимы эксплуатации редукторов	99
5.2 Виды испытаний червячных редукторов	101
5.3 Испытательные стенды для редукторов	104
5.4 Планирование испытаний	123

5.5	Необходимость и возможность проведения ускоренных ресурсных испытаний червячных редукторов	126
5.6	Определение параметров червячных редукторов	14
5.7	Виброакустические испытания редукторов	147
5.8	Оборудование и аппаратура, рекомендуемые для измерений при проведении испытаний червячных редукторов	152
ГЛАВА 6 ДИНАМИКА ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ		155
6.1	Условия зацепления цилиндрических червячных передач	156
6.2	Исследование колебаний зубчатых передач	157
6.3	Расчёт колебаний прямозубых зубчатых колёс	158
6.4	Динамика червячных передач	160
6.5	Экспериментальные исследования механических систем	162
6.6	Используемые методы	163
6.6.1	Математическое моделирование привода с цилиндрической червячной передачей	165
6.6.2	Физико-математическая динамическая модель привода с цилиндрическим червячным редуктором	167
6.6.3	Параметры жёсткости	169
6.6.4	Метод эквивалентной крутильной податливости	180
6.6.5	Физико-математическая модель динамики цилиндрической червячной передачи	188
6.6.6	Модальный анализ	200
6.6.7	Некоторые методы решения простых крутильных систем	206
6.7	Результаты динамического анализа	214
6.7.1	Числовой способ определения поля зацепления и коэффициента перекрытия цилиндрической червячной передачи	214
6.7.2	Влияние геометрических параметров на собственные частоты	220
6.7.3	Динамическое нагружение зубьев цилиндрического червячного редуктора	222
6.7.4	Переходные состояния	229
ГЛАВА 7 УДАР В ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕ		233
7.1	Две фазы зацепления червячной передачи	241
7.2	Упругий промежуточный элемент в червячных передачах	241
7.3	Модель удара в червячной передаче	243
7.4	Полное время удара витка червяка о зуб червячного колеса	250

ГЛАВА 8 ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ НАДЁЖНОСТИ ЧЕРВЯЧНЫХ	
ПЕРЕДАЧ	254
8.1 Червячные колёса с упругими промежуточными телами . . .	254
8.2 Силы, действующие в червячной передаче	255
8.3 Направления уменьшения динамической нагруженности червячных передач	258
8.4 Расчёт пружин для червячного колеса	259
8.5 Червячные передачи с кластерной смазкой	263
Заключение	266
Список использованных источников	267

Репозиторий БарГУ

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ И АББРЕВИАТУР

T_0	— число окружных шагов
A	— спектральная матрица
a_w	— величина межосевого расстояния
a_2	— радиальная толщина по основной окружности диаметра червячного колеса (м)
B	— матрица колебания
b	— затухание
b_1	— длина червяка
b_2	— ширина зубчатого колеса (м)
b_{w2}	— ширина червячного колеса (м)
C	— запас работоспособности
c	— радиальный зазор
D	— диссипативная функция
d	— диаметр
E_1, E_2	— модуль упругости материала червяка, червячного колеса соответственно ($\text{Н} \cdot \text{м}^{-2}$) (ГОСТ 21354-87) [9н]
E_{Fe}	— модуль упругости стали ($\text{Н} \cdot \text{м}^{-2}$)
E_v	— амплитуда кинематического отклонения передачи (м) (ГОСТ 16530-83) [8н]
e'	— периодическое отклонение передачи (профиля) (м)
F	— сила, радиальная составляющая нагрузки, Н
F_{01}, F_{02}	— окружная сила червяка, червячного колеса соответственно (Н)
F_{dj}	— единичная дополнительная динамическая сила ($\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$)
F_{dz}	— дополнительная динамическая сила червячного колеса (Н)
F_{r1}, F_{r2}	— радиальная сила червяка, червячного колеса соответственно (Н)
F_z	— тангенциальная сила по делительной окружности червячного колеса, соответствующая передаваемому моменту M_R , (Н)
$F_{z\max}$	— максимальная сила, действующая по касательной к делительной окружности червячного колеса (Н)
f	— коэффициент трения (ГОСТ 23.216-84) [7н]
f_T	— стрела прогиба
h	— высота
h^*	— коэффициент высоты
I	— инерция
I	— матрица инерции
i	— передаточное отношение
K	— коэффициент регрессии
K	— матрица жёсткости
K'	— постоянная, зависящая от типа подшипников и способа сборки
$K_y, K_{пр}, K_{од}$	— коэффициент ускорения, приработки соответственно
k	— средняя жёсткость зацепления ($\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$)

k_I, k_{II}, k_{III}	— жёсткость зацепления 1-й, 2-й, 3-й пары зубьев соответственно ($H \cdot m^{-2}$)
k_{n1}, k_{n2}	— изгибная жёсткость вала червяка, червячного колеса соответственно ($H \cdot m^{-1}$)
k_Φ	— средняя жёсткость зубчатого зацепления цилиндрической червячной передачи при изгибе, контактной деформации и сдвигу зубьев на единицу ширины колеса ($H \cdot m^{-2}$), коэффициент, коэффициент интеграла Фурье
k_{k1}, k_{k2}	— жёсткость вала червяка, червячного колеса при изгибе на опорах соответственно ($H \cdot m^{-1}$)
k_{oh1}, k_{oh2}	— жёсткость в тангенциальном направлении к делительной окружности червячного колеса от податливости опор (деформация вала + податливость подшипников) червяка, червячного колеса соответственно ($H \cdot m^{-1}$)
k_t	— переменная жёсткость зацепления ($H \cdot m^{-1}$)
k_{tM}	— крутильная жёсткость вала червячного колеса со стороны ведущего двигателя ($H \cdot m \cdot рад^{-1}$)
k_{toh1}	— суммарная эквивалентная крутильная жёсткость вала червяка, включающая податливость его опор (деформация вала + податливость опор) ($H \cdot m \cdot рад^{-1}$)
k_{toh2}	— суммарная эквивалентная крутильная жёсткость вала червячного колеса, включающая податливость его опор (деформация вала + податливость опор) ($H \cdot m \cdot рад^{-1}$)
$k_{тв}$	— крутильная жёсткость червячного колеса со стороны ведомого механизма ($H \cdot m \cdot рад^{-1}$)
$k_{тпр}$	— приведённая крутильная жёсткость зацепления ($H \cdot m \cdot рад^{-1}$)
$k_{лxz1}$	— эквивалентная крутильная жёсткость, соответствующая изгибной деформации вала червяка в плоскости $x-z$ ($H \cdot m \cdot рад^{-1}$)
L	— длина
L_j	— длина линии зацепления в сечении j (m^4)
l	— расстояние между опорами
M	— любой момент ($H \cdot m$)
\mathbf{M}	— матрица массы, вектор-столбик паразитных моментов
M_1	— момент на ведущем валу
M_2	— момент на ведомом валу
M_{zv}	— возбуждающий момент, представляющий возбуждение кинематическим отклонением зубчатого зацепления ($H \cdot m$)
M_k	— крутящий момент ($H \cdot m$)
M_{k1}	— передаваемый момент на червяке
M_{k2}	— передаваемый момент на червячном колесе
M_H	— момент на муфте нагрузателя
$M_{эл.-дв}$	— момент на электродвигателе
M_I	— момент инерции сечения (m^4)

M_{I1}, M_{I2}	— осевой момент инерции червяка, червячного колеса соответственно ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$)
$M_{Iв}$	— осевой момент инерции ведомого механизма (тормоза) ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$)
$M_{Iм}$	— осевой момент инерции ведущего механизма (двигателя) ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$)
M_t	— возбуждающий момент, представляющий возбуждение переменной жёсткостью зубчатого зацепления ($\text{Н} \cdot \text{м}$)
m	— модуль
$m_{\text{пред}}$	— предварительный модуль
m_n	— нормальный модуль (м)
m_x	— осевой модуль (м)
m, r, k, e'	— показатели степени
N	— число опытов, количество
n	— частота вращения
P	— мощность, усилие (кВт)
p_n	— шаг в нормальной плоскости (м)
Q	— матрица внешнего возбуждения
q	— коэффициент диаметра червяка (ГОСТ 2144-76) [Зн]
q	— столбик-матрица отклонений
R	— режимный параметр
r_1, r_2	— делительный радиус червяка, червячного колеса соответственно (м)
$r_{1ф}$	— фиктивный радиус червяка (м)
r_{a2}	— радиус головок червячного колеса (м)
r_{f1}	— коэффициент радиуса привязки переходной кривой витка
S	— толщина (дуговая, измерительная)
s^*	— переменное относительное отклонение колёс
s^*	— коэффициент толщины витка
t	— время (с)
U	— величина износа
U	— модальная матрица
U^T	— транспонированная матрица
u	— передаточное число
V	— потенциальная энергия
$V_{\text{ск}}$	— скорость скольжения
v	— окружная скорость ($\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$) (ГОСТ 16530-83)
W	— продолжительность включения
X	— число факторов
x'	— коэффициент, учитывающий колебание
Y	— число уровней
y	— изгиб вала, деформация зубчатого зацепления (м)
Z	— комплексное механическое сопротивление
Z	— матрица сопротивления (комплексное сопротивление)
\check{Z}	— действительное механическое сопротивление
\check{Z}	— матрица сопротивления незатухающей системы

z_1, z_2	— число витков червяка, число зубьев червячного колеса соответственно
α_n	— угол зацепления в нормальной плоскости (град)
α_x	— угол зацепления в осевой плоскости (град)
β	— угол поворота сечения (рад)
γ	— угол подъёма червяка на делительном цилиндре (град)
Δ_k	— кинематическое отклонение передачи (м)
ΔM	— изменение момента
$\Delta\varphi$	— дополнительный поворот червяка (град)
δ_1	— податливость от изгиба зуба как консоли на единицу ширины червячного колеса ($\text{м}^2 \cdot \text{Н}^{-1}$)
δ_2	— податливость от контактной деформации поверхностей сторон зубьев на единицу ширины червячного колеса ($\text{м}^2 \cdot \text{Н}^{-1}$)
δ_3	— податливость от сдвига зубьев червячного колеса с учётом тела колеса на единицу ширины червячного колеса ($\text{м}^2 \cdot \text{Н}^{-1}$)
δ_4	— суммарная единичная податливость зуба от изгиба, контактной деформации и сдвига ($\text{м}^2 \cdot \text{Н}^{-1}$)
ε	— коэффициент перекрытия (ГОСТ 16530-83) [8н]
η	— коэффициент полезного действия (%)
λ_p	— угол подъёма витка червяка на расчётном глобоиде (град)
ξ	— смещение инструмента
ρ	— угол трения (град)
Σ_{e_v}	— сумма допустимых отклонений шагов соседних зубьев (м)
Σ_{k1}, Σ_{k2}	— суммарная жёсткость опор червяка, червячного колеса соответственно ($\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$)
υ	— угол обхвата червяка
φ	— свободный ход
Ω	— собственная угловая частота (рад \cdot с $^{-1}$)
ω	— зубчатая частота (рад \cdot с $^{-1}$) (ГОСТ 16530-83) [8н]

ПРЕДИСЛОВИЕ

Предлагаемая читателю монография написана белорусскими и словацкими авторами на основе известных материалов, представленных в конце монографии в виде списка источников, а также — собственных многолетних исследований. Монография включает восемь глав, освещающих все особенности червячных передач. В первой главе даны общие сведения о червячных передачах. Вторая — содержит сведения о видах повреждений червячных передач во время их эксплуатации. В третьей — рассматриваются глобоидные передачи, методы их изготовления, основные геометрические параметры. Четвертая глава посвящена рассмотрению конструкций червячных редукторов и их элементов. В пятой — описываются способы испытаний червячных редукторов, в том числе испытательные стенды, оборудование и аппаратура, необходимые для контроля главных показателей редукторов; способы ускоренной проверки, позволяющие сократить время испытаний при определении ресурса редукторов. Шестая глава посвящена теоретическому анализу динамики червячных редукторов, при этом используются различные математические методы, позволяющие достаточно подробно рассмотреть влияние каждого фактора на динамику редуктора. В седьмой главе в продолжение вопросов динамики червячных передач рассматривается реверсивная червячная передача, и там же показано, что в момент изменения направления вращения передачи между зубьями колеса и витками червяка происходит удар, который приводит, в конечном счёте, к износу и разрушению зубьев червячного колеса. Заключительная восьмая глава посвящена способам повышения надёжности червячных редукторов.

Первая и вторая главы написаны совместно всеми авторами монографии. Главы третья, четвёртая, пятая и седьмая написаны В. Благодарным, восьмая — В. Благодарным и В. Дремуком, шестая — С. Павленко.

Применение единиц величин основано на требованиях ГОСТ 8.417-2002 «Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы величин», за исключением единиц, применяемых в описании результатов научных исследований. При этом авторы использовали международные обозначения единиц, одновременное применение обозначений обоих видов (международных и русских) постарались не допускать.

Монография предназначена для инженерно-технических работников заводов и специальных конструкторских бюро, научно-исследовательских лабораторий, работающих в области проектирования и эксплуатации механических приводов. Она также может быть использована преподавателями, аспирантами, магистрантами и студентами машиностроительных специальностей учреждений высшего образования.

Все пожелания, предложения и замечания авторы монографии примут с благодарностью.

ВВЕДЕНИЕ

Современные тенденции развития науки конструирования направлены на систематизацию процессов с учётом всех влияющих факторов, в том числе — экономических.

Постоянно растущие требования к параметрам машин проявляются в росте динамических нагрузок, которые вызваны главным образом повышением абсолютных, а также относительных скоростей отдельных элементов в узлах кинематических цепей. Поэтому необходимо учитывать в машинах влияние внутренних и внешних сил, а также динамику процессов, которые в них происходят.

Современные научные исследования в области проектирования и конструирования деталей машин одновременно направлены на развитие методов анализа динамических явлений, происходящих в машинах и механизмах, а также на рассмотрение самих явлений. Это связано с развитием базовых дисциплин: общей механики, математики, теории оптимизации, механики сплошной среды, трибологии, теории случайных процессов, теории надёжности — и с совершенствованием экспериментальных методов исследования конкретных машин в условиях эксплуатации. При этом условия могут быть реальными или искусственными, смоделированными математически, т. е. с помощью компьютерных технологий.

Динамика машин в современном понимании представляет собой динамику систем, что требует двоякого подхода: с одной стороны, детальное исследование отдельных компонентов системы, с другой — комплексное аналитическое исследование всей системы.

Модальный анализ является частью современной динамики [27], в описании колебательных характеристик и осциллирующего поведения инженерных конструкций и их элементов он использует возможности разложения сложного колебательного процесса на частотные, так называемые модальные вклады. Каждый вклад затем характеризуется модальной частотой и модальной формой колебаний.

Червячные редукторы являются одним из основных узлов приводов машин и широко используются в различных областях промышленности. Поэтому улучшению их работоспособности всегда уделяется большое внимание. Чаще всего эта проблема решается традиционными методами, т. е. способом улучшения качества материалов и термической обработки червяка и червячного колеса современными смазочными средствами. Стоит заметить, однако, что при более тяжёлых режимах, связанных с высокой частотой пусков, остановов и реверсов, улучшение свойств материала элементов червячной передачи не позволяет достичь эффективных результатов.

Червячные редукторы используются в приводах многих современных машин и устройств различного технологического направления, а также в машиностроении, строительстве, автомобильном транспорте, сельском хозяйстве, металлургии, химической и пищевой промышленности, лёгкой промышленности и во многих других отраслях. Характеристики машин (технические, экономические, эксплуатационные) по существу определяются уровнем и мощностью червячных редукторов, поэтому необходимость обеспечения их долговечности является актуальной на сегодняшний день задачей.

Г Л А В А 1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

О ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

1.1 Червячные передачи

Червячные передачи предназначены для передачи крутящего момента между перекрещивающимися валами, как правило, под углом 90° . Червячная передача, помещенная в жёсткий закрытый корпус, представляет собой червячный редуктор (рис. 1.1). Он, в свою очередь, может состоять из одной или нескольких червячных передач. Кроме червячных передач, редуктор может содержать также и другие зубчатые передачи. Жёсткий корпус не только является опорой для восприятия силовых реакций от валов, которые несут элементы червячных передач, но и защищает передачу от грязи и создаёт условия для эффективной смазки. Конструктивно червячные редукторы производятся или в виде отдельных самостоятельных узлов, установленных на общей раме привода машины, или как единое целое с другими машинами (частями машины).



Рисунок 1.1 — Общий вид червячного редуктора

Червячные редукторы для общего применения производятся с определёнными параметрами в соответствии с нормами и стандартами. Используются они в самых разных машинах, а также в машинах специального назначения, для которых определены конкретные операции и требования по условиям работы. В производстве находят применение червячные передачи с цилиндрическим червяком и цилиндрическим червячным колесом (рис. 1.2, *а*), с цилиндрическим червяком и глобоидным колесом (рис. 1.2, *б*) или с глобоидным червяком и глобоидным червячным колесом (рис. 1.2, *в*).

У всех червячных передач теоретически может быть любой угол между осями, но, несомненно, наиболее широко используются для передачи перпендикулярные оси. Червячные передачи относятся к типу винтовых передач с линейным контактом зубьев (в отличие от винтовых механизмов). Основными преимуществами червячных передач, по сравнению с другими зубчатými передачами, являются следующие: возможность достижения одной парой колёс высокого передаточного отношения; тихая работа при высоких и низких скоростях, высокая нагрузочная

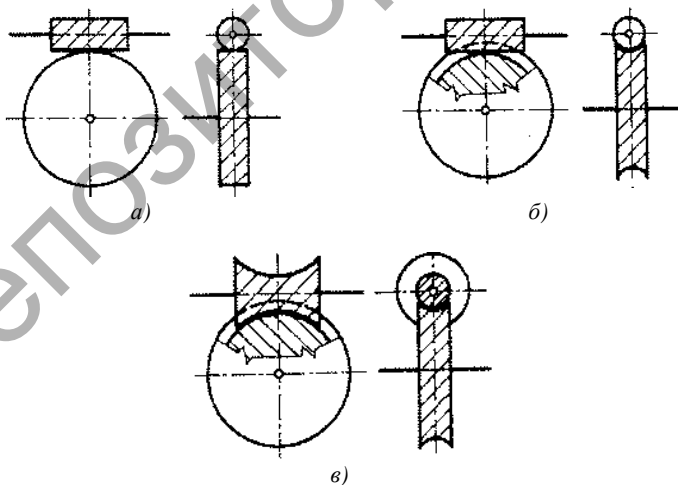


Рисунок 1.2 — Виды червячных передач [65]

способность; относительно длительный срок службы (с сохранением требуемой точности в производстве, подходящих комбинаций материалов и смазки); плавность работы; возможность самоторможения (при низком КПД и низких вибрациях).

Одним из главных преимуществ червячной передачи является самоторможение при изменении направления передачи мощности приводом, что является весьма важным для многих машин, особенно для грузоподъёмного оборудования. Поэтому в приводах некоторых устройств используется самотормозящая червячная передача, даже если можно обойтись и без этого. Плавность хода достигается хорошей приработкой обоих элементов червячной передачи.

Основным недостатком червячных передач является обязательное использование дорогостоящих дефицитных материалов для червячных колёс (преимущественно на основе меди и олова) и низкий КПД из-за высоких потерь на трение в зубьях, который может достигать 70%. В процессе работы производится много тепла и быстрый нагрев передачи. Это вынуждает применять принудительное охлаждение передач, увеличение их размеров, несмотря на то, что с точки зрения прочности такой необходимости нет. Коэффициент трения в большой степени зависит от скорости скольжения и от условий образования масляной плёнки (клина) в передаче.

При увеличении скорости скольжения резко снижается коэффициент трения и соответственно увеличивается КПД передачи. Поэтому целесообразно применять червячные передачи на быстроходных валах. Значения коэффициента трения между стальным червяком и червячным колесом из оловянистой бронзы выбираются с учётом скорости скольжения (табл. 1.1).

Средние значения КПД современных червячных передач (включая потери на трение в подшипниках) следующие: если число витков червяка z_1 равно 1, то КПД η равен 0,70...0,75; если z_1 — 2, то η — 0,75...0,82; и если z_1 равно 3...4, η — 0,82...0,92.

При малых мощностях снижение КПД не имеет существенного значения, но для средних мощностей использование червячных

Т а б л и ц а 1.1 — Коэффициенты трения между стальным червяком и червячным колесом из оловянистой бронзы

Скорость скольжения, м·с ⁻¹	Коэффициент трения, f	Скорость скольжения, м·с ⁻¹	Коэффициент трения, f
0,01	0,0100...0,1200	2,5	0,030...0,040
0,10	0,0800...0,0900	3,0	0,028...0,035
0,25	0,0500...0,0075	4,0	0,023...0,030
0,50	0,0550...0,0650	7,0	0,018...0,026
1,00	0,4500...0,0550	10,0	0,016...0,024
1,50	0,0400...0,0500	15,0	0,014...0,020
2,00	0,0350...0,0450		

передач становится экономически менее выгодным, чем использование передач с цилиндрическими зубчатыми колёсами, и поэтому мощность червячных передач не превышает 50 кВт и лишь изредка достигает 100...150 кВт.

1.2 Геометрия червячных передач с цилиндрическими червяками

В настоящее время в большинстве червячных передач используются цилиндрические или глобоидные червяки.

Передаточное число одной ступени червячной передачи может варьироваться в пределах 8...100, в некоторых случаях может достигать 1 000, в этом случае требуется компактная конструкция редуктора.

Покажем способ образования линейных винтовых поверхностей (рис. 1.3) [37]. По основному цилиндру диаметром d_1 , равным $2r_{01}$, катится плоская поверхность P . Прямая AB , лежащая в этой поверхности и имеющая с образующей прямой основного цилиндра угол α , равный 90° , составляет эвольвентную винтовую поверхность. При сечении этой винтовой поверхности плоскостью перпендикулярно на ось $x-x$ получается кривая, которая называется эвольвентой. На расстоянии $r_{01}-r_{x1}$

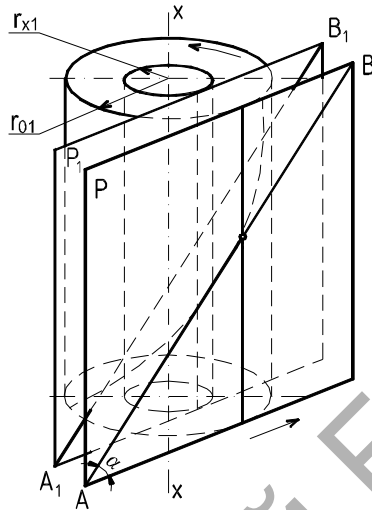


Рисунок 1.3 — Способ образования линейных винтовых поверхностей [65]

строим плоскость P_1 , параллельную плоскости P , которая без скольжения катится с одинаковой угловой скоростью, как и плоскость P . Цилиндр, образуемый качением плоскости P_1 , называем образующим цилиндром.

Сечением винтовой поверхности, образуемой прямой A_1B_1 , лежащей в плоскости P_1 параллельно прямой AB , плоскостью перпендикулярно на ось $x-x$ при $r_{01} > r_{x1}$ получим кривую, которая называется укороченной эвольвентой.

Наиболее широко применяются червяки с линейной винтовой поверхностью первого типа.

Винтовая поверхность нелинейного червяка может быть теоретически образована винтовым изгибом заданной кривой. Нелинейные поверхности получаем при образовании витков червяка дисковыми фрезами конусной или тороидальной формы.

При сечениях витков червяка плоскостями, параллельными его оси, возникают (в местах сечений) зубчатые рейки с криволинейным профилем (рис. 1.4).

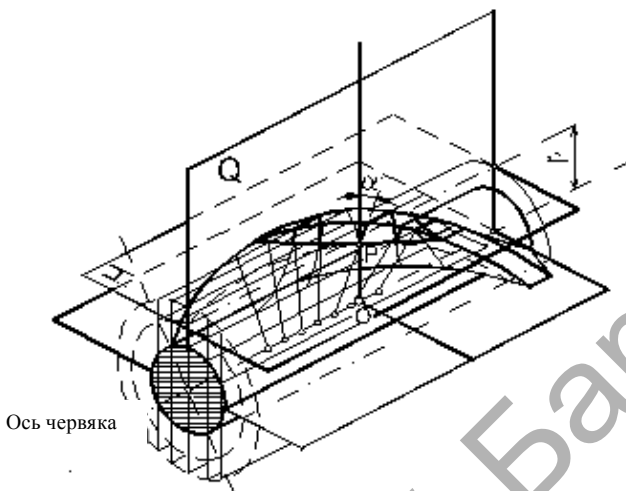


Рисунок 1.4 — Образование архимедова червяка (по Павленко [65], с изменениями)

Зубчатая рейка с линейным профилем и углом зацепления α получается только в сечении, плоскость которого касательна к образуемому цилиндру.

При r_{x1} , равном r_{01} (эвольвентный червяк), прямолинейный профиль лежит в плоскости, касательной к основному цилиндру. В этом случае угол α равен углу наклона подъёма λ_0 основного цилиндра, т. е. углу между касательной к винтовой линии основного цилиндра и торцевой плоскостью.

При r_{x1} , равном 0 (архимедов червяк), будет иметь место прямолинейный профиль зубчатой рейки в осевом сечении, конкретно в средней плоскости Q (см. рис. 1.4). При повороте червяка на 360° червячное колесо в зацеплении с червяком поворачивается на угол, соответствующий шагу колеса, умноженному на число витков червяка. Точно так же поворачивается червячное колесо на ту же самую величину, если находящийся в зацеплении червяк равномерно, без поворота подвинется в направлении оси на расстояние, соответствующее шагу винтовой линии. На

основе этого можем констатировать, что зацепление червяка с червячным колесом в любом сечении плоскостью, параллельной средней плоскости, является аналогией зацепления зубчатой рейки с цилиндрическим зубчатым колесом [37]. Зубчатые рейки, полученные из сечений при вращении червяка, движутся взаимно параллельно с одинаковой скоростью.

При изготовлении червячного колеса червячной фрезой, профиль которой идентичен профилю червяка, зубчатые рейки в соответствующих сечениях червячного колеса образуют разные профили зубьев, причём в сечении, соответствующем зубчатой рейке с прямолинейным профилем, получается эвольвентный червяк.

Каждой зубчатой рейке соответствует своя линия зацепления, а для зубчатой рейки с прямолинейным профилем это будет прямая. Сумма линий зацепления всех зубчатых реек образует плоскость зацепления червячной передачи. Из представления о зацеплении пары червячных колёс как непрерывном множестве зубчатых реек выходит, что контакт рабочих поверхностей витков червяка и зубьев червячного колеса происходит вдоль связанных пространственных кривых, которые называются контактными линиями. Каждая контактная линия является геометрическим местом точек плоскости зацепления, в которых в данный момент наступает контакт зубьев червячного колеса и витков червяка. Точно так же каждому положению червяка соответствует положение его контактной линии, которая является частью плоскости зацепления.

Средняя плоскость Q (рис. 1.5) делит плоскость зацепления на две части: входную и выходную. Входной является та, в которой витки червяка входят в зацепление с зубьями червячного колеса.

Получение того или иного типа винтовой поверхности на витках червяка зависит от способа изготовления, который выбирается в зависимости от использования передачи, объёма производства и способа отделочной обработки поверхностей витков червяка. Для силовых передач наиболее выгодным является использование эвольвентных червяков со шлифованными поверхностями витков.

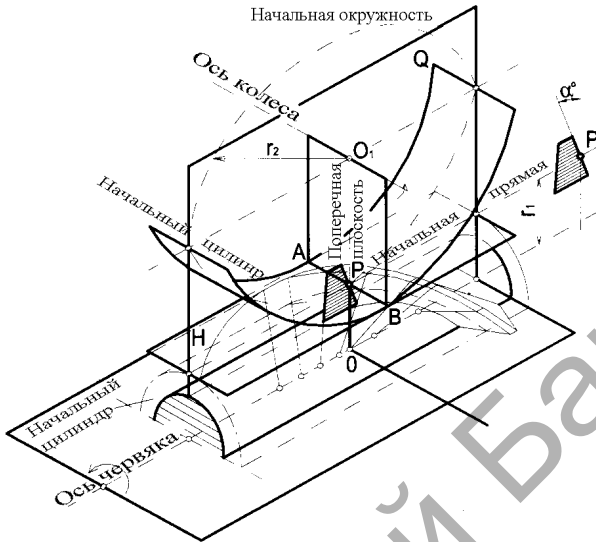


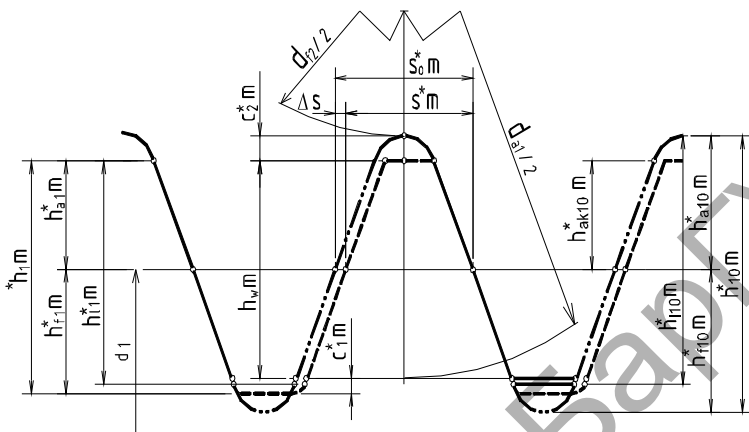
Рисунок 1.5 — Плоскость зацепления в червячной передаче (по Павленко [65], с изменениями)

1.3 Способы изготовления и шлифования червяков и червячных колёс

1.3.1 Червяки

Геометрия витков червяка определяется стандартным червяком STN 014756 [19н]. В осевом сечении червяк имеет прямолинейный профиль или, в зависимости от способа изготовления, умеренно выпуклый (рис. 1.6). Значения показателей геометрических параметров червяка в осевом сечении следующие:

- коэффициент высоты витка $h_1^* = 2,0 + c_1^*$;
- коэффициент высоты головки витка $h_{a1} = 1,0$;
- коэффициент высоты ножки витка $h_{f1} = 1,0 + c_1^*$;
- коэффициент граничной высоты витка $h_{11}^* \geq 2,0$;
- коэффициент глубины витка $h_w^* = 2,0$;



- - - - - тождественные контуры основного и производящего профиля червяка,
 - - - - - контур основного профиля червяка,
 ••••• — контур производящего профиля червяка

Рисунок 1.6 — Геометрия витка червяка [65]

- коэффициент радиального зазора для витков червяка $c_1^* = 0,2$, для зубьев червячного колеса $c_2^* = 0,2$ (в специальных случаях $0,15 \leq c_2^* \leq 0,3$), для эвольвентного червяка с углом подъема $\gamma \geq 26,565^\circ$ применяется $c_1 = 0,2 \cos \gamma$;
- коэффициент теоретической толщины витка $s^* = 0,5\pi$;
- коэффициент радиуса кривизны переходной кривой витка $r_{f1}^* = 0,3$.

Допускается уменьшение коэффициента $s^* = 0,5\pi$ на величину Δs^* для обеспечения гарантированного бокового зазора в передаче. Величина Δs^* не установлена стандартом. Используются червяки многих типов.

Архимедов червяк. Условное обозначение червяка ZA. Это цилиндрический червяк с прямолинейной винтовой поверхностью, в сечении торцевой плоскостью возникает теоретический профиль, соответствующий архимедовой спирали (рис. 1.7).

В осевом сечении профиль витка образует равнобокую трапецию с углом α , равным 20° . Способ и положение

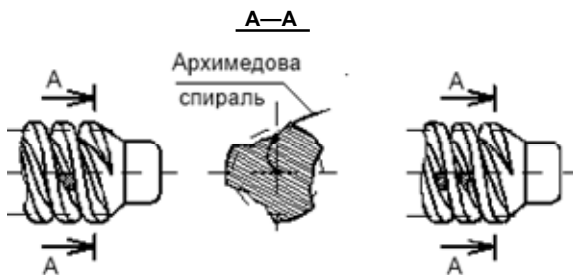


Рисунок 1.7 — Архимедов червяк (по Павленко [65], с изменениями)

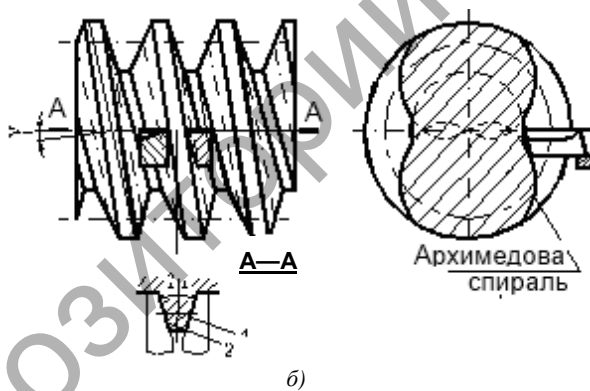
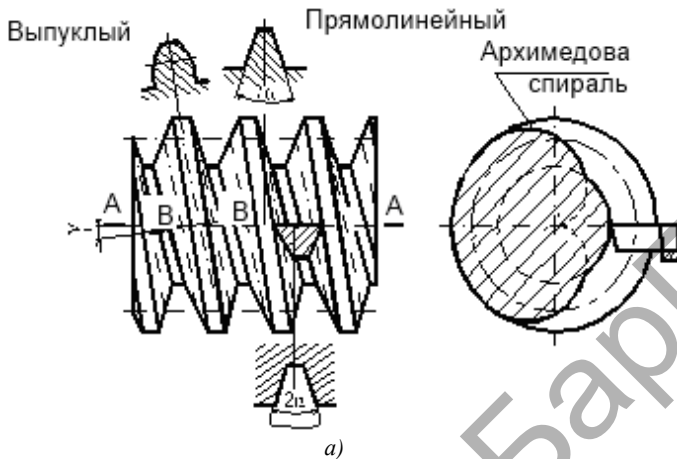
инструмента (токарный резец) при изготовлении архимедова червяка на токарном станке (рис. 1.8) используется лишь при углах подъёма винтовой линии $\gamma \leq 2...3^\circ$. При больших значениях γ условия обработки ухудшаются.

Архимедовы червяки можно изготавливать профильными дисковыми фрезами или пальцевыми фрезами на обкаточных зубофрезерных станках (с несколько меньшей точностью) или эвольвентными долбежными фрезами на зубодолбежных станках. Боковые поверхности витков червяков можно шлифовать специальными криволинейно профилированными шлифовальными кругами.

Шлифование архимедовых зуборезных фрез при изготовлении червячных колёс связано с такими же трудностями, как и при шлифовании червяков. Использование нешлифованных зуборезных фрез не обеспечивает даже средней точности изготовления зубьев червячных колёс. Средняя точность (но не высшая) может быть достигнута при обработке пальцевыми фрезами, закреплёнными в оправках вместо фрез [37].

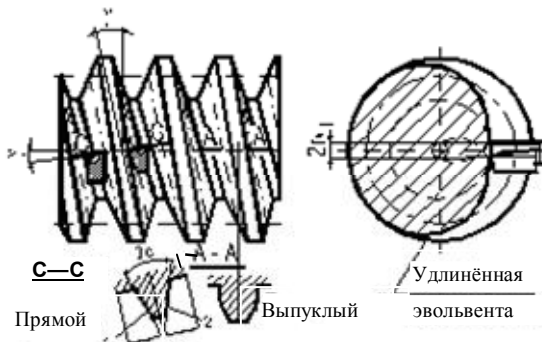
Используют архимедовы червяки главным образом для передач с нешлифованными червяками, несущая способность которых ограничена.

Конволютный червяк. Условное обозначение червяка *ZN*. Это цилиндрический геликоидный червяк, теоретический торцовый профиль которого является удлинённой или укороченной эвольвентой (рис. 1.9).

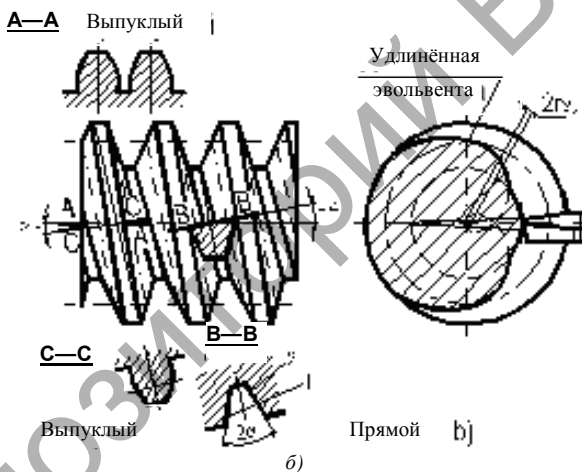


a — изготовление одним резцом, *б* — изготовление двумя резцами; А—А — сечение осевой плоскостью, В—В — сечение нормальной плоскостью к оси симметрии витка, 1 — производящая прямая правой стороны, 2 — производящая прямая левой стороны

Рисунок 1.8 — Изготовление архимедова червяка (по Павленко [65], с изменениями)



а)



б)

a — в нормальном сечении витка, *б* — в нормальном сечении впадины; А—А — осевое сечение, В—В — нормальное сечение по оси симметрии впадины; С—С — нормальное сечение к оси симметрии витка; 1 — образующая прямой левой стороны, 2 — образующая прямая правой стороны

Рисунок 1.9 — Изготовление обычного червяка (по Павленко [65], с изменениями)

Имеются два типа конволютных червяков: червяк $ZN1$ с прямолинейным профилем витка в сечении нормальной плоскостью к оси симметрии витка и червяка, $ZN2$ с прямолинейным профилем в сечении нормальной плоскостью к оси симметрии впадины на делительном цилиндре. Может быть нарезан на токарном станке одним или двумя резцами с прямолинейной режущей кромкой (см. рис. 1.9). Угол профиля α_n в нормальном сечении витка и α_{ns} в нормальном сечении впадины составляет 20° . Угол профиля резца α определяется из соотношения $\text{tg } \alpha_0 = \text{tg } \alpha_n / \cos \gamma$.

При $\gamma < 10^\circ$ червяки 8-й степени точности можно фрезеровать и шлифовать дисковым инструментом трапецеидальной формы.

Недостатком червячных передач описанного типа является сложный вид инструментов для фрезерования и шлифования червяков и невозможность получения точных червячных фрез для нарезания червячных колёс. Конволютные червяки имеют ограниченное применение, главным образом — в единичном способе производства для червячных передач невысокой точности. У червяков с прямолинейным профилем в нормальной плоскости витка для изготовления червячных колёс используются дюймовые резцы [37].

Червяки с прямолинейным профилем в нормальном сечении витка применяются при нарезании червячных колёс так называемой «летучкой» [33]. Профиль резца «летучки» в этом случае прямолинейный.

Червяки с прямолинейным профилем в нормальном сечении витка используются в меньшей мере. Иногда используются для малых углов подъёма червяка, когда обе стороны витков архимедова червяка из-за неблагоприятных условий нельзя нарезать одним резцом.

Иногда бывают случаи изготовления червячной передачи, когда червяк выполнен с прямолинейным профилем по впадине, а червячное колесо соответствует червяку с прямобочным профилем по витку. Это, очевидно, ошибочное решение, так как результатом является низкая точность детали. Поэтому для такой червячной передачи необходима слесарная доработка зубьев червячного колеса в соответствии с витками червяка.

Эвольвентный червяк. Условное обозначение ZI . Он представляет собой цилиндрический геликоидный червяк

с прямолинейной винтовой поверхностью, имеющей в сечении торцевой плоскостью эвольвенту.

Эвольвентный червяк можно рассматривать как косозубое эвольвентное колесо, у которого сопряжённая с ним зубчатая рейка имеет в нормальном сечении угол профиля α_n , равный 20° . Эвольвентный червяк может быть обработан на токарном станке резцами с прямолинейной режущей кромкой. Резец, установленный выше центра, обрабатывает одну сторону витка, резец, установленный ниже центра червяка, обрабатывает другую сторону (рис. 1.10).

Угол профиля резцов должен быть равен углу подъёма винтовой линии на основном цилиндре (рис. 1.11), его вычисляют по формуле $\cos \gamma_0 = \cos \gamma \cos \alpha_n$.

Диаметр основного цилиндра определяется по формуле $d_{01} = m z_1 / \operatorname{tg} \alpha_0$.

Резцы смещены от линии центров червяка на величину $0,5d_{01}$. Нарезание эвольвентных червяков резцами является малопродуктивным процессом, и смещение резцов от линии центров создаёт неблагоприятные условия резания. Более производительным, но менее точным способом является нарезание эвольвентных червяков дисковыми фрезами (рис. 1.12) на специальных червячно-фрезерных станках.

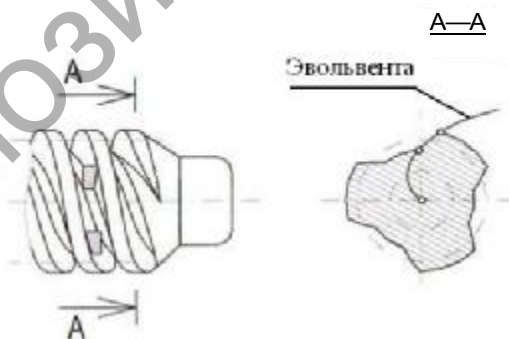
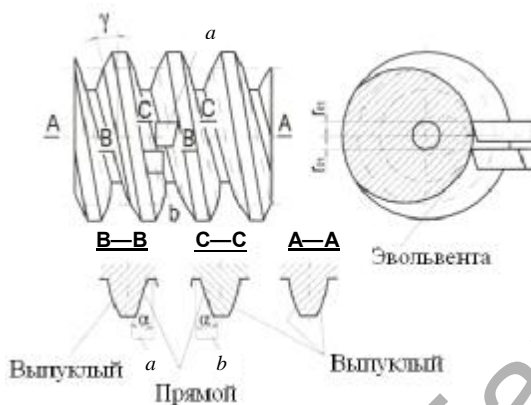


Рисунок 1.10 — Нарезание эвольвентного червяка резцом с прямолинейной режущей кромкой (по Павленко [65], с изменениями)



A—A — осевое сечение; B—B и C—C — сечения плоскостью, касательной к основному цилиндру диаметром $d_{o1} = 2r_{o1}$; a — образующая режущая кромка правой стороны; b — образующая режущая кромка левой стороны

Рисунок 1.11 — Нарезание эвольвентного червяка (по Павленко [65], с изменениями)

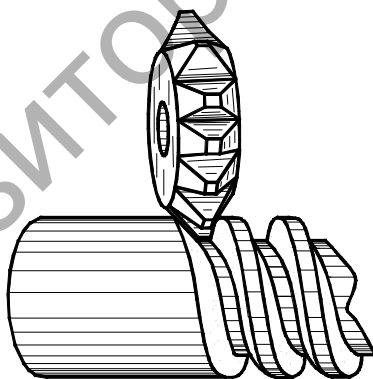


Рисунок 1.12 — Нарезание витков червяка дисковой фрезой [65]

Поскольку эвольвентный червяк является обычным косозубым эвольвентным колесом, то нарезание его дисковыми фрезами аналогично нарезанию косозубого колеса.

Многовитковые эвольвентные червяки можно нарезать червячными фрезами на зубофрезерных станках, которые предназначены для производства эвольвентных колёс с косыми зубьями. При этом необходимо, чтобы число витков червяка z_1 было не меньше минимального числа зубьев, которое на данном станке можно получить.

К преимуществам эвольвентных червяков можно отнести то, что шлифование их витков осуществляется плоской стороной шлифовального круга с высокой точностью подобно тому, как это делается у эвольвентного зубчатого колеса. Эвольвентные червяки можно шлифовать дисковым шлифовальным кругом с заправленными на конус сторонами или чашечным конусным кругом. Простота шлифования является одной из главных причин широкого применения эвольвентных червяков.

Червяки с нелинейчатой винтовой поверхностью витков

Цилиндрический червяк, образованный конусом (условное обозначение *ZK*), является нелинейчатым червяком, главная поверхность витка которого является огибающей производящего конуса при его винтовом движении относительно червяка с осью винтового движения, совпадающей с осью червяка. Угол производящего конуса должен быть равен 20° , установка инструмента относительно оси обрабатываемого червяка может быть различной: оси могут скрещиваться под углом, равным делительному углу подъёма линии витка червяка (червяк *ZK1*, рис. 1.13), или под прямым углом (червяк *ZK2*, рис. 1.14 и червяк *ZK3*, рис. 1.15).

Цилиндрический червяк, образованный тором (условное обозначение *ZT*), — нелинейчатый червяк, у которого главная поверхность витка является огибающей части внешней поверхности производящего тора при его винтовом движении относительно червяка с осью винтового движения, совпадающей с осью червяка. Окончательно обрабатывается шлифовальными кругами.

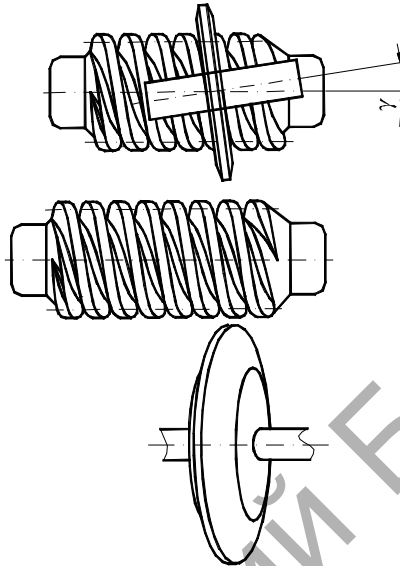


Рисунок 1.13 — Скрещивающиеся оси червяка и инструмента [65]

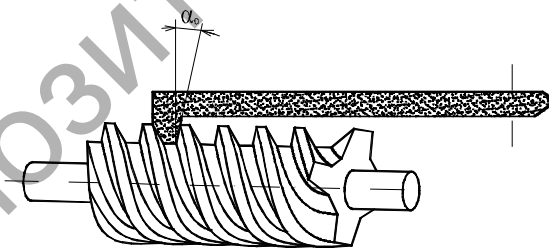


Рисунок 1.14 — Угол производящего конуса равен делительному углу подъёма линии витка червяка [65]

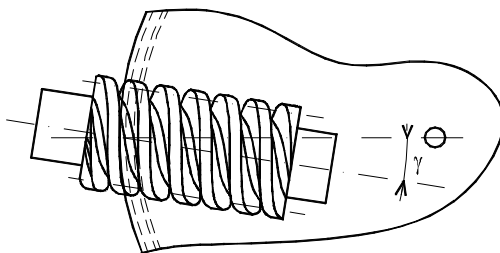


Рисунок 1.15 — Оси скрещиваются под прямым углом [65]

Ось производящего тора может скрещиваться с осью червяка под углом, равным делительному углу подъема линии витка червяка (червяк $ZT1$, рис. 1.16), или под таким углом, при котором одно из плоских сечений главной поверхности червяка является дугой окружности, совпадающей с образующей производящего тора (червяк $ZT2$, рис. 1.17).

Червяки ZA , ZN , ZI и ZK с эксплуатационной точки зрения примерно равноценны, и выбор вида червяка определяют технологические соображения: характер производства (массовое или индивидуальное), наличие специального оборудования



Рисунок 1.16 — Скрещивание осей производящего тора и червяка (по Павленко [65], с изменениями)

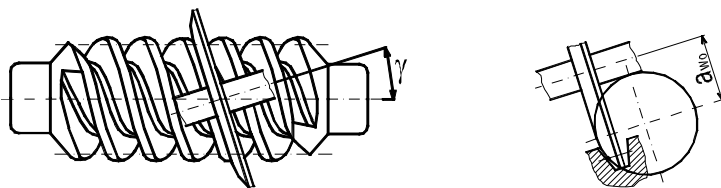


Рисунок 1.17 — Плоское сечение главной поверхности совпадает с образующей производящего тора [65]

и т. д. Так, например, после упрочняющей термической обработки витки червяков для устранения коробления и снижения шероховатости поверхности нужно шлифовать, однако червяки *ZA* и *ZN* обычно изготавливают с витками высокой твёрдости, что позволяет существенно повысить нагрузочную способность передачи.

Червяки *ZT* обладают более высокой нагрузочной способностью, а КПД передач с такими червяками выше, чем у передач с червяками других видов, однако их расчёт и изготовление сложнее.

В червячных передачах точных делительных механизмов применяют разноразмерные червяки, у которых правая и левая стороны витка нарезаны с различными шагами, толщина витка по длине червяка непостоянна. В передачах с такими червяками можно регулировать боковой зазор и компенсировать износ зубьев червячного колеса осевым смещением червяка.

1.3.2 Червячные колёса

Червячные колёса всех видов обычно нарезаются на зубофрезерных станках червячными фрезами. То же самое имеем и при производстве зубчатого колеса. Если требуется, то червячное колесо может быть нарезано со смещением инструмента. В зависимости от формы поверхности витка червяка, парного данному червячному колесу, применяют архимедовы или эвольвентные червячные фрезы, фрезы

с прямолинейным или круговым профилем витка в нормальном сечении. Для правильного нарезания червячного колеса является обязательным:

1) совпадение основных параметров (модуля, диаметра делительного цилиндра, угла подъёма винтовой линии и профильного угла исходного контура) червячной фрезы и парного нарезаемому колесу червяка;

2) совпадение межосевого расстояния при станочном зацеплении с межосевым расстоянием при рабочем зацеплении.

Следовательно, при рабочем зацеплении геометрически воспроизводится станочное зацепление.

В зависимости от метода нарезания червячного колеса различают фрезы для работы с радиальной подачей (рис. 1.18) и с тангенциальной подачей (рис. 1.19).

При радиальной подаче (рис. 1.20) червячная фреза подводится вплотную к заготовке, после чего заготовку и фрезу

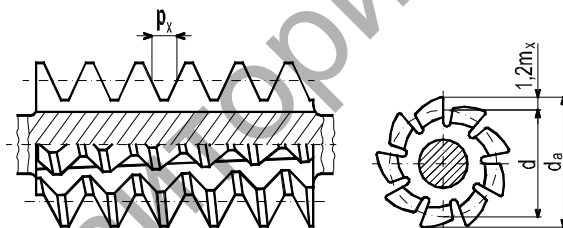


Рисунок 1.18 — Фреза для нарезания червячного колеса с радиальной подачей [65]

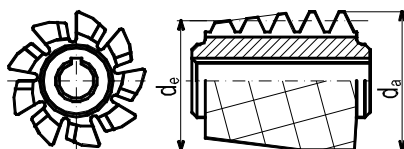


Рисунок 1.19 — Фреза для нарезания червячных колёс с тангенциальной подачей [65]

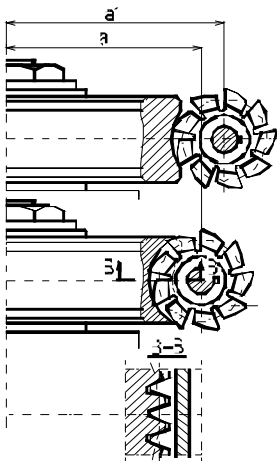


Рисунок 1.20 — Способ нарезания червячного колеса с радиальной подачей [65]

приводят во вращение с отношением угловых скоростей z_2 / z_1 . Одновременно фреза начинает медленно врезаться в заготовку в направлении её центра на глубину зуба червячного колеса. В конечном положении расстояние между осями фрезы и заготовки равно межосевому расстоянию при рабочем зацеплении червячной передачи. Нарезание червячных колёс методом радиальной подачи может осуществляться во всех других случаях без ограничений.

Возможности применения фрез стандартной конструкции, имеющих винтовые канавки, ограничиваются главным образом одновитковыми червячными передачами.

При нарезании червячного колеса способом тангенциальной подачи (рис. 1.21) между осями заготовки и фрезы сразу устанавливается расстояние, соответствующее рабочему зацеплению. Вращающаяся фреза с заборным конусом подаётся вдоль своей оси до полного врезания в заготовку. Заготовка при этом вращается в z_2 / z_1 раз медленнее фрезы. Возможность применения тангенциальной

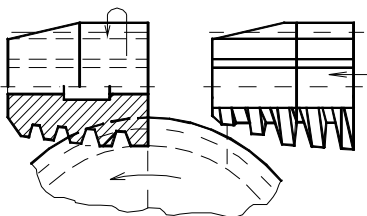


Рисунок 1.21 — Способ нарезания червячного колеса с тангенциальной подачей [65]

подачи для архимедовых червяков иногда ограничивается случаем, когда червячное колесо, нарезанное с тангенциальной подачей, нельзя собрать с червяком при радиальном вводе последнего в зацепление.

Коэффициенты параметров витков исходного производящего червяка (см. рис. 1.6) отличаются от коэффициентов параметров витков исходного червяка следующим:

- коэффициент высоты головки витка $h_{a10} = 1,0 + c_2^*$; этим обеспечивается радиальный зазор между поверхностями вершин червяка и впадин червячного колеса;
- коэффициент высоты головки витка до начала скругления h_{ak10}^* составляет 1,0;
- коэффициент граничной высоты $h_{l10}^* = 2,0 + c_2^*$;
- коэффициент радиуса скругления кромки зуба r_{k10}^* равен 0,3;
- коэффициент высоты витка и высоты ножки не регламентируется.

Червячные фрезы для нарезания червячных колёс должны быть копией сопряжённого червяка не только по параметрам исходного контура и по виду, но также и по диаметрам (за исключением диаметра вершин). Для сокращения номенклатуры фрез введено понятие «коэффициент диаметра червяка q »: $q = d_1 / m$, где m — модуль, мм.

Значения m и q строго регламентированы СТН 014755 [19н] и ГОСТ 2144-76 [10н] (табл. 1.2), и этим ограничено число разрешаемых диаметров червяков и фрез. Значения q , равные 9,0; 11,2; 14,0 и 18,0, рекомендуется по возможности не применять.

Все приведённые (см. таблицу 1.2) значения q разрешено применять при z_1 , равном 1, 2 и 4. При q , равном 18 и 25, допустимо только одно значение z_1 , равное 1. Значения, приведённые в скобках, рекомендуется применять в исключительных случаях.

Отступления от стандартных значений m и q допускаются при нарезании червячного колеса «летучкой», так как в этом случае размеры резца и расстояние от режущей кромки до оси оправки могут быть любыми.

Т а б л и ц а 1.2 — Стандартные значения m и q

m , мм	q
1,0; 1,25	10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0
1,60	11,0; (11,2); 12,5; (14,0); 16,0; (18,0); 20,0; 25,0
2,00; 2,50; 3,15; 4,00; 5,00; 6,30; 8,00; 10,00	8,0; (9,0); 10,0; (11,2); 12,5; (14,0); 16,0; (18,0); 20,0; 25,0
12,5	8,0; (9,0); 10,0; (11,2); 12,5; (14,0); 16,0; (18,0); 20,0
16,0	8,0; (9,0); 10,0; 12,5; 16,0
20,0	8,0; (9,0); 10,0; 12,5; 16,0
25,0	10,0; 12,5; 16,0; 20,0

Отступление от стандартных значений q в большую сторону возможно и даже необходимо при проектировании самотормозящих червячных передач, так как при стандартных значениях q нельзя получить требуемые малые углы подъема витков червяка.

Следует помнить, что обязательное условие возможности самоторможения — отсутствие вибрации деталей передачи. Если это условие не соблюдено, самоторможение не обеспечивается даже при самых малых углах подъема витка червяка.

Значение q , большее из возможных для данного модуля m , рекомендуется при повышенных расстояниях между опорами червяка (рис. 1.22), а также при относительно гибких валах насадных червяков. Это уменьшает деформацию изгиба червяка, а следовательно, и вызванную ею концентрацию нагрузки на зубья червячной пары, которая при нежёстком вале червяка может оказаться недопустимо большой.

Для беззазорного зацепления сборка червячной передачи невозможна, если имеет место следующее неравенство:

$$\operatorname{tg} \alpha \leq \frac{2z_1 \sqrt{(1-\xi)(1+q+\xi)}}{(q+2\xi)(q+2)}, \quad (1.1)$$

где α — профильный угол архимедова червяка в осевом сечении;

z_1 — число витков червяка;

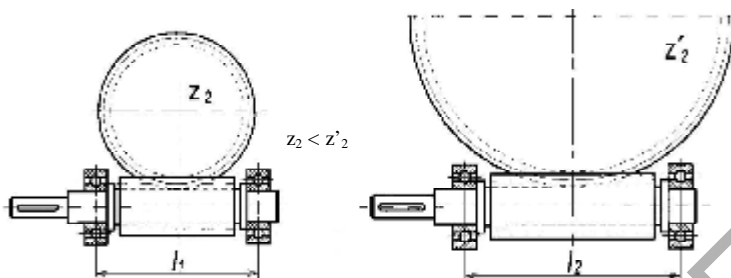


Рисунок 1.22 — Влияние расстояния между опорами на величину коэффициента [65]

ξ — смещение инструмента (фрезы) при нарезании червячного колеса;

q — коэффициент диаметра червяка.

В случае сборки в радиальном направлении червячной передачи с эвольвентным червяком и колесом, нарезаемым методом тангенциальной подачи, никаких ограничений нет, поэтому для них проверка неравенства (1.1) отпадает.

Если нет подходящей фрезы, червячное колесо можно нарезать фасонным резцом на оправке «летучкой». Контур режущих кромок резца должен воспроизводить профиль соответствующего червяка, поэтому профиль «летучки» для каждого типа червяка свой. Принципиальная разница между червячной фрезой и «летучкой» только в количестве резцов, которых у «летучки» намного меньше, чем у фрезы. Так как число резцов невелико (обычно один), то нарезание «летучкой» весьма производительно и точность не уступает нарезанию червячной фрезой. При нарезании «летучкой» применяется только тангенциальная подача (рис. 1.23).

1.4 Элементы червяка и червячного колеса

1.4.1 Параметры червячной передачи

Расчёт геометрии червячного зацепления производится в соответствии со стандартом [10н] на основные параметры червячных передач с цилиндрическими червяками.

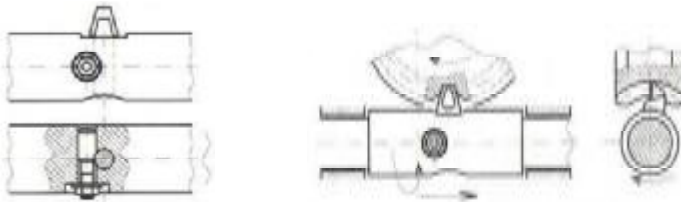


Рисунок 1.23 — Нарезание червяка «летучкой» (по Павленко [65], с изменениями)

Стандарт [10н] распространяется и на червячные цилиндрические передачи общего назначения с углом скрещивания осей червяка и колеса, равным 90° .

Для расчёта исходными данными являются: передаточное число u и его допустимое отклонение Δu . С учётом приведённых выше соображений выбирают вид червяка (ZA или ZI, ZN1, ZK1 и т. д.) и устанавливают параметры исходного и исходного производящего червяков, в том числе и угол профиля (α_x или α_{nt} , α_{ns} , α_0 и т. д.).

В исходные данные входят также модуль m и (или) межосевое расстояние a_w . Эти параметры определяют расчётом на прочность или назначают исходя из конструктивных соображений. Число витков z_1 червяка выбирают в пределах 1...4. В специальных передачах z_1 может достигать до 8 и даже до 12. При увеличении z_1 и неизменном q увеличивается делительный угол подъёма γ и повышается КПД передачи, но в то же время это усложняет изготовление червяка.

Число зубьев червячного колеса определяется по формуле

$$z_2 = z_1 u. \quad (1.2)$$

Рекомендуется выполнять условие $24 < z_2 < 120$, однако в некоторых случаях, например в передачах делительных устройств, z_2 может достигать 1 000, что повышает точность деления.

При $z_1 \geq 2$ желательно, чтобы z_1 и z_2 не имели общих множителей. Если при расчёте по формуле (1.2) приходится округлять z_2 , то надо проверить фактическое значение Δu .

Особенностью расчёта червячных передач является необходимость согласования параметров m , q , z_1 , z_2 , a_w , x . Для передач автономных (выполненных в виде самостоятельных агрегатов, редукторов) согласованные значения этих параметров приведены в ГОСТ 2144-76 [10н], который устанавливает:

а) ряд передаточных отношений u равен 8; (9); 10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18); 20; (22,4); 25; (28); 31,5; (35,5); 40; (45); 50; (56); 63; (71); 80;

б) ряд межосевых расстояний a_w равен 40; 50; 63; 80; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500.

Значения, заключённые в скобки, менее предпочтительны.

Для встроенных червячных передач и в специальных случаях допустимы отклонения от этих рядов, и тогда межосевое расстояние уточняют по формуле

$$a_w = 0,5m(z_2 + q) + xm. \quad (1.3)$$

Если задано a_w , то принимают предварительное значение q , полагая x равным 0, и вычисляют предварительное значение модуля: $m_{\text{пред}} = 2a_w / (z_2 + q)$.

Полученное значение $m_{\text{пред}}$ округляют до стандартного (см. табл. 1.2) и проверяют соответствие значений m и q . Если соответствия нет, то принимают новое значение q и расчёт повторяют. Далее уточняется значение x по формуле

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(z_2 + q). \quad (1.4)$$

Чтобы избежать заострения и подрезания зубьев червячного колеса, рекомендуется соблюдать условие $(-1) \leq x \leq (+1)$. Если это условие не соблюдено, необходимо выбрать новое значение q и повторить расчёт.

Если задан модуль m , то находят соответствующее ему значение q (см. табл. 1.2), по формуле (1.3) рассчитывают предварительное значение a_w , при необходимости его округляют и затем по формуле (1.4) определяют x .

1.4.2 Геометрия червяка и червячного колеса

Формулы, которые будут приведены далее, пригодны для расчёта передач с цилиндрическими червяками всех видов (рис. 1.24) (в необходимых случаях сделаны оговорки).

Делительный диаметр червяка d_1 вычисляется по формуле $d_1 = mq$, червячного колеса d_2 — из выражения $d_2 = mz_2$.

Начальный диаметр червяка d_{w1} определяется из соотношения $d_{w1} = m(q + 2x)$, червячного колеса d_{w2} — из формулы $d_{w2} = d_2 = mz_2$.

Делительный угол подъёма витка червяка (он же угол наклона зуба червячного колеса) находим по формуле

$$\operatorname{tg} \gamma = z_1 / q. \quad (1.5)$$

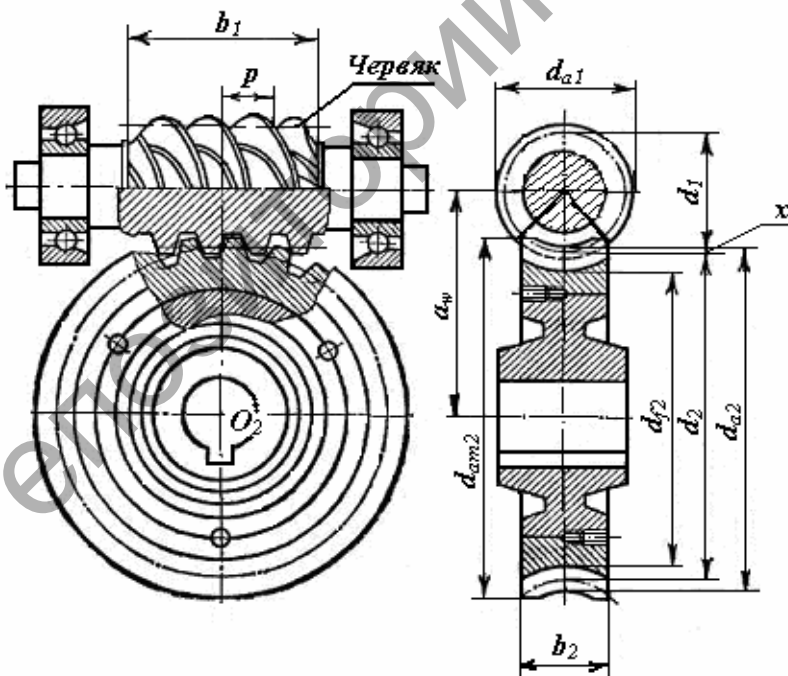


Рисунок 1.24 — Основные размеры корригированной червячной пары

Как можно видеть из формулы (1.5), повышение числа витков червяка z_1 и уменьшение его диаметра (уменьшение q) увеличивает угол подъёма витка червяка. В силовых передачах надо стремиться подбирать число витков червяка таким, чтобы числа зубьев червячного колеса z_2 лежали в пределах 30...90. Принимая малые значения z_1 и значения z_2 , ближе к нижнему пределу, несколько уменьшают межосевое расстояние a_w передачи, но одновременно снижают её КПД, увеличивают количество цветного материала (бронзы, латуни и т. п.) на венец червячного колеса, а также общую массу передачи. Принимать $z_2 > 85...90$ не рекомендуется, так как в этом случае решающим фактором может стать прочность зубьев на излом (особенно для относительно мягких бронз с повышенной износостойкостью), что при неизменном межосевом расстоянии приводит к снижению допускаемой на передачу нагрузки [37].

На практике при обычных значениях d_1 и q угол подъёма редко превышает 25° . Величина угла подъёма зависит от назначения передачи и требований, предъявляемых в связи с этим к КПД передачи.

При проектировании самотормозящей червячной передачи угол подъёма витка червяка следует назначать примерно в два раза меньше угла трения ρ .

Все вычисления делаем по формулам:

- начальный угол подъёма витка червяка $\operatorname{tg}\gamma_w = mz_1 / d_{w1}$;
- основной угол подъёма витка червяка (вычисляют только для червяка ZI) $\cos\gamma_b = \cos\alpha_0 \cos\gamma$;
- основной диаметр червяка (вычисляют только для червяка ZI) $d_{b1} = mz_1 / \operatorname{tg}\gamma$;
- высота витка червяка $h_1 = h_{a1}^* m$;
- высота головки витка червяка $h_{a1} = h_{a1}^* m$;
- делительный осевой шаг витка (витков) червяка $p_1 = \pi m$;
- ход витка червяка $p_z = \pi mz_1$;
- диаметр: вершин витков червяка $d_{a1} = m(q + 2h_{a1})$,
зубьев червячного колеса в средней торцевой плоскости $d_{a2} = m(z_2 + 2h_a + 2x)$,

впадин червяка $d_{f1} = m(q - 2h_{f1})$,
 наибольший червячного колеса $d_{aM2} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2)$;

- радиус: выемки поверхности впадин червячного колеса (радиус вершин фрезы, которой должно быть нарезано червячное колесо) $r_{вф2} = 0,5d_{a1} + c_2m$,
 выемки поверхности вершин зубьев червячного колеса $r_{вa2} = 0,5d_{f1} + c_1m$;
- расчётная осевая делительная толщина витка червяка $S_1 = m$;
- делительная толщина зуба червячного колеса в средней торцовой плоскости $S_2 = \pi m / 2 + 2xmtg\alpha$;
- ширина венца червячного колеса $b_{ч2} \leq 0,75d_{a1}$ при $z_1 \leq 3$,
 $b_{ч2} \leq 0,67d_{a1}$ при $z_1 = 4$;
- угол скоса торцов зубчатого венца $b_{ч2}$ червячного колеса $\theta_2 = \arcsin b_{ч2} / (d_{a1} - 0,5m)$.

Для шлифуемых и фрезеруемых червяков длину L_1 , подсчитанную по приведённым выше формулам (табл. 1.3), следует увеличить на 25 мм при m , равном 10 мм, на 25...40 мм при m — 10...16 мм, и на 50 мм при m — 16 мм.

При промежуточном значении коэффициента смещения x длина L_1 вычисляется по тому из двух ближайших пределов x , который даёт большее значение.

Для быстроходных червяков во избежание неуравновешенности, желательно, чтобы отношение $L_1 / \pi m$ было целым числом.

Т а б л и ц а 1.3 — Длина нарезанной части червяка

Коэффициент смещения x	Число витков червяка z_1 равно 1 или 2	Число витков червяка z_1 равно 4
-1,0	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09z_2)m$
0,0	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$
+0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1z_2)m$
+1,0	$b_1 \geq (12 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (13 + 0,1z_2)m$

Коэффициент перекрытия определяется формулой $\varepsilon_s = \overline{AB'} / p_b = \overline{AB'} / \pi m_s \cos \alpha$, где $\overline{AB'} = \overline{AB} + \overline{BP} - \overline{PB'}$; $\overline{AB} = \sqrt{r_{e2}^2 - r_{o2}^2}$; $r_{o2} = r_{a'2} \cos \alpha$; $\overline{BP} = r_{a'2} \sin \alpha$, $\overline{PB'} = h'_1 - x m_s / \sin \alpha$, отсюда

$$\varepsilon_s = \frac{\sqrt{r_{e2}^2 - r_{a'2}^2 \cos^2 \alpha} + r_{a'2} \sin \alpha - \frac{h'_1 - x m_s}{\sin \alpha}}{\pi m_s \cos \alpha}.$$

Формула выведена для червяков ZA, но с достаточной точностью её можно применить и для других видов червяков.

Коэффициент перекрытия ε_s увеличивается с уменьшением угла зацепления α в средней плоскости червячной передачи. Так, при z_1 равном 1, $z_2 = 32$ и $\alpha = 20^\circ$, ε_s составляет 1,82, а при тех же значениях z_1 и z_2 , но при $\alpha = 15^\circ$ ε_s равен 2,25.

В среднем для всех видов червяков можно принимать $\varepsilon_s \approx 1,8 \dots 2,2$ (большие значения при меньших величинах α).

Минимальная длина контактных линий. Как и у зубчатой передачи, суммарная длина контактных линий в поле зацепления червячной передачи во время работы не остаётся постоянной, а колеблется в пределах от L_{\max} до L_{\min} . Для расчёта передачи на прочность надо знать величину L_{\min} . Поверхность зацепления червячной передачи не является плоскостью, как это имеет место в эвольвентной зубчатой передаче. В связи с этим точное определение минимальной длины контактных линий в поле зацепления червячной пары очень сложно. Для приближённого определения L_{\min} используют зависимость, аналогичную зависимости для зубчатых колёс,

$$L_{\min} = x' b_{\alpha 2} \varepsilon_s, \quad (1.6)$$

где x' — коэффициент, учитывающий колебание суммарной длины контактных линий в разные моменты зацепления и неточность её определения, равный отношению L_{\min} / L_{cp} , (L_{cp} — средняя длина контактных линий в поле зацепления);

$b'_{ч2}$ — условная дуговая ширина червячного колеса в нормальном сечении, определяемая формулой

$$b'_{ч2} = \frac{2\gamma}{360} \frac{\pi a'_1}{\cos \gamma}. \quad (1.7)$$

Для вычисления среднего значения x' поле зацепления с нанесёнными на нём контактными линиями проектируют на координатную плоскость, после чего, анализируя различные положения проекций контактных линий, находят для проекции поля зацепления величины L_{cp} , L_{min} и x' .

Проекция поля зацепления червячной передачи имеет характерную подковообразную форму (рис. 1.26), границы которой можно определить графически [23]. Наименьшее значение коэффициента $x\zeta$ найденное путём построения полей зацепления и контактных линий, в частных случаях примерно равно 0,75.

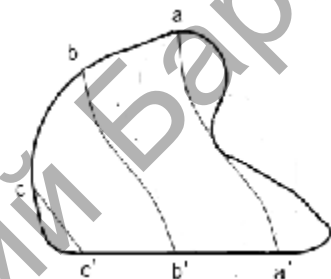


Рисунок 1.26 — Проекция поля зацепления червячной пары на начальную плоскость (cc' , bb' , aa' — проекции контактных линий) [48]

Используя зависимости (1.6) и (1.7) для минимальной длины контактных линий, получаем выражение

$$L_{min} = \pi d_1 \frac{2\gamma}{360} \frac{x'\epsilon_s}{\cos \gamma}.$$

Принимая средние значения $x' = 0,75$; $2\gamma = 100^\circ$ и $\epsilon_s = 1,82$, получаем $L_{min} \cong d_1 / \cos \gamma$.

Подрезание зубьев. Подрезание зубьев червячного колеса отсутствует, если соблюдается условие $x' \geq h_{a1} - z_2 \sin^2 \alpha / 2$.

Заострение зубьев. Проверку отсутствия заострения в средней торцовой плоскости червячного колеса можно провести по приближённой формуле $a_w \leq m(0,55z_2 - 0,64 - 0,024a) + 0,5d_{a1}$.

Интерференция. Если червячное колесо нарезано фрезой, представляющей собой копию червяка с диаметром вершин, увеличенным на $2c^*m$, интерференция у ножки зуба колеса заведомо отсутствует и проверка не нужна.

Приведённый радиус кривизны в полюсе выводим из формулы $r_{пр} \approx d_2 \sin \alpha / 2 \cos^2 \gamma$.

Если какая-либо проверка дала неудовлетворительные результаты, необходимо, учитывая требования к передаче, пересмотреть основные параметры и провести расчёт заново.

Г Л А В А 2

ВИДЫ ПОВРЕЖДЕНИЙ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Прежде чем рассчитывать какие-либо детали с целью определения главных параметров для дальнейшего проектирования, необходимо выяснить, какие виды повреждений и отказов наиболее характерны для них, в каких условиях они работают, какие нагрузки на них действуют, выбрать критерии расчёта и затем уже непосредственно методы расчёта.

2.1 Виды повреждений и отказов червячных редукторов

Анализ причин выхода из строя различных элементов редукторов общего назначения показывает, что отказы из-за повреждений в зацеплениях составляют 40...60% от общего числа отказов [48].

Какие же повреждения зубьев передач встречаются на практике? Наиболее часто причиной выхода из строя червячных передач является износ зубьев колёс, который приводит к изменению формы зубьев, к их заострению, ослаблению сечения и соответственно уменьшению прочности. Потом происходит смятие, срез зубьев или же после 1 500 часов работы поломка изношенного зуба (рис. 2.1) [49].

В червячных колесах из мягких материалов возможна пластическая деформация рабочих поверхностей зубьев. Для быстроходных и нагруженных передач одним из повреждений зубьев может быть заедание, которое обычно происходит при повышенном тепловыделении в зоне контакта из-за больших нагрузок и скоростей скольжения. Оно наиболее опасно для колёс из твёрдых бронз и чугунов, происходит обычно в ярко выраженной форме с сильными повреждениями рабочих поверхностей.

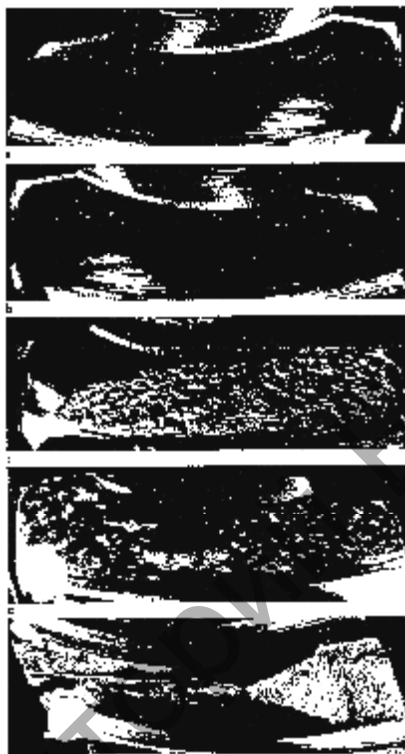


Рисунок 2.1 — Типичное развитие повреждения зуба червячного колеса [49]

У колёс из мягких материалов заедание наблюдается в виде намазывания мягкого материала колеса (бронзы, латуни) на витки червяка.

Контактная прочность рабочих поверхностей червячного колеса является важным условием работоспособности передачи, определяющим сопротивляемость поверхностных слоёв материала зубьев контактным напряжениям. В настоящее время различают два вида контактных разрушений материала колёс: выкрашивание и отслаивание. Выкрашивание характеризуется

небольшими углублениями в виде оспинок на поверхностях зубьев, которые постепенно увеличиваются и превращаются в раковины. Оно может быть ограниченным или прогрессирующим. Опасность представляет только прогрессивное выкрашивание. Ограниченное выкрашивание часто появляется в процессе приработки передачи, а по мере приработочного износа и увеличения пятна контакта оно может прекратиться. Усталостное выкрашивание наблюдается преимущественно у зубьев червячных колёс из стойких к заеданию бронз, например, бронз с высоким содержанием олова.

Износ зубьев червячных колёс в отдельных случаях может происходить из-за недостаточной чистоты масла. Иногда червячные редукторы не подвергают предварительной обкатке, чтобы зубья червячного колеса и червяка приработались. И в этом случае частички металла, образующиеся в процессе обкатки, начинают далее работать как абразивные частички и изнашивают поверхности зубьев червячного колеса и витков червяка. Поэтому необходимо после обкатки (обкатка, как правило, длится 6...12 часов при номинальной нагрузке) масло из редуктора слить, тщательно вычистить внутренние стенки и днище редуктора от остатков грязи и частиц, возникших при приработке, и лишь после этого залить новое чистое масло для дальнейшей эксплуатации редуктора. Последнее время в некоторых редукторах в днище картера ввинчивают магнитные пробки, которые улавливают стальные металлические частицы, образующиеся при износе червяка и других элементов редуктора. Однако эти магниты не могут улавливать частички из цветных металлов (бронз, латуни), которые также способствуют износу зубьев червячного колеса.

В подавляющем большинстве случаев червячные передачи выходят из строя по причине износа зубьев червячного колеса, обусловленного заеданием рабочих поверхностей червячной пары.

Необходимо отметить, что изнашиваются, хотя и в меньшей степени, витки червяка (рис. 2.2).

Заедание может протекать в виде натира, т. е. в мягкой форме, вызывая постепенный износ зубьев, сопровождающийся намазыванием бронзы на зубья червяка [37]. При таком износе червячная

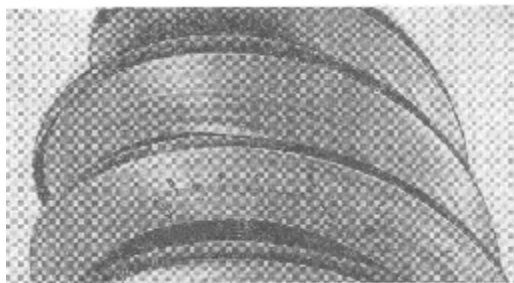


Рисунок 2.2 – Износ витка червяка [37]

передача может работать ещё некоторое время, обусловленное интенсивностью износа зубьев червячного колеса. Однако не исключено, что возникающий в начале работы натир может прекратиться вследствие приработки и увеличения пятна контакта.

Гораздо более тяжёлой формой заедания является задир рабочих поверхностей червячной пары. При задире резко повышается коэффициент трения в зацеплении, и за короткое время может произойти катастрофический износ зубьев колеса, если не снизить нагрузку.

Одним из наиболее опасных видов разрушения червячной передачи является поломка зубьев червячного колеса (или витка червяка — в очень редких случаях), которая может быть вызвана статическими или динамическими перегрузками либо появлением усталостных трещин в результате многократного циклического нагружения (рис. 2.3).

Нагрузочная способность червячной передачи лимитируется изломной прочностью зубьев лишь при числе зубьев колеса выше 80 [28]. При числе зубьев менее 80 поломки обычно происходят лишь после сильного износа.

2.2 Причины повреждения червячных передач

Причину контактных разрушений поверхностей зубьев червячных колёс и витков червяка можно объяснить с позиций теории дислокаций [36].

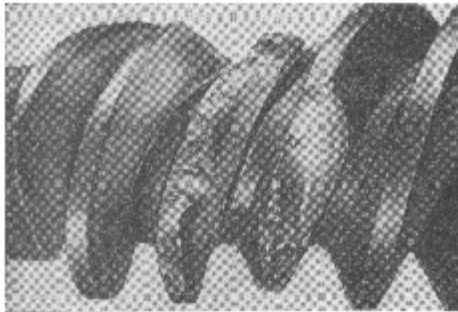
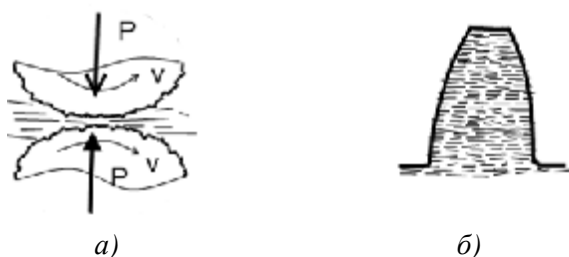


Рисунок 2.3 — Поломка витков червяка [37]

В процессе работы передачи между поверхностями зуба червячного колеса и витком червяка, находящимся под давлением P , имеется промежуточный слой смазки, который сдавливается нагрузкой P . Как известно, согласно теории дислокаций, материал червяка и колеса представляет собой набор дислокаций, состоящих из нескольких молекул, прижатых и удерживающихся между собой молекулярными силами сцепления. Поверхности зуба колеса и витка червяка даже при самой тщательной чистовой обработке не являются идеально гладкими, так как некоторые неровности создают края дислокаций, покрывающих их поверхности. Дислокации можно представить в виде небольших чешуек, спрессованных между собой (рис. 2.4, *a*), но всё же имеющих некоторые углубления, в которые устремляется масло под давлением. Кроме того, дислокации, находящиеся на рабочих поверхностях зубьев колеса и витков червяка, в процессе работы подвергаются циклическому сжатию, что ослабляет межмолекулярные связи между поверхностными и ниже лежащими дислокациями. Одновременно с этим в возникающие щели проникает масло, и впоследствии межмолекулярные силы ослабевают настолько, что дислокации (и особенно части дислокаций, образовавшихся при нарезании зубьев) отрываются, образуя на поверхности оспинки. Вот эти оспинки и являются первыми признаками контактного разрушения. Как видно из приведённого



a — слой смазки между контактными поверхностями,
б — расположение дислокаций в материале зуба колеса

Рисунок 2.4 — Контактное разрушение с точки зрения теории дислокаций

выше краткого анализа, практически имеется очень мало средств, чтобы предотвратить контактное разрушение. Одним из методов некоторого отдаления контактного разрушения может быть наклёп рабочих поверхностей, в результате которого дислокации прижимаются друг к другу теснее, их концы изгибаются, закрывая углубления и щели (рис. 2.4, б), и поэтому для того, чтобы их оторвать, необходимо более интенсивное приложение сил и циклов воздействия.

Для возникновения заедания, помимо больших контактных напряжений, необходимо, чтобы хотя бы на части поверхности контакта было граничное трение, т. е. отсутствовала смазка. Такие случаи возможны при перегрузках, при недостаточной смазке и при значительных динамических нагрузках, возникающих при реверсе передачи, при пуске и остановке. Заедание не наступает, если между сопряжёнными поверхностями устанавливается жидкостное трение, т. е. если они разделены слоем смазки, имеющим устойчивую несущую способность. В этом случае можно ожидать наступление выкрашивания только через определённое время. Возможность создания и поддержания несущего масляного слоя зависит в первую очередь от формы сопрягаемых поверхностей (профилей), величины скорости скольжения и её направления

относительно контактной линии [37]. Гидродинамический масляный слой между рабочими поверхностями зубьев колеса и витков червяка, устойчивый и обладающий высокой грузоподъемностью, может быть лишь в том случае, если составляющая скорости скольжения, перпендикулярная скорости скольжения, будет достаточно велика. Чем ближе к 90° угол δ между направлением скорости скольжения $V_{ск}$ и контактной линией $a-a$ (рис. 2.5), тем лучше условия для создания гидродинамической смазки между рабочими поверхностями. В червячных передачах, в отличие от прямозубых зубчатых передач, где всегда угол δ равен 90° , направление скорости скольжения по отношению к контактной линии не всегда равно 90° .

Рассмотрим различные фазы зацепления с нанесёнными соответственно контактными линиями (рис. 2.6), при этом условно вектор скорости скольжения смещён в плоскость чертежа. Видно, что угол между проекциями скорости скольжения и контактной линией сравнительно мал, что соответствует неблагоприятным условиям смазки. Неблагоприятное влияние на условия гидродинамической смазки оказывает также и значительная кривизна сопрягаемых поверхностей [37]. Теоретический анализ положения вектора скорости скольжения относительно контактной линии показал, что имеются точки, в которых угол δ равен 0, т. е. условия для создания гидродинамической смазки отсутствуют.

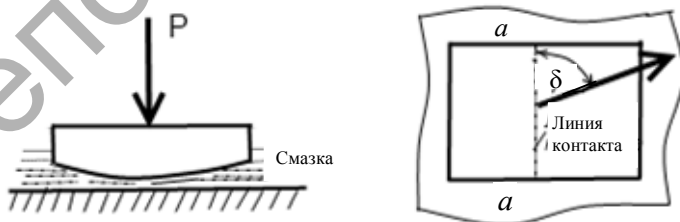


Рисунок 2.5 — Условие устойчивости гидродинамического слоя смазки в контакте между поверхностью зуба червячного колеса и витком червяка

При этом в связи с тем, что скорости в этих точках имеют большую величину, возникают значительные силы трения, способствующие возникновению задира. Как видим (рис. 2.6), зоны с нулевым углом δ расположены на стороне выхода червяка из зацепления. Именно здесь начинается интенсивный задр, который затем распространяется на всю рабочую поверхность зуба колеса [18].

Наиболее благоприятной зоной контакта является часть зуба колеса со стороны выхода червяка из зацепления. При этом угол δ имеет наибольшую величину, следовательно, условия для гидродинамической смазки здесь наиболее благоприятные.

С целью уменьшения процессов заедания и задира подбирают материалы с хорошими противозадирными свойствами (например, для венцов червячных колёс применяют высокооловянистые бронзы), применяют масла (в основном синтетические) с хорошими противозадирными свойствами.

Для улучшения гидродинамических условий контакта в цилиндрических червячных передачах используют различные конструктивные и технологические усовершенствования. Например, на ободе колеса удаляется входная и несколько подрезается выходная часть обода с наиболее опасной в отношении задира зоной (рис. 2.7) [37]. Такая и подобные ей формы обода колеса

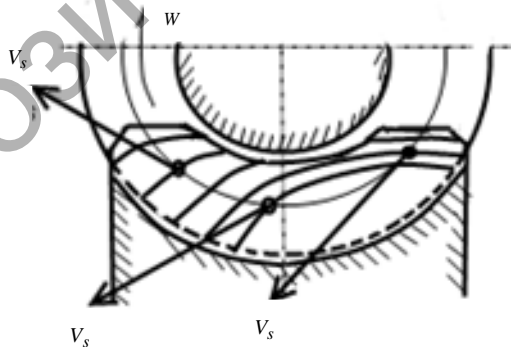


Рисунок 2.6 — Положение вектора скорости скольжения в контакте зуба червячного колеса и витка червяка

(рис. 2.8 и 2.9) при малых числах зубьев червячных колёс и при относительно больших модулях позволяют применять для червячных колёс дешёвый серый чугун.

Проведённые испытания показали, что чугунные червячные колёса в паре с червяком из мягкой стали ($HB < 350$) вполне успешно работают при скоростях скольжения $V_{ск} \leq 4 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ и при напряжениях, допускаемых для оловянистой бронзы БрОФ10.1.

Так как чугун прочнее бронзы, то, несмотря на удаление больших участков зубьев колеса, уменьшение допустимой нагрузки по излому в модернизированном ободе не происходит.

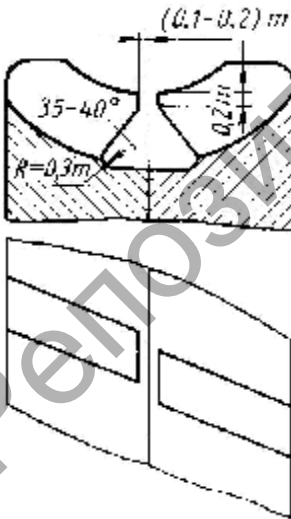


Рисунок 2.8 — Форма обода червячного колеса при малом числе зубьев [37]

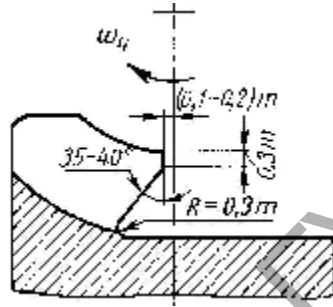


Рисунок 2.7 — Конструктивное усовершенствование червячного колеса [37]

Значительно больший эффект в части улучшения противозадирной стойкости червячных передач без снижения несущей способности был получен применением предложенной Г. Ниманном [58] вогнутой формы витков червяка и выпуклой — зубьев колеса.

Геометрия подобной червячной передачи была рационализована Ф. Л. Литвиным [24]. Можно показать (рис. 2.10) и контактные линии на зубе червячного колеса с червяком, выполненным по конструкции Г. Ниманна. Углы δ в этом зацеплении между вектором скорости скольжения и контактной линией практически во всех положениях достаточно велики.

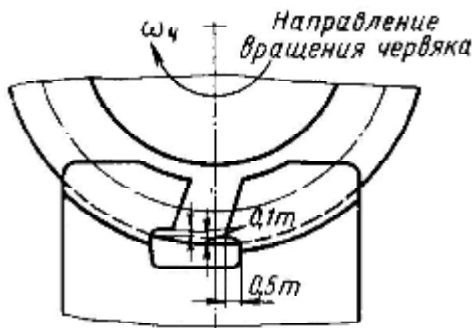


Рисунок 2.9 — Червячное колесо из серого чугуна [37]

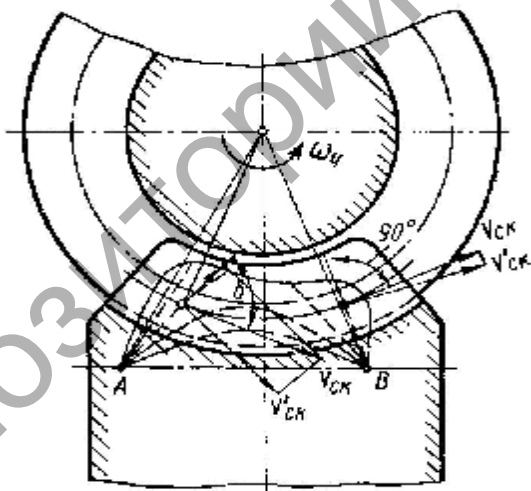


Рисунок 2.10 — Контактные линии на зубе червячного колеса с червяком по конструкции Г. Ниманна [58]

Вследствие этого будут достаточными условия для гидродинамической смазки, и задиры будут отсутствовать.

Важным вопросом при выборе редуктора для определённых условий работы является выбор критерия работоспособности и расчёта редуктора. Именно от условий будущей работы зависят технические требования к редуктору и критерий его работоспособности. Если по условиям работы необходимо передавать значительные по величине нагрузки, то обязательным требованием к редуктору будет прочность его элементов. Если к тому же на выходе редуктора будет достаточно точный механизм, то редуктор должен обладать повышенной точностью. А если же редуктор должен работать в условиях реверса, то добавляется требование малых свободных ходов. В некоторых случаях имеются определённые требования в отношении шумности и виброактивности редукторов. В ответственных машинах и механизмах очень важным является обеспечение высокой надёжности редуктора. В зависимости от этих требований складываются соответствующие требования к работоспособности редуктора.

Работоспособность редукторов характеризуется прочностными, точностными и функциональными критериями, которые взаимно связаны между собой и, в свою очередь, зависят от ряда параметров [6]. Точностные и функциональные критерии зависят от сумм первичных ошибок передачи. В процессе эксплуатации некоторые из этих первичных ошибок из-за износа изменяют свою первоначальную величину, вызывая тем самым изменение точностных и функциональных критериев. В процессе эксплуатации из-за скольжения рабочих поверхностей зубьев колеса и витков червяка происходит постепенное изнашивание зубьев, приводящее к изменению их профиля и толщины, увеличению бокового зазора в передаче и зазоров в опорах; последние приводят к перекоосу оси передачи и изменению геометрии зацепления. Все эти изменения по-разному влияют на точностные и функциональные критерии. При небольших величинах износа, как показывает практика и испытания, первичные ошибки выравниваются и даже уменьшаются, что благоприятно сказывается на кинематической точности, плавности передачи. Приработка и обкатка червячной передачи улучшают контакт зубьев с витками червяка.

И совершенно несущественно изменение первичных ошибок влияет на тепловыделение в передаче. При значительных величинах износа зубьев и опор эти критерии начинают изменяться, однако прямой функциональной связи между ними и параметрами изнашивания не установлено. Поэтому, несмотря на то, что кинематическая точность, плавность вращения, контакт зубьев, момент сопротивления и тепловое излучение являются показателями качества червячной передачи, они не могут быть использованы в качестве критериев работоспособности при расчётах, прогнозировании и испытании червячных редукторов.

Наиболее чувствительными к изнашиванию являются критерии свободного хода, вибрации и шума, которые достаточно сильно зависят от первичных ошибок передачи, изменяющихся в процессе эксплуатации. Из-за износа элементов передачи функционально увеличивается свободный ход, который складывается из бокового зазора в передаче, зазоров в опорах, а также из упругих деформаций элементов передачи. Процесс изнашивания является постепенным процессом, поэтому увеличение бокового зазора в передаче и зазоров в опорах, а, следовательно, свободного хода передачи также происходит постепенно. Величина свободного хода редуктора в отличие от такого показателя, как износостойкость, представляет собой комплексный показатель, отражающий процесс изнашивания всех элементов редуктора во взаимосвязи.

Вибрация и шум представляют собой критерии, оценивающие сложный спектр колебаний, возникающих во время эксплуатации из-за геометрических погрешностей элементов передачи и режимов её работы. Вибрация и шум могут служить не только показателями для оценки качества редуктора, но с их помощью можно прогнозировать надёжность редуктора при испытаниях и эксплуатации. Эти критерии, наряду с критерием свободного хода, достаточно перспективны для разработки систем диагностики редукторов.

Прочность червячных передач характеризуется тремя критериями: износостойкостью, изгибной и контактной прочностью зубьев червячных колёс. Износостойкость является одним из главных критериев работоспособности червячных передач. Износ червячных передач, как было показано выше, проявляется в виде уменьшения толщины зуба червячного колеса

и витка червяка при абразивном износе, в виде заедания и зади-
ров при контактном выкрашивании, если между поверхностями
зубьев колеса и витками червяка имеется масляный промежу-
точный слой. В последнем случае для червячных передач, рабо-
тающих в условиях жидкой смазки, критерием работоспособно-
сти является контактная прочность поверхностей зубьев колёс
и витков червяка. Для весьма нагруженных передач и мелко-
модульных передач с большим числом зубьев червячных колёс
важным критерием работоспособности является изгибная проч-
ность зубьев червячных колёс.

В соответствии с критериями работоспособности червячных
передач, очевидно, было бы неплохо иметь точные методы
расчёта червячных передач. Однако на самом деле это не так.

В настоящее время разработаны на достаточно высоком уровне
доверия и апробирования следующие виды расчёта червячных
передач: по контактным напряжениям, по напряжениям изгиба, на
перегрузки (по максимальной нагрузке), на заедание и задиры,
свободного хода червячной передачи, тепловой расчёт.

ГЛАВА 3
ГЛОБОИДНЫЕ ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1 Общие сведения о зацеплении червячной глобоидной передачи

В червячных передачах с глобоидными червяками (обычно называемых червячными глобоидными или просто глобоидными передачами) глободом является начальная поверхность червяка. Поверхность глобоида (тора) образуется путём вращения вокруг оси червяка дуги окружности радиуса $0,5d_2$ (рис. 3.1), где d_2 — расчётный диаметр червячного глобоидного колеса.

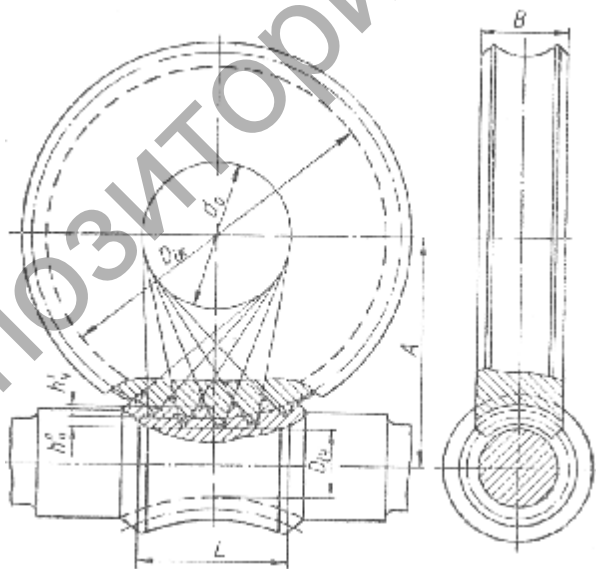


Рисунок 3.1 — Червячная глобоидная передача

Вследствие повышенной стойкости в отношении заедания глобоидных червячных пар несущая способность их больше, чем у обычных червячных передач с цилиндрическими червяками тех же размеров и материалов. При одинаковой нагрузке размеры и масса глобоидной передачи получаются меньшими, чем у обычной червячной передачи с цилиндрическим червяком, соответственно уменьшается и расход цветного материала (бронзы, латуни и т. п.) для венцов червячных колёс.

Формы рабочих поверхностей глобоидных передач отличаются разнообразием, но наиболее распространены ортогональные передачи.

Поверхность зуба колеса глобоидной червячной передачи формируется в процессе обкатки при движении червяка относительно колеса как сопряженная червяку. Режущие кромки инструмента в процессе своего относительного движения воспроизводят рабочую поверхность глобоидного червяка.

С целью установления особенностей глобоидной передачи и её несущей способности рассмотрим вначале зацепление классической глобоидной передачи (см. рис. 3.1).

Форма глобоидного колеса (рис. 3.2) имеет характерный «перелом» поверхности, совпадающий со средней плоскостью колеса. Рабочим участком поверхности зуба является обкатная

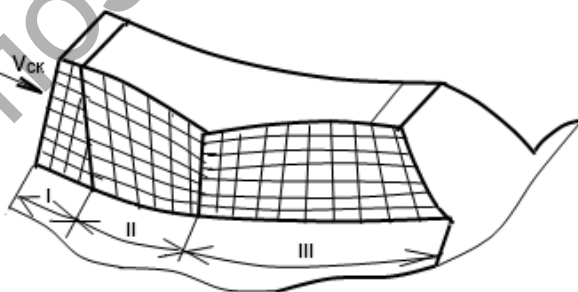


Рисунок 3.2 — Форма зуба червячного колеса классической глобоидной передачи [37]

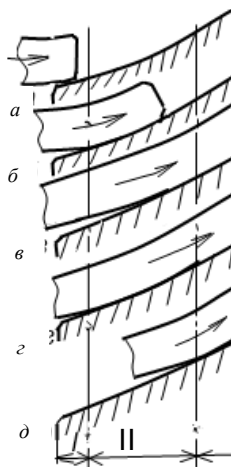


Рисунок 3.3 — Схема процесса зацепления зубьев колеса с витком червяка классической глобоидной передачи [37]

зона II, расположенная на входной его половине и несколько утопленная в тело зуба по сравнению с подрезными зонами I и III.

Рассмотрим процесс зацепления зубьев колеса с витками червяка [37]. В начале зацепления контакт осуществляется в подрезной зоне I (рис. 3.3, а). Далее первая образующая проходит над обкатной зоной II, не касаясь ее (см. рис. 3.3, б), и попадает в подрезную зону III. Здесь контакт с первой образующей витка возобновляется и продолжается до тех пор, пока эта образующая не выйдет за пределы колеса. Одновременно в подрезной зоне III возникает контакт последующих образующих витка червяка по линии передома и в обкатной зоне (см. рис. 3.3, в, г). Первая линия контакта (по пелелому) остается неподвижной относительно зуба колеса до момента выхода его из зацепления. Вторая линия контакта (в обкатной зоне) смещается к средней плоскости по мере поворота колеса. В горловине глобоида обе контактные линии совпадают (см. рис. 3.3, д).

Теперь представим схему зуба червячного глобоидного колеса (рис. 3.4). Первая линия контакта *a*, лежащая в средней плоскости передачи, имеет радиальное направление. След *ae* перемещения этой линии в процессе зацепления (рис. 3.5) образует поверхность зацепления постоянного контакта. Линии *e*, *d*, *c*, *b* (см. рис. 3.4) представляют ряд последовательных положений второй контактной линии, направление которой близко к радиальному. Эта контактная линия, перемещаясь по обкатной зоне II, образует вторую поверхность зацепления. Кроме того, в глобоидной передаче имеются еще две поверхности зацепления, полученные при движении первой образующей витка в подрезных зонах I и II (см. рис. 3.5).

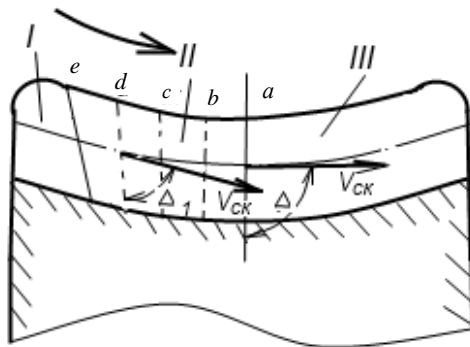
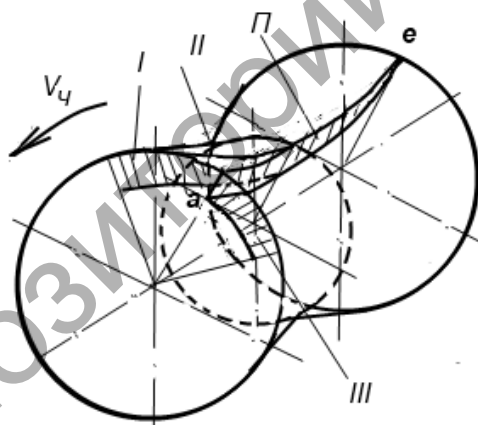


Рисунок 3.4 — Положение контактных линий на зубе червячного колеса классической глобоидной передачи ([37] с изменениями)



$V_{ч}$ — направление вращения, I и III — поверхности зацепления в подрезных зонах, II — поверхность зацепления в обкатной зоне, II — поверхность постоянного контакта

Рисунок 3.5 — Поверхности зацепления классической червячной глобоидной передачи [37]

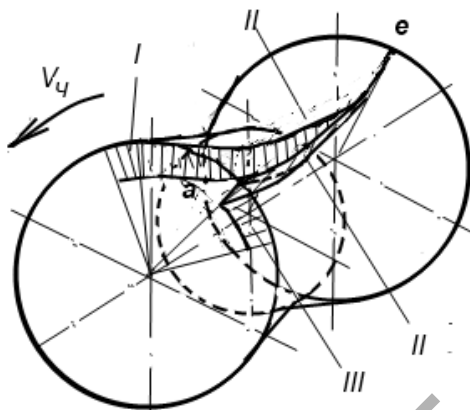
Угол (см. рис. 3.5) между любой из контактных линий на поверхности червячного колеса и направлением скорости скольжения $V_{ск}$ в глобоидной передаче близок к 90° . Таким образом, здесь имеется первое из необходимых условий для образования гидродинамического масляного клина между трущимися поверхностями. Вторым условием является соответствующая геометрия поверхностей трения, обеспечивающая достаточно близкое их прилегание и наличие впереди линии контакта сходящего на нет зазора. Очевидно, что это условие выполняется только в обкатной зоне II (см. рис. 3.3 б), где поверхность витка червяка, находящегося впереди его контактирующей образующей, как бы повисает над поверхностью зуба. В подрезных зонах I и III контактные линии после выхода из зацепления первой образующей витка червяка отсутствуют. Поэтому нагрузки эти зоны не несут (см. рис. 3.3, а и в).

Что касается линии контакта по перелому, то происходящий здесь контакт поверхности червяка с острой кромкой зуба делает эту линию неполноценной в отношении контактной прочности. В итоге полноценной по несущей способности оказывается лишь контактная линия в обкатной зоне II.

Наблюдения за эксплуатацией силовых глобоидных передач показали, что у них всегда происходит приработочный износ рабочих поверхностей зубьев колеса и витков червяка. Величина износа в различных зонах зуба колеса не одинакова, что объясняется неравномерностью распределения нагрузки и продолжительности контакта с червяком на отдельных участках зуба.

Особенно интенсивно витки червяка изнашиваются в обкатной зоне, где контакт наиболее нагружен. По мере приработки происходит изменение классической формы глобоидной передачи: линия перелома смещается к выходной части зуба и приобретает неярко выраженный, «размытый» характер, обкатная зона II увеличивается при этом за счёт подрезных зон I и II.

Если рассматривать изменившиеся после приработки поверхности зацепления (рис. 3.6), должно принять как факт, что приработочный износ не носит прогрессивного характера: изменение зон контакта с прекращением приработки также



I и III — поверхности зацепления в подрезных зонах, II — поверхность зацепления в обкатной зоне

Рисунок 3.6 — Поверхности зацепления классической червячной глобоидной передачи, изменившейся после приработки [37]

прекращается. Дальнейший износ, если он вообще будет происходить, протекает без нарушения характера установившихся форм витков и зубьев.

В результате приработки увеличивается продолжительность зацепления и, следовательно, суммарная длина контактных линий в обкатной зоне. Отсюда несущая способность и КПД глобоидной передачи после приработки становится большими, чем в первый момент её работы.

С целью сокращения времени приработки, особенно длительной при повышенной твердости материала червяка и червячного колеса, рекомендуется заранее удалять с рабочих поверхностей витков червяка и зубьев колеса материал, который снимается с них в процессе приработки. В соответствии с характером приработочного износа боковые поверхности витков червяка отклоняются в тело на их концах, т. е. на входе и выходе витки червяка выполняются тоньше, чем в его средней части (рис. 3.7).

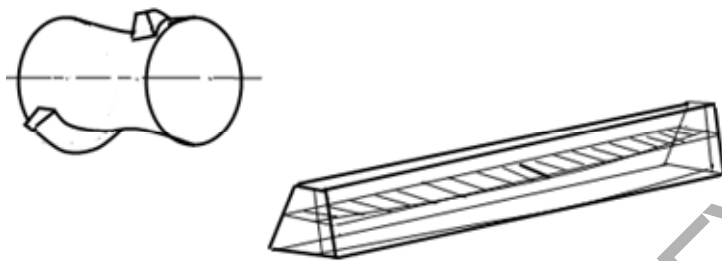
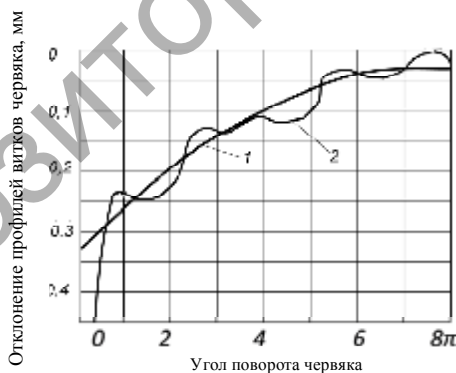


Рисунок 3.7 — Развёртка витка червяка модифицированной червячной глобоидной передачи [37]

В основу величин отклонений на червяке положены исследования износа витков червяка после некоторого времени работы передачи. Пример такого исследования (рис. 3.8) [33] показывает экспериментальную кривую 2 накопленного увеличения Δ_0 шага червяка в результате износа его витков, которая приближенно может быть выражена квадратичной параболой 1.



1 — модифицированный профиль, 2 — профиль, изношенный в процессе приработки

Рисунок 3.8 — Сопоставление отклонений продольных профилей витков червяка от классической формы

Боковым поверхностям зубьев колеса при этом придается форма, более или менее сопряженная виткам червяка. Такая «исправленная» передача, в отличие от классической, носит название модифицированной. Окружной шаг червяка модифицированной передачи по дуге глобоида в осевой плоскости червяка не постоянен, как в случае классической передачи.

После небольшой приработки модифицированной передачи в зацеплении участвуют все зубья колеса, расположенные на дуге обхвата его червяком. Нагрузка на охватываемые червяком зубья колеса распределяется неравномерно. Причиной этому служат неточности зацепления, которые не устраняются приработкой, и осевой сдвиг червяка под нагрузкой из-за деформации подшипников.

Для правильной работы глобоидной передачи имеет большое значение заделка концов витков червяка. Прямая заделка, т. е. такая, при которой входная часть витка заканчивается образующей, совпадающей с линией профиля, нежелательна: виток червяка вступает в зацепление с очередным зубом колеса сразу по всей высоте профиля. Поскольку оба встречающихся элемента не нагружены, а остальные участки зацепления деформированы передаваемой нагрузкой, зацепление начинается с удара, аналогично кромочному удару прямых зубьев. Для борьбы с этим явлением следует применять заделку с продольным фланкированием входной части витков червяка.

При этом удар на входе витков червяка несколько смягчается, хотя и не исчезает полностью, проявляясь в виде волн износа с частотой входа витков зацепления, искажающих кривую естественной модификации витков (см. рис. 3.8).

К числу достоинств модифицированной глобоидной передачи надо отнести и то, что она менее чувствительна, чем классическая, к неточностям изготовления и сборки.

Тепло, выделяющееся в зацеплении глобоидной пары, при относительно небольших ее размерах обычно не может быть полностью отведено путём естественного охлаждения корпуса. Во избежание нарушения теплового баланса и перегрева деталей передачи приходится, как правило, применять для последней искусственное охлаждение такого же типа, как в передачах с цилиндрическими червяками.

Опорные узлы червяка глобоидной передачи нагружены осевой составляющей, равной окружной силе на червячном колесе. Из-за высокой несущей способности глобоидных передач эта осевая составляющая существенно больше, чем в аналогичных по размерам передачах с цилиндрическими червяками. Отсюда возникает необходимость установки на опорах червяка подшипников больших размеров. Шейки вала червяка для посадки подшипников получают при этом сильно увеличенными (в сравнении с остальными размерами передачи).

Помимо обеспечения долговечности подшипников весьма важно сохранить в пределах нормы точность расположения червяка относительно колеса при деформации подшипников и их износе. Для этой цели наилучшей является схема со сдвоенными упорными подшипниками качения, монтируемыми на одном конце вала.

Следует отметить, что упорные подшипники качения в опорах червяка можно применять не всегда. Препятствием служит предельная частота вращения упорных подшипников, обычно меньшая, чем предельная частота вращения червяка. Поэтому в большей степени в производстве применяются радиально-упорные шариковые подшипники с большим углом контакта.

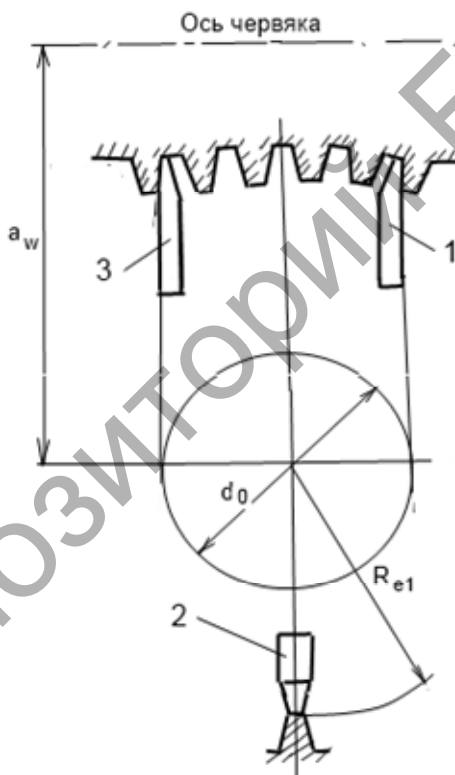
Силы, действующие в зацеплении глобоидной передачи, вызывают высокие напряжения в теле червяка. Хотя поломки червяков из улучшенной стали на практике наблюдаются довольно редко, все-таки проверку тела червяка на выносливость производят.

3.2 Методы изготовления и сборки червячной глобоидной передачи

Нарезание классической глобоидной передачи с прямолинейным профилем в осевом сечении может быть выполнено как на специальных станках, так и на универсальном оборудовании.

Изготовление червяков. Нарезание червяков происходит на зубофрезерном станке. Для этого на столе станка устанавливают трехрезцовую головку, а в инструментальном шпинделе — заготовку червяка.

Трёхрезцовая головка представляет собой плиту с резцодержателями для правого и левого резцов и упором для третьего, так называемого заднего резца (рис. 3.9). Правый и левый резцы обрабатывают боковые стороны витка и поверхность впадин червяка, а задний — поверхность вершин витка. Резцодержатели устанавливаются на плите так, чтобы линии, проходящие через профилирующие режущие кромки правого и левого резцов, были касательными к профильной окружности.



1 — правый резец, 2 — задний резец, 3 — левый резец

Рисунок 3.9 — Схема расположения резцов на резцовой головке

Делительная кинематическая цепь станка налаживается так, чтобы отношение скоростей вращения стола с резцовой головкой и заготовки червяка было равно передаточному числу нарезаемой глобоидной пары.

Подача для предварительной черновой нарезки витков червяка производится постепенным сближением осей инструмента и заготовки до номинального межосевого расстояния (радиальная подача).

Чистовая обработка витков осуществляется при том же межосевом расстоянии путём поворота стола на некоторый угол, поочерёдно в обе стороны, через дифференциал станка (круговая подача). При этом непрерывная стружка снимается всей режущей кромкой резца. Такая технология изготовления позволяет получить шероховатость поверхностей витков червяка в пределах $R_a 0,63$. В серийном производстве для повышения производительности применяются многорезцовые головки.

Конструкция червяка должна быть выполнена с учётом возможности размещения его во фрезерном шпинделе станка. Для вращения червяка при нарезании его витков на цилиндрической поверхности червяка, входящей в шпиндель станка, иногда предусматривается лыска.

Точность станка для нарезания червяков должна удовлетворять требованиям, которые предъявляются к станку при нарезании зубчатых колёс, а именно: колёс 7-й степени точности при нарезании глобоидных червяков повышенной точности; колёс 8-й степени при нарезании глобоидных червяков средней точности.

Для получения необходимых отклонений боковых поверхностей на входной и выходной частях витка червяка модифицированной глобоидной передачи нужно отношение угловых скоростей шпинделя и стола сделать переменными. Необходимое для этого добавочное неравномерное вращение стола зубофрезерного станка корректируют с помощью специального устройства, встраиваемого в кинематическую цепь станка.

Как уже отмечалось выше, при нарезании модифицированных червяков нельзя получить такие поверхности их витков, которые в точности соответствовали бы поверхностям витков, изношенных в процессе приработки (см. рис. 3.9). В связи с этим в первый

период работы даже модифицированные глобоидные червяки претерпевают некоторый приработочный износ. В тех случаях, когда витки червяка после нарезания подвергают закалке или цементации с последующей закалкой, необходимым условием является высокая чистота рабочих поверхностей витков. Для достижения этого витки червяка подвергают шлифованию.

Шлифование витков имеет целью устранить возникающие при их закалке искажения. Кроме того, учитывается то, что шероховатая поверхность витков высокотвердого червяка может привести к чрезмерному износу зубьев колеса в процессе приработки.

Другой метод отделки рабочих поверхностей витков высокотвердого червяка — притирка с применением абразивов. При этом помимо высокой чистоты поверхностей достигается их правильная форма. Применение абразивов в этом случае особенно желательно, так как без них приработочный износ твердых поверхностей витков червяка происходит очень медленно.

Изготовление червячного глобоидного колеса. Нарезание червячного глобоидного колеса при небольших углах подъема витка червяка можно осуществить двухрезцовой «летучкой», а при больших углах подъема — многорезцовой «летучкой», гребёнкой или глобоидной фрезой. При нарезании заготовку колеса устанавливают на столе станка, а «летучку», гребёнку или фрезу — в инструментальном шпинделе.

Нарезание зубьев колеса разделяется на черновое и чистовое, аналогично нарезанию витков червяка. Обычно черновое и чистовое нарезание осуществляют при радиальной подаче, пренебрегая получающимся при этом небольшим подрезом зубьев. В некоторых случаях, когда необходимо полностью избежать подреза зубьев, чистовое нарезание осуществляют с помощью круговой подачи при заданном межосевом расстоянии.

«Летучка», или летучный резец, представляет оправку с закреплёнными на ней двумя или несколькими резцами, каждый из которых профилирует соответствующую ему сторону зуба колеса. Линии, проходящие через профилирующие режущие кромки резцов, должны быть касательными к продольной окружности. Так как всякий зуборезный инструмент, имеющий

ограниченное количество режущих кромок, нарекает зубья с погрешностями в виде огранки на поверхности зубьев колеса, то очевидно, что «летучка» даже с большим количеством резцов не может дать вполне правильной рабочей поверхности зубьев.

Выбор того или иного вида инструмента для предварительного и окончательного нарезания колёс зависит от характера производства и возможностей предприятия по изготовлению инструмента.

Производительность червячных фрез не намного выше производительности двухрезцовых «летучек», так как основная масса металла при нарезании зубьев колеса снимается фрезой наиболее удаленными от горловины фрезы режущими кромками. Средние резцы (зубья) многорезцового инструмента — фрезы — при этом в работе почти не участвуют. Кроме того, червячная фреза — инструмент специальный. В отличие от цилиндрической червячной фрезы каждая червячная глобоидная фреза может нарезать колесо лишь с одним числом зубьев z_2 . Червячные глобоидные фрезы сложны в изготовлении, поэтому применение их рентабельно лишь при серийном и массовом производстве.

Сборка. Сборка глобоидной червячной передачи отличается от сборки передачи с цилиндрическим червяком необходимостью обеспечить достаточно точное совпадение средней плоскости червяка с осевой плоскостью колеса. Установка червяка в правильное положение относительно червячного колеса производится с помощью контрольного вала, замыкающего в этой стадии сборки червячное колесо, и шаблона. Призмы такого шаблона опираются на базовые шейки червяка, а торец одной из призм прижимается к базовому торцу червяка. Правильность положения червяка определяется по зазору между ножом шаблона и базовой шейкой контрольного вала. В этом случае базой служит торец венца колеса, а контрольная шейка шаблона должна касаться высшей точки одной из базовых шеек червяка.

Нормы точности монтажа червячных глобоидных передач (табл. 3.1) необходимо учитывать в производстве.

Для плохо прирабатывающихся червяков с закаленными рабочими поверхностями необходимо назначать более жесткие нормы точности монтажа.

Т а б л и ц а 3.1 — Нормы точности монтажа глобоидных передач

В миллиметрах

Степень точности	Отклонения и допуски	Межосевое расстояние a_w		
		80...160	160...400	400...630
Повышенная	Δa_w	± 25	± 50	± 75
	Δl	± 25	± 50	± 75
	Δx_1	± 60	± 100	± 150
	Δx_2	± 25	± 50	± 75
	Δy	18	30	45
Нормальная	Δa_w	± 45	± 85	± 130
	Δl	± 30	± 65	± 100
	Δx_1	± 150	± 200	± 300
	Δx_2	± 50	± 100	± 150
	Δy	30	45	65

Примечание. Δa_w — предельное отклонение межосевого расстояния, Δl — предельное отклонение средней плоскости червяка, Δx_1 — предельное смещение средней плоскости колеса при $u \geq 20$, Δx_2 — предельное смещение средней плоскости колеса при $u < 20$, Δy — допуск на перекос осей расточки в корпусе (на длине червяка L_1).

Назначая повышенную точность сборки в изготовлении передачи, можно ускорить процесс ее приработки.

При выборе степени точности передачи можно руководствоваться следующими рекомендациями:

1) средняя точность изготовления и сборки принимается для тихоходных и среднескоростных глобоидных передач (например, передач редукторов для транспортеров и конвейеров, лебедок, нажимных устройств прокатных станков и т. п.) и для ответственных передач при единичном и мелкосерийном производстве (при этом приработка их занимает большее время);

2) повышенная точность изготовления и сборки принимается при крупносерийном и массовом производстве ответственных передач (повышенная точность сокращает время приработки).

3.3 Параметры червячной глобоидной передачи. Элементы червяка и червячного колеса

Основные параметры червячных глобоидных передач общего назначения, в которых оси червяка и колеса скрещиваются под прямым углом, стандартизованы [11н].

Межосевое расстояние. Величина межосевого расстояния a_w первоначально определяется из расчёта передачи на прочность. В случае передачи со стандартными параметрами величина a_w округляется по стандарту [11н] в большую или меньшую сторону (последнее, если разница между расчётным и стандартным значением a_w не более 5%). Величины стандартных минимальных значений a_w следующие: 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1 000 [11н].

Ряд межосевых расстояний глобоидных передач соответствует такому ряду мощностей, для которого коэффициент геометрической прогрессии в основном совпадает с коэффициентом геометрической прогрессии ряда мощностей электродвигателей [6н].

Окружной модуль. Унификация режущего инструмента (резцов) по величине окружного модуля m для глобоидных передач нецелесообразна вследствие того, что одним и тем же комплексом резцов можно нарезать передачи с червяками, имеющими одинаковое число витков, но различные величины окружных модулей.

Унификация глобоидных червячных фрез по величине m также малоэффективна, так как не даёт возможности сократить число фрез. В отличие от цилиндрических червячных фрез, с помощью которых можно нарезать червячные колёса в большом диапазоне диаметров, каждая глобоидная фреза предназначается только для одной передачи с заданными значениями a_w , z_1 , z_2 , m и т. д., а это значит, что глобоидная фреза является инструментом не универсальным, а специальным.

Связь окружного модуля с другими величинами определяется зависимостью $m = 2a_w - d_{p1} / z_2 = 2a_w / z_2 + q$, где d_{p1} — расчётный диаметр червяка в горловине глобоида, z_2 — число зубьев червячного колеса, q — коэффициент диаметра червяка, определяемый по формуле $2a_w / m$.

Передаточное число. Номинальное передачное число должно соответствовать значениям стандарта [11н] (табл. 3.2), при этом желательно избегать значений u , заключённых в скобки. Фактическое передачное число $u = z_2 / z_1 = n_1 / n_2$, где n — частота вращения, не должно отличаться от номинального более чем на 4%. При межосевых расстояниях 6,3...630,0 мм не рекомендуется использовать передачное число u , равное 80,0; при a_w , равном 800...1 000, передачные числа u равны 10,0; 11,2.

Отступление от номинальных передачных чисел может потребоваться при индивидуальном и мелкосерийном производстве червячных глобоидных передач с целью назначить число зубьев колеса некратным числу витков червяка. Преимуществом сочетания взаимно простых чисел z_2 и z_1 будет то, что:

1) при нарезании колеса погрешность шага его зубьев не зависит от погрешности деления червячной фрезы на витки, поскольку поверхности зубьев колеса окончательно формируются лишь одним витком фрезы, а остальные витки в процессе чистового резания участия не принимают;

2) при нарезании многovitкового глобоидного червяка или затыловке глобоидной фрезы операция деления на витки заменяется непрерывным делением в процессе обкатки. Относительно высокая точность деления при этом, в сочетании со сравнительно небольшой (как правило) твёрдостью червяков ($HRC \leq 35$), способствует быстрой приработке зацепления,

Т а б л и ц а 3.2 —
Передачные числа
и соответствующие им числа
зубьев

Число зубьев z_1 / z_2	Передачное число u
40/4	(10)
35/3	(11,2)
37/3	12,5
42/3	(14)
48/3	16
35/2	(18)
40/2	20
45/2	(22,4)
50/2	25
56/2	(28)
63/2	31,5
35/1	(35,5)
40/1	40
45/1	(45)
50/1	50
56/1	(56)
63/1	63
71/1	(71)

несмотря на то, что приработочный износ зубьев для улучшения сопряжения витков и зубьев в данном случае бесполезен.

Для специализированного (массового) производства глобоидных червячных передач предполагается применение специального инструмента, оптимального по производительности и точности. В связи с последним здесь отпадают приведённые выше замечания о необходимости отступления от номинальных передаточных чисел для получения взаимно простых значений z_2 и z_1 .

Червяк. Так как окружной модуль m червячной глобоидной передачи не стандартизован, то теряет смысл и нормализация относительной толщины червяка q , вычисляемой по формуле $q = d_{p1} / m = z_1 / \operatorname{tg} \gamma_p$, где γ_p — угол подъёма витка червяка на расчётном глобоиде в средней плоскости колеса.

Необходимость каким-либо способом ограничить выбор толщины червяка обуславливается тем, что при недостаточной его жёсткости стрела прогиба y_T в средней плоскости червяка во время работы передачи под рабочей нагрузкой (в особенности при перегрузках) может получиться недопустимо большой. В этом случае нормальная работа передачи может нарушиться из-за защемления боковыми поверхностями зубьев червяка зубьев червячного колеса.

Условное значение y_T определяется по формуле $y_T = Fl^3 / 48E_1J_1$, где F — радиальная составляющая нагрузки, Н; l — расстояние между опорами червяка, мм, равное $l_1 + l_2$; E_1 — модуль упругости материала червяка, Н·мм⁻², равный $2,15 \cdot 10^5$; J_1 — расчётный момент инерции сечения червяка, см⁴, равный $J_1 \approx 0,05D_{f1}^4$.

Экспериментальное исследование прогибов глобоидного червяка при статическом нагружении показало более сложную картину деформации червяка, чем та, которая получается по расчётной схеме.

Подсчёты условного прогиба червяка y_T , проведённые для удовлетворительно работающих червячных глобоидных редукторов, позволили установить его допустимое значение в долях предельно допустимого отклонения межосевого расстояния Δa_w при сборке редуктора. Условный прогиб y_T для наиболее тонких червяков даже при нагрузке, превышающей нормальную в 2,5 раза, должен быть не более 0,60...0,65% от Δa_w .

Размеры червяка, определённые из условия его жёсткости, проверять по условию прочности не требуется.

Для нестандартной глобоидной передачи удобно задаваться относительной толщиной червяка q . Значения q , при которых величины d_{i1} получаются удовлетворительными по прочности и жёсткости, назначаются в установленных пределах (табл. 3.3).

Поскольку диаметры червячных глобоидных фрез не унифицированы, значение q может быть принято любым в указанных пределах.

Число витков червяка. Для глобоидных червячных передач с межосевым расстоянием a_w , равным 40...630 мм, и различными значениями номинальных передаточных чисел $u_{ном}$ рекомендуются соответствующие сочетания чисел витков червяка z_1 и числа зубьев червячного колеса z_2 (табл. 3.4). Как можно видеть (см. табл. 3.4), номинальные и фактические передаточные числа $u_{ном}$ и $u = z_2/z_1$ в некоторых случаях несколько расходятся.

Следует отметить, что глобоидные червячные передачи с числами витков червяка $z_1 > 2$ встречаются редко, составляя от общего числа глобоидных передач не более 5%.

Высота головки витка червяка h_{a1} , высота ножки витка h_{f1} и радиальный зазор c для стандартной глобоидной передачи можно определить исходя из рекомендуемых стандартом [11н] размеров h и h_{a2} зуба червячного колеса (см. табл. 3.4).

Высота ножки витка червяка h_{f1} определяется формулой $h_{f1} = h - h_{a2}$, где h — рабочая высота зуба колеса (она же равна рабочей высоте витка червяка) — расстояние между окружностью вершин зубьев колеса и окружностью вершин витков червяка, h_{a2} — высота головки зуба колеса. Высота головки витка червяка h_{a1} определяется соотношением $h_{a1} = h - h_{f1} + c$, где c — радиальный зазор (все параметры даны в миллиметрах).

Т а б л и ц а 3.3 — Значения q и соответствующие им значения z_2

z_2	6...40	41...50	51...60	61...100
q	6...8	7...10	8...11	9...13

Т а б л и ц а 3.4 — Зависимость рабочей высоты зуба и высоты головки зуба от межосевого расстояния и числа зубьев червячного колеса

В миллиметрах

Межосевое расстояние a	Число зубьев червячного колеса z_2													
	35...37		40...42		45		49...50		55...56		61...63		67...71	
	h	h_{a2}	h	h_{a2}	h	h_{a2}	h	h_{a2}	h	h_{a2}	h	h_{a2}	h	h_{a2}
100	8,0	3,2	7,0	2,8	6,0	2,5	5,5	2,5	5,0	2,0	4,5	2,0	4,0	1,6
140	11,0	4,5	10,0	4,0	9,0	3,5	8,0	3,2	7,0	2,8	6,0	2,5	5,5	2,2
160	12,0	5,0	11,0	4,5	10,0	4,0	9,0	3,5	8,0	3,0	7,0	8,0	6,0	2,5
180	14,0	5,5	12,0	5,0	11,0	4,5	10,0	4,0	9,0	3,2	8,0	3,0	7,0	2,8
200	16,0	6,0	14,0	5,5	12,0	5,0	11,0	4,5	10,0	3,5	9,0	3,2	8,0	3,0
225	18,0	6,5	16,0	6,0	14,0	5,5	12,0	5,0	11,0	4,0	10,0	3,5	9,0	3,2
250	20,0	7,0	18,0	6,5	16,0	6,0	14,0	5,5	12,0	4,5	11,0	4,0	10,0	3,5
280	22,0	8,0	20,0	7,0	18,0	6,5	16,0	6,0	14,0	5,0	12,0	4,5	11,0	4,0
315	25,0	9,0	22,0	8,0	20,0	7,0	18,0	6,5	16,0	5,5	14,0	5,0	12,0	4,5
355	28,0	10,0	25,0	9,0	22,0	8,0	20,0	7,0	18,0	6,0	16,0	5,5	14,0	5,0
400	32,0	11,0	28,0	10,0	25,0	9,0	22,0	8,0	20,0	6,5	18,0	6,0	16,0	5,5
450	36,0	12,0	32,0	11,0	28,0	10,0	25,0	9,0	22,0	7,0	20,0	6,5	18,0	6,0
500	40,0	13,0	36,0	12,0	32,0	11,0	28,0	10,0	25,0	8,0	22,0	7,0	20,0	6,5
560	45,0	14,0	40,0	13,0	36,0	12,0	32,0	11,0	28,0	9,0	25,0	8,0	22,0	7,0
630	50,0	15,0	45,0	14,0	40,0	13,0	36,0	12,0	32,0	10,0	28,0	9,0	25,0	8,0

По ГОСТ 19650-97 [11н], минимальный радиальный зазор c и минимальный радиус закругления ножек зубьев колеса, ножек и головок витков червяка r_{\min} равны и соответствуют $0,1h$, т. е.

$$c = r_{\min} = 0,1h. \quad (3.1)$$

Для нестандартной передачи полная высота витка червяка определяется по зависимости $h_{a1} + h_{f1} + c = (1,6 - 1,8)m$, высота головки h_{a1} витка червяка — по соотношению $h_{a1} = (0,5 \dots 0,6)h_a$ (все параметры даны в миллиметрах).

Размер головки витков червяка, как для стандартной, так и для нестандартной передачи, принимается большим, чем размер ножки, с расчётом получить витки стального червяка тоньше, чем менее прочные по материалу зубья колеса, изготовленные из цветного сплава или чугуна (рис. 3.10).

Этим путём стремятся сделать равнопрочными витки червяка и зубья колеса. Если сравнить две глобоидные передачи, у которых при одинаковом межосевом расстоянии a_w разные по толщине витки червяка (см. рис. 3.10), можно видеть, что одновременно с уменьшением толщины витков у червяка увеличивается диаметр окружности впадин d_f , т. е. повышается жёсткость тела червяка.

Диаметральные размеры червяка в середине глобоида.

Диаметр расчётной окружности d_{p1} , мм, определяется формулой $d_{p1} = d_f + 2h_{a1} = 2a_w - d_{p2} = qm$, где d_{p2} — диаметр расчётной окружности колеса; диаметр окружности вершин d_{a1} , мм, — соотношением $d_{a1} = d_{p1} + 2h_{a1}$.

Радиальные размеры червяка r_{q1} и r_{f1} , мм, в средней плоскости колеса находятся из выражений: $r_{a1} = a - 0,5d_{a1}$, $r_{f1} = 0,5d_{0,2} + c$.

Угол подъёма витка червяка на расчётном глобоиде λ_p (в различных сечениях, параллельных средней плоскости червяка) есть величина переменная. Значение для угла подъёма λ_{po} витка червяка в середине расчётного глобоида (в средней плоскости колеса) находим из формулы $\operatorname{tg} \lambda_{po} = d_{p2} / id_{p1} = z_1 m / d_{p1}$.

Угол $\lambda_{po} > 36^\circ$ применяется редко, так как даже при небольших передаточных числах такой угол может быть получен лишь при недопустимо малой толщине червяка (см. рис. 3.10).

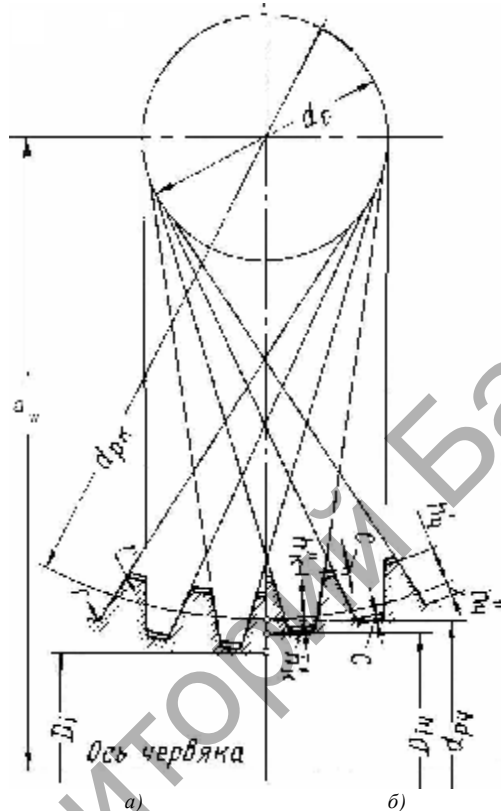


Рисунок 3.10 — Уменьшение толщины витков червяка для повышения прочности зубьев колеса (по Часовникову [37])

Угол обхвата червяка $2\nu_0$ и $2\nu_p$ (см. рис. 1.25). Наибольший теоретически возможный угол $2\nu_0$ обхвата червяком червячного колеса должен соответствовать теоретической длине нарезанной части червяка L_1 , равной диаметру профильной окружности d_2 . Червяки с $L_1 > d_0$ применяются, но сборка такой передачи при беззазорном зацеплении становится затруднительной. Рабочая длина червяка L_1 соответствует действительному (рабочему) углу обхвата $2\nu_p \approx 0,9 \cdot 2\nu_0$. Она определяется числом зубьев колеса z_0 в дуге обхвата червяком

(числом зубьев колеса в расчётной плоскости червяка) между двумя разноименными первыми образующими витка червяка.

Оптимальные значения z_0 равны 3...8 (табл. 3.5). При $z_0 > 8$ из-за неизбежных неточностей осевых шагов червяка и червячного колеса, допущенных при их нарезании, трудно обеспечить одновременное зацепление столь большого числа зубьев колеса с витками червяка, даже после приработки передачи. При $z_0 < 3$ не может быть достигнута достаточная плавность зацепления.

Нетрудно убедиться, что число окружных шагов T_0 в дуге обхвата $2v_p$ на 0,5 больше числа зубьев z_0 , т. е. $T_0 = z_0 + 0,5$. Значение $2v_p$ находится по формуле $2v_p = (360 / z_2) T_0 = 360 / z_2 (z_2 + 0,5) = (z_0 + 0,5)\tau$, где τ — коэффициент угла обхвата, причём $\tau = 2\pi / z_2 \approx \tau_1 + \tau_2$.

Величина теоретического угла обхвата червяка $2v_p$ соответствует теоретической длине червяка L_1 , равной d_0 , и может быть найдена из равенства $\sin v_0 = d_0 / d_{p2}$, где d_{p2} — расчётный диаметр червячного колеса.

В случае нестандартной передачи определение $2v_p$ и $2v_0$ производится в следующей последовательности:

а) задаются предварительным значением $v_p \approx 20^\circ$ и находят ориентировочное значение $T_0 \approx (z_2 / 180) 0,9v_0 = z_2 / 10$;

б) округляют полученную величину T_0 до ближайшего числа из ряда 3,5; 4,5; 5,5; 6,5; 7,5;

в) определяют окончательное значение числа шагов в зацеплении $T_{ок} = T_0 / 0,9$, соответствующее углу $2v_0$;

г) находят окончательное значение $2v_0 = (360 / z_2) T_{ок}$.

В обычных условиях значение $2v_0$ должно укладываться в пределах 36...46°.

Рабочая длина нарезанной части червяка L_1 . Величина L_1 (см. рис. 1.25) проставляется на рабочем чертеже червяка для

Т а б л и ц а 3.5 — Значения чисел витков червяка для чисел зубьев червячного колеса [11н]

z_2	29...40	41...50	51...60	61...105
z_0	4	5	6	7

определения размеров заготовки и определяется по приближённой формуле $L_1 \approx d_{p2} \cdot \sin v$.

За пределами размера L_1 витки червяка должны быть удалены. Места перехода от глобоида к валу обтачиваются на конус с углом у вершины 90° (см. рис. 1.25, переход к диаметру $d_{f1\max}$) и поверхностью, близкой к поверхности витка червяка.

Наибольший диаметр поверхности впадин червяка $d_{f1\max}$, мм, определяется выражением $d_{f1\max} = 2 \left(a - \sqrt{r_{f1}^2 - 0,25L_1^2} \right)$.

Наибольший диаметр вершин червяка $d_{a\text{емax}}$ определяется графически (вычерчиванием).

Для модифицированной передачи рекомендуется величина отклонения винтовой линии витка червяка классической передачи (и, следовательно, фрезы, нарезающей сопряжённое этому червяку колесо). Расчётные величины отклонений Δa_w на входе витка червяка определяются в зависимости от межосевого расстояния a_w и передаточного числа u по формуле $\Delta a_w = (0,3 + 0,034u)10^{-3} a_w$.

Червячное колесо. Рабочую высоту зуба h_2 и головки зуба h_{a2} червячного колеса для передач со стандартными параметрами [1Н] рекомендуется выбирать из таблицы 3.4.

Высота ножки зуба h_{f2} червячного колеса находится по зависимости $h_{f2} = h_{01} + c$, где c — радиальный зазор, определяемый с учётом формулы (3.1).

Для нестандартной передачи полная высота зуба червячного колеса определяется по зависимости $h_2 = h_{a2} + h_{f2} + c = (1,6 \dots 1,8)m$; высота головки h_{a2} зуба червячного колеса — из уравнения $h_{a2} = h_{f1} - c$; размер ножки зуба червячного колеса — из соотношения $h_{f2} = h_{a1} + c$, причём величина h_{a1} определяется как $h_{a1} = (0,5 \dots 0,6)h_1$.

Диаметральные размеры червячного колеса в средней плоскости (см. рис. 3.10). Диаметр расчётной окружности вершин d_{e2} для нестандартных передач определяется по формуле $d_{e2} = d_{p2} + 2h_{a2}$, диаметр окружности впадин — из соотношения $d_{f2} = d_{p2} - 2h_{f2}$.

Диаметр профильной окружности d_0 для передач со стандартными параметрами, согласно стандарту [1Н], следует принимать как $d_0 = a / 1,6$ с округлением до величин 25; 31,5; 40 и далее по ряду межосевых расстояний.

Для глобоидных передач, на которые стандарт не распространяется, диаметр d_0 может быть вычислен по формуле $d_0 = d_{p2} \sin \alpha$.

Наибольший диаметр червячного колеса по вершинам $d_{e2\max}$ определяется графически.

Радиус впадин заготовки венца червячного колеса r_{bu} в осевой плоскости червячного колеса определяется по формуле $r_{bu} \approx 0,53 d_{f1\max}$.

Полученное по этой формуле значение r_{bu} следует округлить в большую сторону до целого числа в мм.

Число зубьев z_2 червячного колеса. Значение z_2 для силовых глобоидных передач по стандарту [11н] рекомендуется принимать в зависимости от межосевого расстояния a_w (см. табл. 3.4).

Минимальное число зубьев червячного колеса $z_{2\min}$, равное 35, установлено исходя из того, что число передающих нагрузку зубьев z_2 в дуге обхвата $2v_p$ колеса червяком (см. рис. 3.10) должно быть не меньше 4. С увеличением a_w рекомендуемые величины $z_{2\min}$ можно повысить, увеличив таким образом z_2 и одновременно избежав слишком значительного снижения величины модуля.

Наибольшее рекомендуемое число зубьев червячного колеса $z_{2\max}$ ограничивается наибольшей величиной z , допустимой по соображениям точности изготовления червячной передачи. В особых случаях для нестандартных передач величина $z_{2\max}$ может значительно превышать рекомендуемое стандартом значение, однако при этом желательно путём сокращения рабочей длины червяка L получать такие величины угла обхвата червяком $2v_p$, при которых величина $z \leq 7$.

Желательно также, чтобы значение z_2 не было кратным числу витков червяка z_1 . Если эта рекомендация выполнена, то в процессе формирования витков червяка и зубьев колеса участвуют попеременно все резцы инструмента. В результате повышается точность изготовления червяков и червячных колёс и снижается стоимость их изготовления.

Ширина червячного колеса. Для передач, охватываемых стандартом, ширину червячного колеса b_{a2} выбирают из таблицы стандарта [11н].

Для нестандартных передач значения $b_{ч2}$ следует устанавливать в пределах

$$b_{ч2} = (0,6 - 0,8)d_{p1}. \quad (3.2)$$

Полученная по формуле (3.2) величина $b_{ч2}$ округляется до целого числа в миллиметрах с окончанием на 0 или 5.

Порядок определения размеров зуба червячного колеса под зубомер, т. е. измерительной толщины зуба в нормальном сечении S_{xn2} и измерительной высоты головки зуба колеса h_{xn2} , следующий:

1) дуговая толщина S_2 в средней плоскости по делительной окружности определяется формулой $S_2 = 0,5\pi m$;

2) центральный угол γ_2 , соответствующий дуге γ_2 , равен отношению $180^\circ / z_2$;

3) измерительная толщина зуба колеса S_{xn2} в нормальном сечении выводится из формулы $S_{xn2} = d_{p2} \sin \gamma/2 \cos \lambda_{p0} = S_{xn2} \cos \lambda_{p0}$, где S_{xn2} — измерительная толщина зуба колеса по делительной окружности в сечении средней плоскостью;

4) измерительная высота головки зуба колеса определяется равенством $h_{xn2} = h_2 + d_{p2} \sin^2 \gamma/4$.

Г Л А В А 4 КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

4.1 Конструкции червячных редукторов

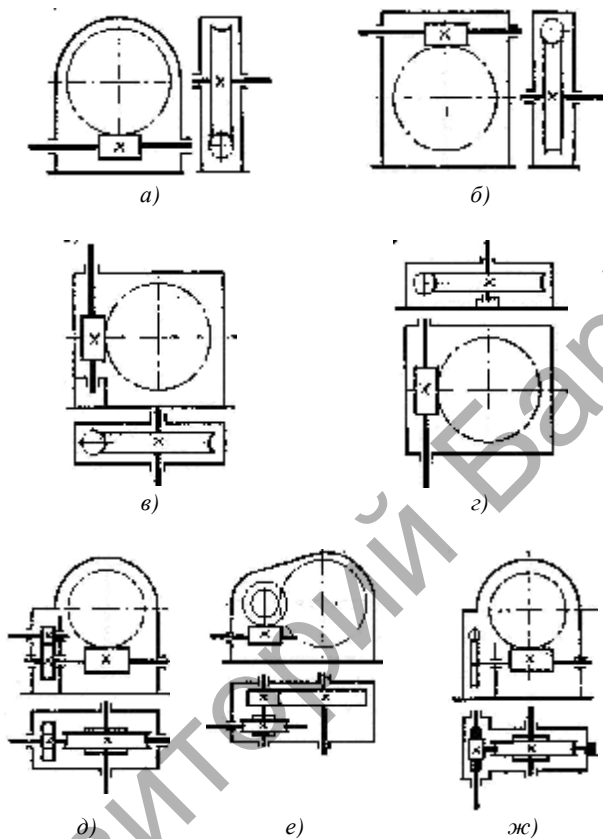
Основные кинематические схемы червячных редукторов позволяют говорить о многообразии типов последних. Например, одноступенчатые редукторы с горизонтальным расположением валов могут быть выполнены с нижним (рис. 4.1, *а*) и верхним (рис. 4.1, *б*) расположением червяка.

Редукторы с нижним расположением червяка, у которого обеспечиваются лучшие условия смазки, рекомендуется использовать при окружных скоростях червяка до $4...5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$. При более высоких скоростях возрастают потери на размешивание масла в картере редуктора, поэтому предпочтительно использовать редукторы с верхним расположением червяка: в них требуются специальные устройства для обеспечения смазкой подшипников червяка.

Редукторы с вертикальным расположением вала червяка (рис. 4.1, *в*) или колеса (рис. 4.1, *г*) применяют сравнительно редко, когда это требуется по условиям компоновки машины, куда встраивается редуктор. Редукторы с вертикальными червяками обычно имеют фланцы для крепления фланцевого электродвигателя на верхней части корпуса. Условия смазки в таком редукторе также неблагоприятны, поэтому требуются специальные вспомогательные устройства для разбрызгивания масла. Однако такой привод занимает меньшую площадь.

Редукторы с вертикальным расположением вала колеса используются для привода вертикальных валов, с уплотнением которых возникает ряд проблем.

Червячные одноступенчатые редукторы применяют при передаточных числах $6,5...60,0$; максимум — $80,0$. Большие передаточные числа возможны, но встречаются в реальных конструкциях крайне редко из-за неблагоприятных компоновок с большими расстояниями между опорами червяка [18].



а — с нижним расположением червяка, *б* — с верхним расположением червяка, *в* — с вертикальным расположением червяка, *г* — с вертикальным расположением червячного колеса, *д* — цилиндрическо-червячный редуктор, *е* — червячно-цилиндрический редуктор, *ж* — двухступенчатый червячный редуктор

Рисунок 4.1 — Кинематические схемы червячных редукторов [18]

Двухступенчатые передачи применяют при больших передаточных числах, причём обычно они бывают комбинированными, т. е. зубчато-червячными. Пределы передаточных чисел цилиндрическо-червячных (рис. 4.1, *д*) и червячно-цилиндрических (рис. 4.1, *е*) передач — 14,60...480,00;

двухступенчатых червячных (рис. 4.1, ж) — 42,25...3 600,00. Из-за низкого КПД не рекомендуется применять редукторы с большими передаточными числами [18].

Передаточные числа зубчатой цилиндрической пары в двухступенчатых редукторах принимают обычно не более шести. В двухступенчатых червячных редукторах (см. рис. 4.1, ж) передаточное число распределяют по ступеням примерно одинаково, несколько меньшее значение принимают для быстроходной пары, что благоприятствует удачной компоновке редуктора, так как получается $a_B \approx a_T$, т. е. межосевое расстояние быстроходной пары составляет примерно половину межосевого расстояния тихоходной пары. При этом целесообразно быстроходную пару выполнять с верхним расположением червяка, а тихоходную — с нижним.

Достоинства червячно-цилиндрических передач по сравнению с цилиндрическо-червячными заключается в более высоком КПД и меньших диаметрах червячного колеса и, следовательно, в экономии цветных сплавов. Для цилиндрическо-червячных редукторов характерны компактность, меньшие скорости скольжения в червячном зацеплении, что позволяет применять более быстроходные электродвигатели. При этом венцы червячных колёс изготавливают из более дешёвых безоловянистых бронз.

Конструкция червячного редуктора определяется следующими особенностями работы и условиями сборки [31]:

- опоры червяка воспринимают весьма значительные осевые нагрузки;
- работа редуктора сопровождается значительным нагревом, и для лучшего охлаждения часто приходится изготавливать корпуса с рёбрами, а иногда — встраивать устройства для принудительного охлаждения;
- сборку червяка с червячным колесом практически осуществляют только сближением в радиальном направлении. Для удобства величина предварительной раздвижки осей должна быть не меньше h по сечению Б—Б (рис. 4.2);
- в процессе сборки сначала необходимо регулировать подшипники, а потом осевое положение червячного колеса, при этом средняя плоскость колеса должна проходить через ось червяка. Правильность регулировки проверяют по пятну

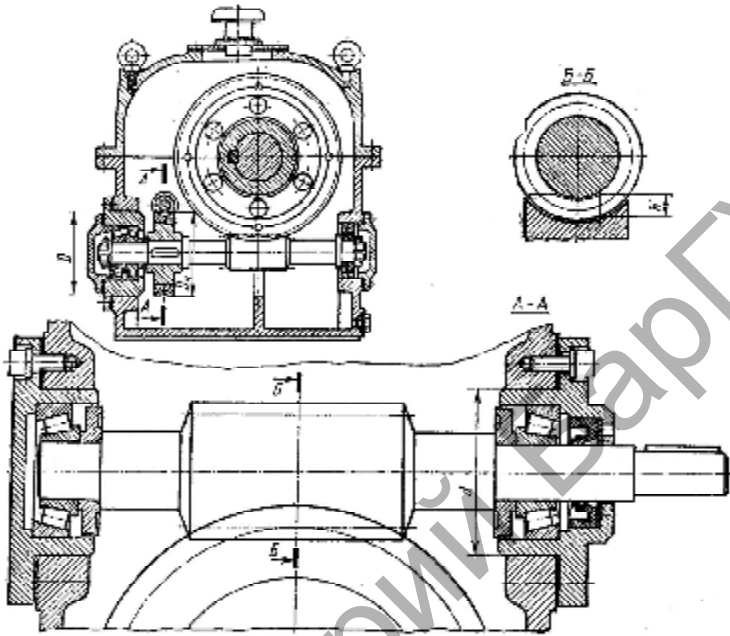


Рисунок 4.2 — Предварительная раздвижка осей при сборке червячного редуктора [18]

контакта. Для осмотра зубьев колеса в корпусе редуктора предусматривают специальные окна, закрываемые крышками;

– в силовых редукторах вал червячного колеса устанавливается на жёстких конических подшипниках, чтобы обеспечить постоянное осевое положение колеса в процессе работы под нагрузкой, несмотря на то что осевые нагрузки могут быть малы и по расчёту можно было бы применять радиальные однорядные шарикоподшипники.

Рассмотрим конструкцию (рис. 4.3) одноступенчатого редуктора с нижним расположением червяка. Разъём в редукторе проходит по горизонтальной плоскости через ось колеса, что создаёт удобства при сборке. Червяк установлен на подшипниках качения, при этом левая опора, состоящая из двух конических подшипников, фиксирует осевое положение вала и воспринимает

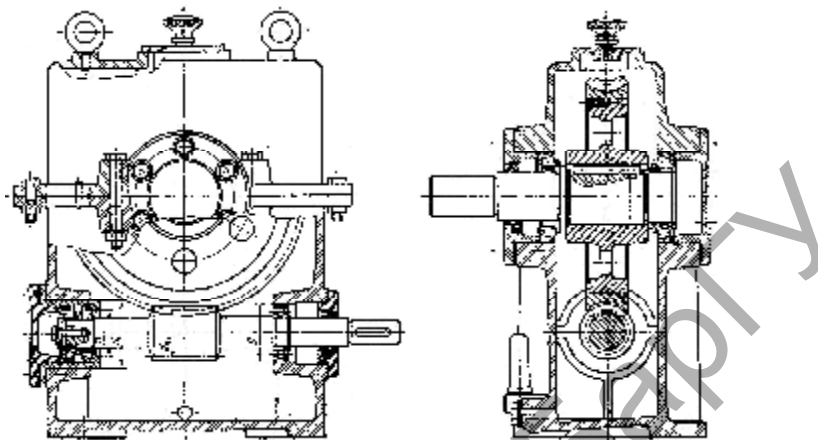


Рисунок 4.3 — Одноступенчатый редуктор с нижним расположением червяка [18]

осевые нагрузки, а правая опора — плавающая. Подобная схема опор червяка применяется при расстояниях между опорами 200...250 мм, а также при использовании конических подшипников с большими углами контакта (если осевые нагрузки являются значительными) [31].

При сборке червяк через отверстия для подшипников вводится в редуктор. Если наружный диаметр червяка больше диаметра отверстия, то радиально-упорные подшипники устанавливаются в стакане, наружный диаметр которого должен быть больше диаметра червяка.

Если же диаметр отверстия под подшипники больше диаметра червяка, то стакан не устанавливается.

Редукторы малых размеров обычно выполняют без разъёма, с боковыми съёмными крышками (рис. 4.4) [39].

Для обеспечения сборки отверстия под центрирующие выступы эти крышки должны несколько превышать наружный диаметр червячного колеса, а общие размеры внутренней полости корпуса должны допускать раздвижение валов червяка и колеса при монтаже и демонтаже.

Если расстояние между опорами червяка невелико (до 200, а иногда до 250 мм) и нет опасности заклинивания подшипников

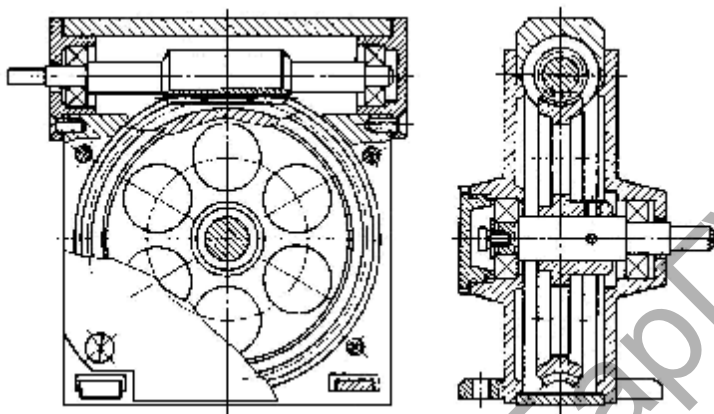


Рисунок 4.4 — Конструкция червячного редуктора с корпусом, выполненным механической обработкой [39]

при нагреве, то опоры выполняют с двумя коническими подшипниками, изготовленными враспор (рис. 4.5, а).

При очень больших осевых нагрузках в фиксирующей опоре вместо двух конических можно применять комбинацию из упорных и радиальных подшипников (рис. 4.5, б).

Такие опоры нежелательны и применяются при ограниченных скоростях (в пределах, допустимых для упорных подшипников по каталогу), если другие типы подшипников не обеспечивают потребный ресурс при приемлемых габаритах.

Радиально-упорные шарикоподшипники в опорах червяков используют редко: при больших скоростях и в других случаях, когда нельзя применить конические подшипники. В опорах колёс силовых передач радиальные и радиально-упорные шарикоподшипники обычно не применяют из-за недостаточной жёсткости первых и большой стоимости вторых.

При проектировании цилиндрическо-червячного редуктора следует обращать особое внимание на условие сборки элементов цилиндрической пары (рис. 4.6). Червяк с закреплёнными на нём подшипниками устанавливают в корпус без зубчатого колеса, последующую посадку которого следует выполнять так, чтобы при этом не были повреждены подшипники.

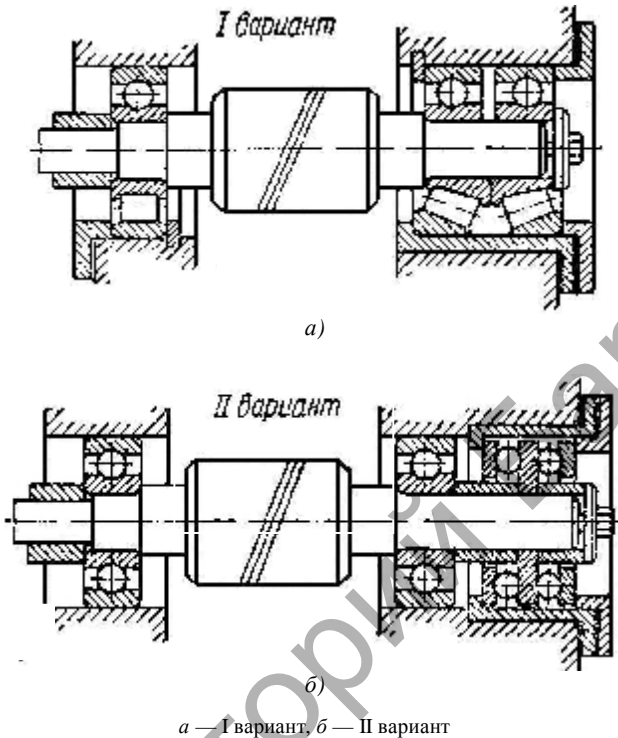


Рисунок 4.5 — Схемы подшипниковых узлов червячных редукторов

Здесь нежелательно применять посадки со значительными натягами. Удобно закреплять колесо на шлицевом участке вала. Вал-шестерню устанавливают в корпус также с заранее закреплёнными на нём подшипниками.

Раздельный монтаж шестерни и колеса возможен, если размеры внутреннего подшипника вала-шестерни невелики и при вводе в корпус он не упирается в зубья колеса (последние не должны перекрывать отверстия под внутренний подшипник) (см. рис. 4.6). Если это условие выполнить нельзя, то монтаж усложняется, так как возникает необходимость вводить в корпус и закреплять одновременно колесо и находящуюся с ним в зацеплении шестерню. Возможны различные конструктивные решения, упрощающие сборку.

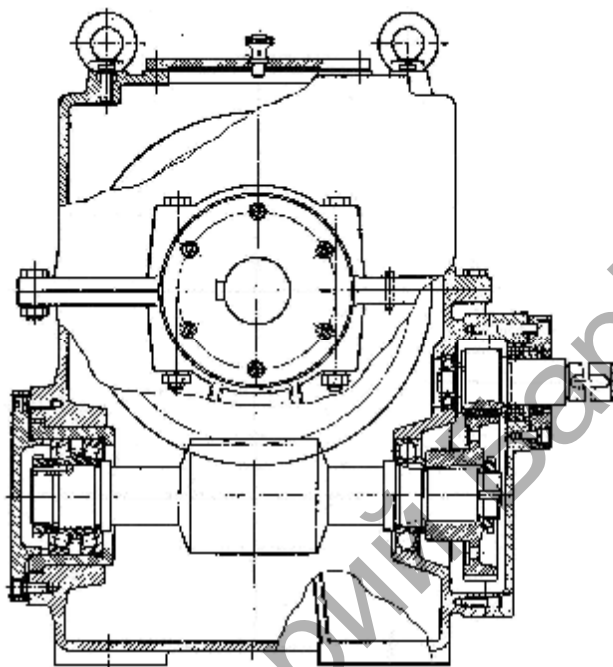


Рисунок 4.6 — Цилиндрическо-червячный редуктор [18]

4.2 Конструкции червяков и червячных колёс

Основные размеры, материал и термообработку червяков и червячных колёс определяют при расчёте и конструировании червячных передач.

По конструкции червяки можно разделить на целые, т. е. выполненные как одно целое с валом (рис. 4.7) [18], и насадные (рис. 4.8) для малых несилловых редукторов [39].

Выбор типа червяка осуществляется из соображений прочности, величины модуля и конструктивных особенностей. При конструировании червяка желательно обеспечить свободный выход инструмента при нарезании витков (см. рис. 4.7, а, б). Такое исполнение не создаёт технологам проблем при выборе метода обработки витков червяка (фрезерование или обработка резцом на

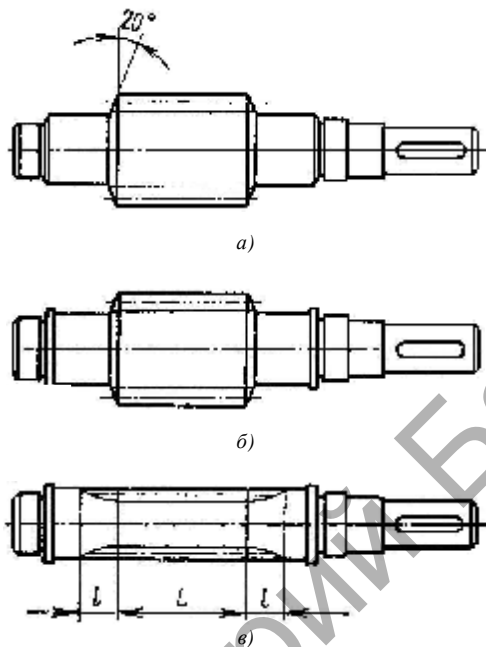


Рисунок 4.7 — Червяк, выполненный как одно целое с валом [18]

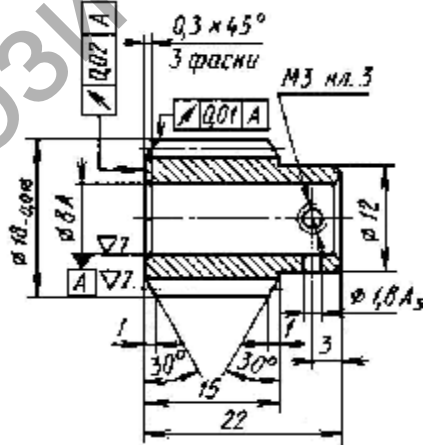


Рисунок 4.8 — Насадной червяк [39]

токарном станке). Кроме того, обеспечивается возможность выхода шлифовального круга при шлифовании.

Концы витков на входе и на выходе необходимо срезать (до толщины более $0,25\ m$) и притупить, так как они при нарезании витков получаются тонкими и острыми и при работе могут шабрить поверхность зубьев колеса. При сравнительно малом диаметре червяка его выполняют как одно целое с валом (см. рис. 4.7, в). При этом по обеим сторонам полной нарезки длины L предусматривают сбеги резьбы для выхода инструмента. Размер L назначается технологом в зависимости от размеров инструмента.

Насадные колеса бывают, главным образом, составные и целые (для мелко модульных приборных редукторов). Составные червячные колеса состоят из ступицы (изготовленной, как правило, из недефицитного и недорогого материала: чугуна, стали) и зубчатого венца, выполненного из антифрикционного материала — обычно из бронзы, латуни или серого чугуна. Составная конструкция червячного колеса позволяет экономить дорогие и дефицитные материалы и сплавы. При единичном и мелкосерийном производствах соединение зубчатого венца со ступицей осуществляют посадкой с гарантированным натягом (H7/r6, H7/p6), усиленной резьбовыми (или гладкими) цилиндрическими шпонками (рис. 4.9); конструкцию и размеры ступицы выполняют по рекомендациям для зубчатых колёс [18].

Резьбовыми шпонками обычно служат стандартные винты с шестигранной головкой, лишние части которых после затяжки обрезают. Количество винтов обычно принимают равным 3...8 (реже 12). В соединениях определённого типа (см. рис. 4.9, а) винты целесообразно ставить с двух сторон в шахматном порядке. Резьбовая шпонка предохраняет не только от окружных, но и от осевых сдвигов. При сверлении отверстия в плоскости сопряжения двух деталей сверло уводит в сторону менее твердой детали. Поэтому, чтобы этого не произошло, центр отверстия смещают в сторону более твердой детали. Если твердость деталей одинакова, например чугун и бронза, то этого смещения можно не делать (см. рис. 4.9, б). При ступице, выполненной из стали, смещение необходимо (см. рис. 4, в). Посадочную поверхность на ступице выполняют с упорным

буртиком (см. рис. 4.9, б) или без буртика (см. рис. 4.9, в).

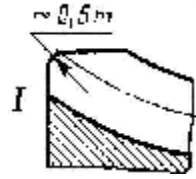
Буртик служит для фиксации относительного положения зубчатого венца и ступицы при запрессовке. Возможные неточности сборки устраняют последующей обработкой поверхностей после сборки.

Углы по краям зубьев колеса притупляют скруглением (см. рис. 4.9, в) или фаской (см. рис. 4.9, з). При производстве фаска предпочтительней.

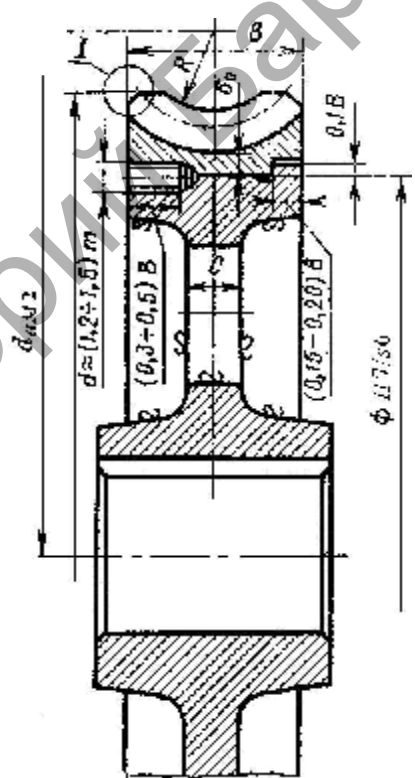
Часто торцы зубьев оформляют соответственно углу обхвата $2\nu_0$ (см. рис. 4.9, б). При этом сокращается несколько длина зуба, но уменьшается возможность скалывания концов зубьев при смещении пятна контакта на край при ошибках в изготовлении и монтаже.

При затруднении выполнения прессовой посадки зубчатого венца на ступицу (обычно при диаметрах $d \geq 400$ мм) применяют болтовое соединение (рис. 4.10).

В серийном и массовом производствах выгодно применять биметаллические конструкции, у которых бронзовый венец наплавлен на ступицу из чугуна или стали (рис. 4.11). Для этого



а)



б)

Рисунок 4.9 — Составные конструкции червячных колёс [18]

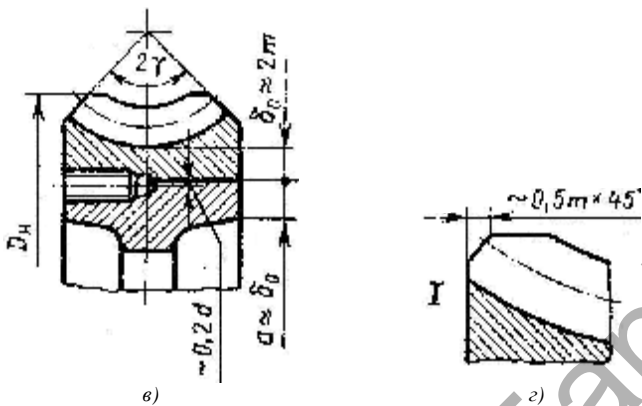


Рисунок 4.9 — Окончание

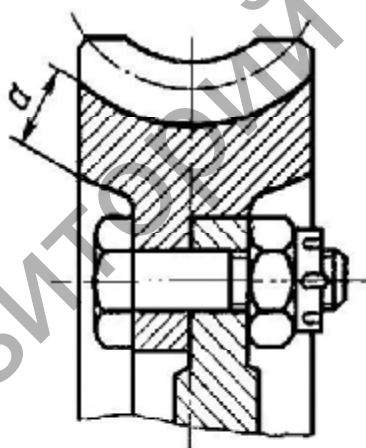


Рисунок 4.10 — Конструкция червячного колеса с болтовым соединением [18]

ступицу, нагретую до $700\text{...}800^\circ\text{C}$, закладывают в кокиль, подогретый до $150\text{...}200^\circ\text{C}$, и заливают расплавленную бронзу. В процессе остывания металлы прочно сцепляются, для повышения надёжности такого соединения на поверхностях сцепления образуют различного рода формы выступов и впадин (см. рис. 4.11, а, б).

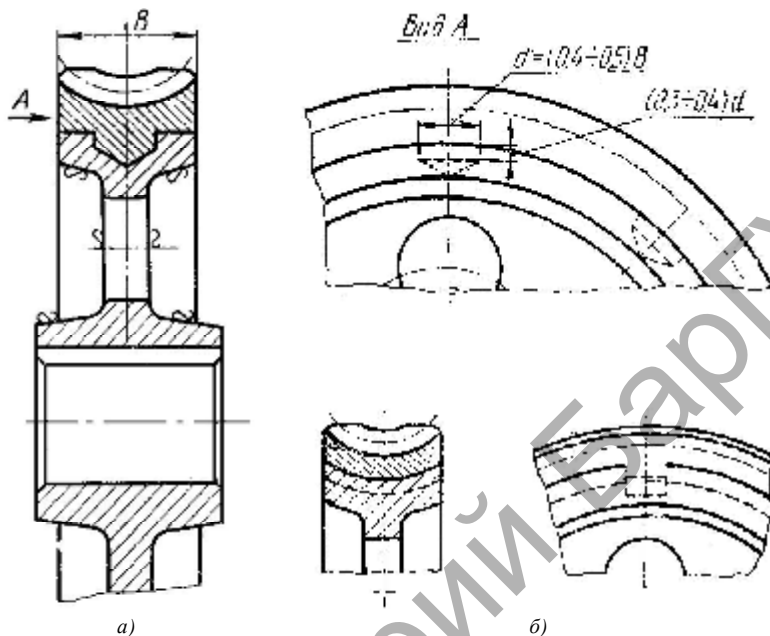


Рисунок 4.11 — Биметаллическая конструкция червячного колеса [18]

Желательно, чтобы выступы увеличивали сцепление как в окружном, так и в осевом направлениях. Конструкция червячного колеса с круглым жёлобом и поперечными канавками (см. рис. 4.11, б) позволяет экономить цветной металл при большом значении B [18].

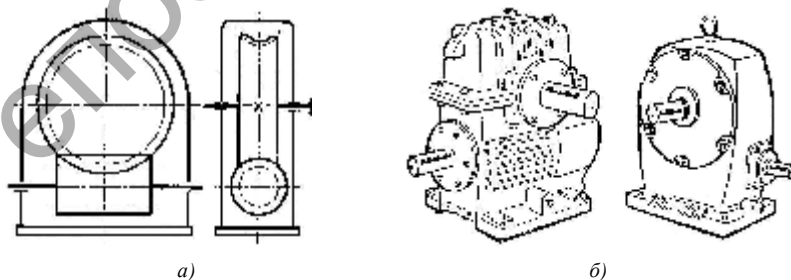
4.3 Конструкция корпусов редукторов

Литой корпус редуктора и его элементы. Корпус редуктора служит для размещения и координации деталей передачи, защиты этих деталей от загрязнения и организации системы смазки. Основным критерием работоспособности корпуса является жёсткость. Нарушение правильности расположения мест валов из-за деформации корпуса под нагрузкой не должно выходить за пределы допустимого.

Корпус редуктора изготавливается в виде разъёмной конструкции, литым из чугуна (наиболее распространена марка СЧ15), стали или сварным (при единичном производстве). Корпус стандартного редуктора (рис. 4.12) имеет горизонтальный разъём по оси вала червячного колеса. Верхняя часть корпуса (крышка) устанавливается для центровки на контрольных штифтах и скрепляется с нижней частью (основанием) болтами. С этой целью в крышке и основании делаются фланцы, толщина которых больше, чем толщина стенок корпуса.

Для облегчения разборки в крышке предусматриваются отжимные болты. С целью повышения жёсткости и увеличения площади охлаждения на крышке и корпусе выполняются рёбра жёсткости.

На боковых стенках корпуса имеются специальные приливы для размещения подшипниковых узлов передачи. Основание корпуса выполняется более массивным, с лапами для крепления редуктора в корпусе машины. В крышке редуктора обязательно предусматриваются окно для заливки масла, закрываемое крышкой или пробкой, и приливы для рым-болтов, служащих для подъёма крышки. У основания корпуса выполняется отверстие с пробкой для слива масла и устанавливается приспособление, контролирующее уровень масла. Для подъёма редуктора на корпусе отливаются крюки. Выбор же основных размеров элементов основания и крышки редуктора должен соответствовать определённым рекомендациям (табл. 4.1).



a — редуктор с разъёмом корпуса по оси вала червячного колеса, *б* — редуктор с неразъёмным корпусом

Рисунок 4.12 — Общий вид корпуса червячного редуктора [18]

Т а б л и ц а 4.1 — Ориентировочные размеры элементов основания и крышки редуктора из чугунного литья (по [27])

Наименование	Обозначение	Определение величины, мм
Толщина стенки основания	δ	$\delta = 0,025a + 4$ мм
Толщина стенки крышки	δ_1	$\delta_1 = 0,02a + 5$ мм
Толщина фланца основания	δ_2	$\delta_2 = 1,5\delta$
Толщина фланца крышки	δ_3	$\delta_3 = 1,5\delta_1$
Толщина рёбер жёсткости в основании	m	$m = 0,8\delta$
Толщина рёбер жёсткости в крышке	m_1	$m_1 = 0,85\delta_1$
Диаметр болтов:		
фундаментальных	d_ϕ	$d_\phi = 0,036a + 12$ мм
у подшипников	d_1	$d_1 = 0,7d_\phi$
соединяющих крышку с основанием	d_2	$d_2 = (0,5...0,6)d_\phi$
крепящих крышку подшипников	d_3	$d_3 = (0,4...0,5)d_\phi$
смотровой крышки	d_4	$d_4 = (0,3...0,4)d_\phi$
рым-болтов	d_p	Выбирается по [13н] в зависимости от веса редуктора
Размеры лап и фланцев крышки	c_1, c_2, D_0	Выбираются в зависимости от диаметра болтов (табл. 4.2)
Расстояние от расточки под подшипники до оси болтов	e	$e = (1...1,2)d_1$
Диаметры приливов под подшипники	D_1, D_2, D_3	Выбираются в зависимости от диаметра подшипниковых узлов
Наименьший зазор между колесом и стенкой корпуса редуктора	a_1	$a_1 = 1,2\delta$
Наименьший зазор между торцами червяка и стенкой корпуса	a_2	$a_2 = \delta$
Количество фундаментных болтов	n	

Корпус редуктора может быть выполнен цельным без разъёма. В этом случае монтаж передач осуществляется через специальные окна, закрываемые крышками. Для установки подшипников в корпусе выполняются приливы. Достоинством такой конструкции является возможность контроля работы редуктора с открытой крышкой.

Корпусы специальных редукторов имеют в большинстве случаев более сложную конструкцию и часто выполняются из стального литья. Их форма зависит от назначения и условий эксплуатации привода, в котором встроен редуктор, от размещения

и типа исполнительного механизма, от кинематической схемы редуктора и других факторов. Основные размеры элементов корпуса специального редуктора (толщины стенок, приливов, рёбер жёсткости и др.) обусловлены рекомендациями (табл. 4.1—4.3).

При равных нагрузках габариты глобоидных передач меньше, чем у передач с цилиндрическими червяками, поэтому для первых характерны большие размеры подшипниковых узлов и устройства для эффективного охлаждения в виде рёбер, радиаторов и вентиляторов. При монтаже глобоидного редуктора после настройки подшипников необходимо регулировать осевое положение червяка и колеса, чтобы добиться совпадения средней плоскости червяка с осью вала колеса. Под нагрузкой правильное осевое положение червяка и червячного колеса не должно нарушаться, поэтому опоры передачи должны быть достаточно жёсткими в осевом направлении. Осевое положение червяка обычно регулируют набором металлических прокладок толщиной 0,05...1,50 мм. Контроль качества сборки производят по пятну контакта.

Т а б л и ц а 4.2 — Размеры лап и фланцев основания и крышки редуктора [27]

Размеры	Болты								
	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M22 M24	M27	M30
$C_{1\min}$	12	13	18	20	24	28	36	38	40
$C_{2\max}$	10	11	14	16	20	24	30	34	35
D_0	15	18	25	28	35	40	45	55	60
$R_{0\max}$	5	5	5	5	8	8	8	10	10
r_{\max}	3	3	3	3	3	5	8	8	8

Т а б л и ц а 4.3 — Ориентировочные размеры элементов основания и крышки из стального литья [27]

Наименование	Обозначение	Расчёт величины, мм
Толщина стенки основания	δ	$\delta = 0,03a + (2,0...3,0)$
Толщина стенки крышки	δ_1	$\delta_1 = (0,7...0,8)\delta$
Толщина фланца основания	δ_2	$\delta_2 = (1,4...1,6)\delta$
Толщина фланца крышки	δ_3	$\delta_3 = (1,3...1,6)\delta_1$
Толщина фланца основания корпуса	p	$p = (2,0...2,4)\delta$
Толщина рёбер жёсткости	t	$t = (0,7...0,8)\delta$

Г Л А В А 5 ИСПЫТАНИЯ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

5.1 Режимы эксплуатации редукторов

Принято считать режим эксплуатации редуктора более тяжёлым, если в течение длительного времени действует нагрузка высокой интенсивности [14]. В действительности это не всегда так. Полнота графика нагрузки (в данном случае — её повышение) не вполне определяет условия работы передачи. Существенной в этом отношении является также степень изменчивости нагрузки [31].

Для проведения испытаний редукторов в условиях, приближённых к эксплуатационным, необходимо определять режимы эксплуатации червячных редукторов общего назначения. Анализ использования червячных редукторов в различных машинах показал, что до 20% редукторов эксплуатируется в непрерывном режиме (S1 по ГОСТ 183-74 [5н]), остальные — в повторно-кратковременных режимах продолжительностью включений (ПВ) — 25, 40, 60% (S3 или S4 по [5н]). Эти данные подтверждены Всесоюзным научно-исследовательским институтом редукторостроения, который провел статистическую обработку информации по применению 400 тыс. шт. червячных редукторов общего назначения за несколько лет [31]. Редукторы можно распределить в процентах по режимам эксплуатации (рис. 5.1).

Продолжительность включений в режимах Л, С, Т, Н

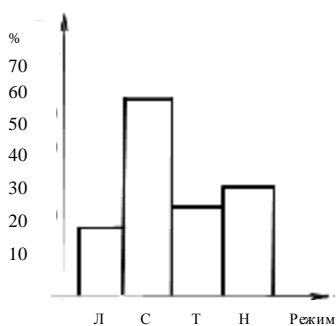


Рисунок 5.1 — Распределение редукторов по режимам эксплуатации

Примечание. Л, С, Т, Н — работы на соответствующих режимах: лёгкий, средний, тяжёлый и непрерывный.

соответственно равна: 15, 25, 40 и 100%. Если сравнивать графики нагрузки и значения ПВ с режимами работы электрических машин, то можно установить, что режим Н соответствует режиму S1, а режимы Л, С, Т — S4. Режим S4 содержит больший диапазон по ПВ (15, 25, 40, 60%) и характеризуется наличием моментов инерции, которые действуют на привод во время пуска и останова с числом включений в час 30...240.

Если учесть, что большая часть редукторов общего назначения эксплуатируется в режимах ПВ с нагрузками от пуска до останова с различным числом включений в час, то можно такой режим отнести к S4.

Для исследовательских испытаний с учётом эксплуатации червячных редукторов рекомендуется режим, заданный графиком (рис. 5.2) [5н].

Время работы червячного редуктора под нагрузкой t_p равно

$$t_p = t_n + t_y + t_b \quad (5.1)$$

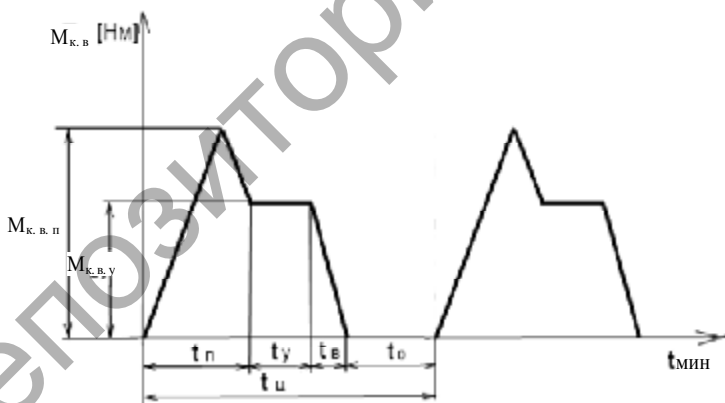


Рисунок 5.2 — Рекомендуемый режим для исследовательских испытаний червячных редукторов

Примечание. $M_{к.в.}$ — величина крутящего момента на выходном валу редуктора, Н · м; $M_{к.в.п.}$, $M_{к.в.у.}$ — величины крутящих моментов на выходном валу редуктора в период пуска и установившегося движения соответственно, Н · м; t — время работы до остановки редуктора; t_n , t_y , t_b , t_o — время пуска, установившегося движения, выбега и останова редуктора соответственно; t_n — время цикла.

Продолжительность включения W [31] определяется выражением

$$W = \frac{t_p}{t_{ц}} 100\%. \quad (5.2)$$

Изменяя время t_0 и $t_{ц}$, можно задать любую продолжительность и число включений в час испытуемого редуктора. Сравнивая ступенчатый график нагрузок (см. рис. 5.1) с графиком (см. рис. 5.2), можно увидеть, что последний значительно упрощён. С одной стороны, он позволяет сделать менее сложной конструкцию испытательного стенда, повысить как его надёжность, так и точность измерения величин нагрузок, КПД и других параметров, получаемых при испытании редуктора. С другой стороны, график нагрузок (см. рис. 5.2) может создать тяжёлый режим нагружения, если все величины t_b суммировать по методу, изложенному в специальной литературе [14], так как полнота графика приближается к типовому режиму нагружения. Определив основные технические характеристики редукторов в этом режиме и назначив их для более лёгких режимов, например, для Л и С, тем самым мы увеличиваем их долговечность.

5.2 Виды испытаний червячных редукторов

Качество изготовления и сборки редукторов гарантируется лишь в том случае, если каждый редуктор серии проходит обкатку под нагрузкой и стендовые заводские испытания, в процессе которых оценивают качество редуктора по определённым объективным показателям. В зависимости от поставленных целей испытания можно разделить на исследовательские, приёмосдаточные, предварительные и приёмочные, эксплуатационные, периодические, аттестационные, типовые.

Целями *исследовательских* испытаний являются выявление дефектов конструкций и разработка направлений их дальнейшего усовершенствования, определение усталостной прочности редуктора, изучение работы редуктора в режиме, приближённом к условиям эксплуатации, проверка прочности при

экстремальных и циклических динамических нагрузках, выбор наиболее рациональных режимов эксплуатации редуктора и т. п. Ресурсные испытания также относятся к исследовательским, причём и те и другие могут быть ускоренными.

Приёмо-сдаточные испытания являются окончательной операцией в технологическом цикле изготовления редукторов и проводятся с целью технического контроля на стендах, установленных рядом со сборкой. Приёмо-сдаточным испытаниям подвергают каждый изготовленный редуктор. Испытываемый редуктор устанавливают на стенде, заполняют маслом, количество и марка которого указаны в паспорте. Рекомендуется совмещать процесс приёмо-сдаточных испытаний и процесс внутренней консервации редуктора. В этом случае тип масла и количество присадки указывают в технических условиях или в специальной инструкции. Редуктор испытывают без нагрузки и под нагрузкой в течение времени, указанного в технических условиях на редуктор. Обычно время испытания без нагрузки составляет 2...3 мин (при вращении в одну и другую сторону), под нагрузкой — 15...30 мин и определяется необходимостью контроля следующих параметров: уровня шума, вибрации, пятна контакта, передаточного отношения для редукторов или частоты вращения вала для мотор-редукторов, течи масла в местах соединений и через уплотнения.

При обнаружении во время испытаний каких-либо дефектов их устраняют, и проверку повторяют в полном объёме. Результаты повтора являются окончательными. На этом первый цикл приёмо-сдаточных испытаний заканчивается, масло из редуктора сливается, и редуктор отправляется на окраску, после которой контролёр отдела технического контроля проверяет внешний вид лакокрасочного покрытия, консервацию редуктора, комплектность поставок. При положительных результатах — заполняют акт о приёмке, входящий в состав технического паспорта на редуктор. Другим видам проверки подвергают только те редукторы, которые прошли приёмо-сдаточные испытания.

Если приёмо-сдаточным испытаниям подвергают каждый изготовленный и собранный редуктор, то **предварительным и приёмочным** — подвергают в основном лишь опытные

образцы, и не реже, чем раз в три года, проводят *периодические* испытания. Целью последних является проверка соответствия параметров редуктора, указанных в техническом паспорте. При внесении в конструкцию или в технологию изготовления каких-либо изменений, влияющих на параметры редуктора, проводят *типовые* испытания, которые необходимы, чтобы оценить целесообразность и эффективность этих изменений по отдельным разделам программы приёмочных испытаний.

Аттестационные испытания проводят с целью оценки качества редукторов, при этом могут использоваться результаты приёмочных или периодических испытаний.

Подвергаемые испытаниям редукторы проверяются и принимаются техническим контролем в соответствии с рабочими чертежами и техническими условиями; покупные изделия должны подвергаться входному контролю на соответствие техническим требованиям предприятия-изготовителя. На основные детали опытных образцов редукторов перед проведением испытаний должны быть составлены паспорта контрольной проверки, в которые вносятся результаты измерений размеров, взаимного расположения посадочных поверхностей и элементов червячного зацепления. Если на детали оговаривается твёрдость поверхностей, то в паспорте должны быть данные о соблюдении режима термообработки. Химический состав материалов валов, червячных колес, червяков должен быть подтвержден сертификатом, а при его отсутствии — актом химического анализа материалов, проведённого при обработке указанных деталей.

Эксплуатационные испытания проводят на установочной серии редукторов в режиме подконтрольной эксплуатации в период гарантийного срока. При таких испытаниях (программа и методика разрабатывается изготовителем) контролируют уровень нагрузки, продолжительность эксплуатации, отсутствие течи масла, удобство монтажа и обслуживания, изменение виброакустических характеристик. В процессе испытаний редукторов определяются и измеряются следующие показатели: крутящий момент на выходном валу редуктора; консольная нагрузка на выходном валу редуктора; передаточное отношение редуктора; температура масла, °С; коэффициент полезного действия; уровень вибрации и шума; удельная материалоемкость;

работоспособность при кратковременных двукратных перегрузках; девяностопроцентный ресурс передачи и подшипников; температура корпуса редуктора, °С; устойчивость к воздействию климатических факторов; эффективность принятого способа смазки; отсутствие течи в подшипниках.

Кроме того, в процессе испытаний оценивается работоспособность подшипниковых узлов, прочность валов, шпоночных и резьбовых соединений и других нагруженных деталей.

5.3 Испытательные стенды для редукторов

Стенды для испытаний червячных редукторов по принципу нагружения можно условно разделить на две группы: 1) с замкнутым потоком мощности; 2) с разомкнутым потоком мощности.

Сущность стендов с замкнутым потоком мощности заключается в том, что два редуктора соединены между собой так, что поток мощности, циркулирующий между ними, образует замкнутую цепь (рис. 5.3).

Один из валов — торсионный, он имеет возможность закручиваться на определенный угол для создания крутящего момента. Вместо торсионного вала может быть использована

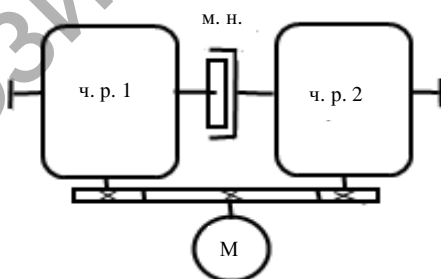


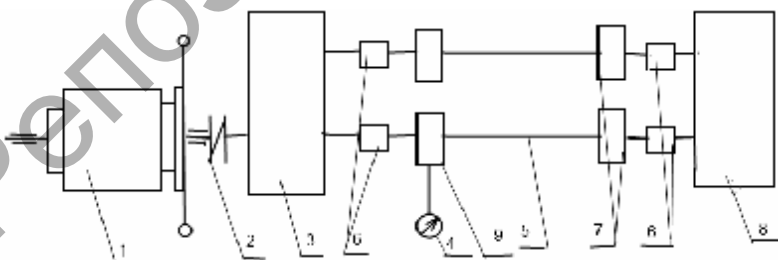
Рисунок 5.3 — Принципиальная схема испытательного стенда с замкнутым потоком мощности

Примечание. Ч. р. 1 и ч. р. 2 — червячные редукторы, м. н. — муфта нагружающая, М — электродвигатель.

нагружающая муфта, соединяющая в редукторах оба конца валов. Величина нагрузки постоянно контролируется специальными устройствами. Для использования схемы (см. рис. 5.3) необходимо, чтобы редукторы имели два выходных конца вала.

Если рассматривать схему стенда для испытания червячных редукторов замкнутым методом (рис. 5.4), обязательно нужно уточнить, что она рассчитана на обкатку и испытание двух червячных редукторов с горизонтальным расположением червячного колеса и выходом его вала вниз. Нагружение замкнутой схемы производится за счёт приложения усилий к корпусам конических вспомогательных редукторов. Для компенсации погрешности при работе испытуемых и конических редукторов вал, соединяющий последние, снабжён шарнирами Гука. Конструкция нагружателя гарантирует равенство углов поворота вспомогательных редукторов, необходимых для обеспечения равномерного вращения, переданного валом.

В качестве нагружателей в стендах с замкнутым контуром мощности могут использоваться, как было показано выше, торсионные валы с устройствами для их закручивания на определенный угол, деформационные муфты, ленточные и колодочные тормоза, специальные нагружатели (дифференциальные, цепные, винтовые, электромеханические, гидравлические), комбинированные системы нагружения. Достаточно подробно системы нагружения и принципиальные особенности конструкций нагружателей описаны в справочнике [27].



1 — баланс-мотор, 2 и 7 — муфты, 3 и 8 — редукторы, 4 — динамомтр, 5 — торсионный вал, 6 — устройство для задания и контроля консольных нагрузок, 9 — муфта нагружения

Рисунок 5.4 — Схема стенда с замкнутым потоком мощности

Стенды с замкнутым контуром в основном применяются для заводских испытаний, так как они экономичны и позволяют одновременно подвергать испытаниям два/четыре редуктора.

Испытательные стенды с замкнутым контуром экономически выгодно применять для обкатки редукторов в заводских условиях. Нагрузка при обкатке устанавливается в зависимости от типа и мощности редуктора и повышается обычно ступенчато. При обкатке рекомендуется доводить нагрузку до номинальной величины при пониженной скорости (25% от номинальной) с последующим плавным увеличением нагрузки. Ориентировочная продолжительность обкатки в зависимости от типа и мощности редуктора составляет 3...20 часов; более точные редукторы требуют увеличения продолжительности этого процесса. При обкатке используется масло, рекомендуемое техническими условиями. Температура масла постоянно контролируется в процессе испытаний с помощью термометра, помещённого внутри корпуса редуктора. Основными показателями удовлетворительной приработки служат установившаяся температура масляной ванны, требуемое пятно контакта на зубьях червячного колеса и витков червяка, отсутствие ударов в зацеплении, требуемый уровень вибрации и шума, отсутствие перегрева подшипниковых узлов, требуемый КПД редуктора.

После приработки редуктор открывают, очищают от продуктов приработки, пыли и масла. Зацепление передачи и подшипники тщательно осматривают. Для оценки качества приработки зацепления измеряют пятна контакта, которые должны соответствовать техническим требованиям и нормам.

После обкатки и приработки переходят к контрольным испытаниям, которые удобно проводить на том же стенде, причём делается это при номинальной скорости, а нагрузку увеличивают ступенчато. Добавим, что испытания при соответствующей ступени нагрузки проводят до достижения постоянной температуры. В журнале испытаний фиксируют температурный режим, нагрузку, частоту вращения, вибрационную и шумовую характеристики.

Очень часто заводские испытания совмещают с контрольными, если это позволяют сделать испытательные стенды.

Схема стенда для испытания червячных редукторов, нагружаемых муфтой с малым проскальзыванием (рис. 5.5) [27], может быть использована для испытаний редукторов с фланцевым креплением приводных электродвигателей, которые получили в последнее время довольно широкое применение. Испытуемые редукторы P1 и P2 вместе с фланцевыми асинхронными двигателями Дв1 и Дв2 устанавливаются на раме стенда и при помощи соединительных муфт подключаются к вспомогательному одноступенчатому редуктору ВР, имеющему передаточное отношение, близкое к единице [27]. На одном из колёс этого редуктора смонтирована многодисковая фрикционная муфта ФМ, момент которой регулируется при помощи рукоятки Н и контролируется индикатором И. Передаточное число вспомогательного редуктора выбирается несколько меньшим единицы, $u = z_2 / z_1 \approx 0,96$, поэтому при работе электродвигателей стенда фрикционная муфта будет проскальзывать. Момент трения в муфте создаёт нагрузку на испытуемые редукторы.

Стенд может работать при испытании самотормозящих и несамотормозящих червячных передач, в том числе — редукторов, находящихся на грани самоторможения (в начале обкатки они могут оказаться самотормозящими, хотя в конце процесса они уже несамотормозящие).

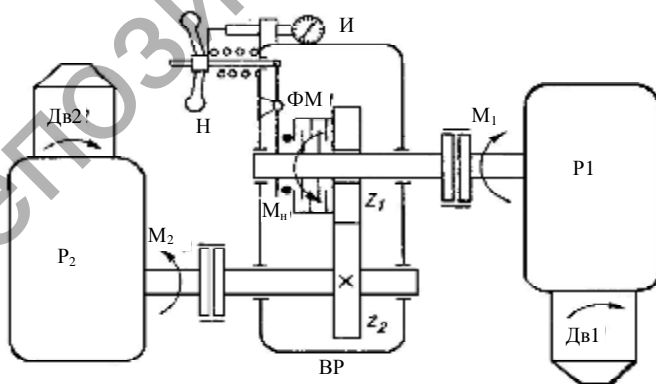


Рисунок 5.5 — Схема стенда с нагружением фрикционной муфтой с малым проскальзыванием [27]

Данная схема (см. рис. 5.5) позволяет не только проводить обкатку редукторов под нагрузкой, но выполнять также контрольные испытания с определением КПД редукторов. Формулы, определяющие КПД, выглядят следующим образом:

$$\eta_p = \frac{M_n}{M_{\text{эл.-дв}} u_{\text{ч.р}}}, \quad \eta_{\text{ч}} = \pm \frac{M_{\text{эл.-дв}} u_{\text{ч.р.}}}{M_n}, \quad (5.3)$$

где M_n — момент на муфте нагружателя, определяемый по показаниям встроенного во вспомогательный редуктор крутильного динамометра;

$M_{\text{эл.-дв}}$ — момент на валу соответствующего электродвигателя, который может быть получен по показаниям щитовых киловаттметров;

$u_{\text{ч.р}}$ — передаточное число испытуемого редуктора.

Знак «плюс» берется для редукторов несамотормозящих, а «минус» — для самотормозящих.

Предложенная схема весьма удобна при проведении испытаний в производственных условиях. При её применении отпадает необходимость в соединении редукторов в замкнутый контур, что значительно упрощает их монтаж и конструкцию стенда. Изменение обкатываемого профиля достигается реверсированием электродвигателей и не требует переналадки нагружателя [27].

Исследовательские испытания проводят в специальных лабораториях на специальных стендах. В зависимости от целей исследований выбирают типы стендов, схемы нагружения, методы измерения нагрузки и других параметров, измерительную и регистрирующую аппаратуру. Применение специальных нагружателей позволяет создавать внезапные значительные по величине перегрузки или вызывать в системе редуктор-стенд вынужденные упругие колебания, сопровождающиеся периодическими динамическими нагрузками, или же создавать нагрузочный режим, близкий к эксплуатационному и изменяющийся по заданной программе.

При исследовательских испытаниях широко используются тензометрические, вибрационные, акустические, теплотрические и другие современные методы измерения показателей работоспособности редукторов.

Наиболее часто для исследовательских испытаний используются стенды с разомкнутым силовым потоком. Сущность разомкнутого метода заключается в том, что вся энергия, развиваемая электродвигателем стенда, проходя через испытуемый редуктор, направляется в нагружающее устройство, где полностью переводится в тепловую энергию.

Разомкнутый метод неэкономичен, так как вся энергия, развиваемая электродвигателем, идёт на преодоление сопротивлений в редукторе и нагрев нагружателя. Для оборудования стенда требуется электродвигатель той же мощности, на которую рассчитан редуктор; для нагружающего устройства — специальное охлаждение.

Однако, несмотря на это, разомкнутый метод имеет те преимущества, что на испытуемом стенде устанавливается один редуктор, а не два и более, как при замкнутом методе. Имеется лёгкий доступ к редуктору при проведении измерений; не накладываются погрешности на измерения, связанные с наличием в испытуемом контуре второго редуктора и других элементов (вспомогательных передач, редукторов и т. п.). Самое же главное преимущество испытательного стенда с разомкнутым потоком мощности — это его универсальность, возможность постановки на испытания самых разнообразных конструкций и типоразмеров редукторов.

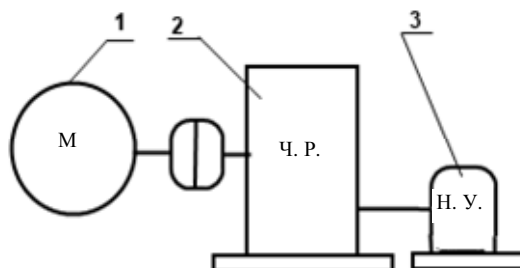
Принципиальная схема испытательного стенда с разомкнутым потоком мощности (рис. 5.6) позволяет увидеть, что электродвигатель 1 стенда при помощи муфты соединён с испытуемым редуктором 2, а ведомый вал последнего тормозится нагружающим устройством 3. При испытаниях разомкнутым методом электродвигатель испытательного стенда должен развивать мощность не менее номинальной мощности редуктора, нагружающее устройство должно быть такой же мощности. КПД редуктора η в этом случае определяется по формуле

$$\eta = \frac{M_2}{uM_1},$$

где M_2 — момент на ведомом валу, Н · м;

u — передаточное число редуктора;

M_1 — момент на ведущем валу, Н · м.



1 — электродвигатель, 2 — червячный редуктор, 3 — нагружающее устройство

Рисунок 5.6 — Принципиальная схема испытательного стенда с разомкнутым потоком мощности

На реальном стенде для испытаний червячных редукторов с разомкнутым контуром (рис. 5.7) приходится измерять момент на двигателе и на ведомом валу редуктора. Существуют различные методы измерения этих величин.

Момент на валу электродвигателя можно определить, измерив мощность, потребляемую из сети электродвигателем, и частоту вращения ротора, и подставить в формулу

$$M_1 = 9550 \frac{P \eta_{\text{эл.-дв}}}{n},$$

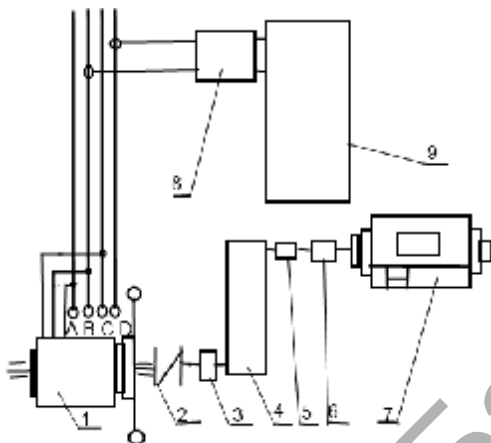
где P — мощность, забираемая двигателем из сети, кВт;

$\eta_{\text{эл.-дв}}$ — коэффициент полезного действия двигателя;

n — частота вращения ротора электродвигателя, мин⁻¹.

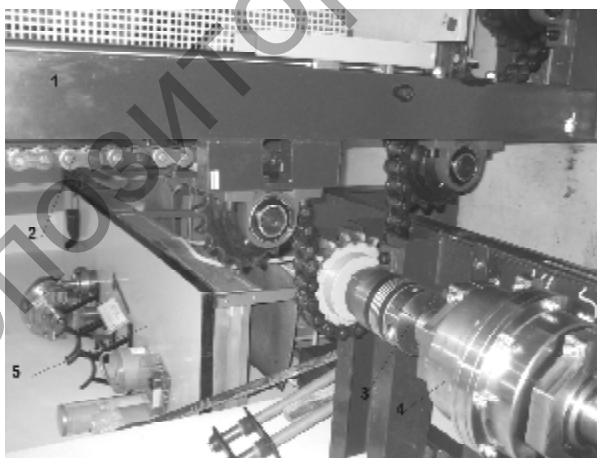
Мощность измеряется различными типами щитовых и самопишущих трёхфазных киловаттметров, а КПД двигателя принимается согласно заводским данным в зависимости от скольжения. Опыт показывает, что такой метод измерения M_1 не следует применять на испытательных стендах для определения КПД редукторов в связи с низкой точностью определения.

Для исследовательских испытаний редукторов был спроектирован и изготовлен стенд (рис. 5.8 и 5.9) [41].



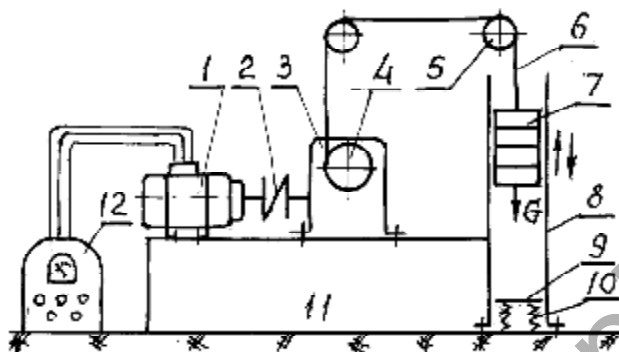
1 — баланс-мотор, 2 и 6 — муфты, 3 и 5 —
устройства для задания и контроля консольных
нагрузок, 4 — редуктор, 7 — тормоз типа ТПМ, 8 —
стабилизатор напряжения, 9 — выпрямитель

Рисунок 5.7 — Стенд для испытаний червячных
редукторов с разомкнутым потоком мощности



1 — рама стенда, 2 — цепь, 3 — муфта, 4 — редуктор червячный
(испытываемый), 5 — пульт управления

Рисунок 5.8 — Стенд для испытаний червячных редукторов



1 — электродвигатель, 2 — муфта, 3 — червячный редуктор (испытываемый), 4 — барабан, 5 — блок, 6 — цепь, 7 — груз, 8 — ограждение, 9 — демпфер, 10 — пружина, 11 — станина, 12 — пульт управления

Рисунок 5.9 — Схема стенда для испытаний червячных редукторов

На выходном валу редуктора (см. рис. 5.9) закреплена звёздочка 4 с накинута на неё цепью, проходящей через звёздочки-блоки 5, на конце цепи закреплён груз 7. Он постоянно движется вверх-вниз в ограждении 8 по направляющим (на схеме не изображены) и таким образом нагружает выходной вал испытуемого редуктора. Для смягчения ударов по основанию корпуса 8 служит демпфер 9 с пружинами 10.

Управление стендом производится от пульта 12 в соответствии с заранее составленной программой нагружения, включающей реверс, пуски и остановки редуктора, он также фиксирует количество оборотов выходного вала редуктора, которое не может превышать 2...3.

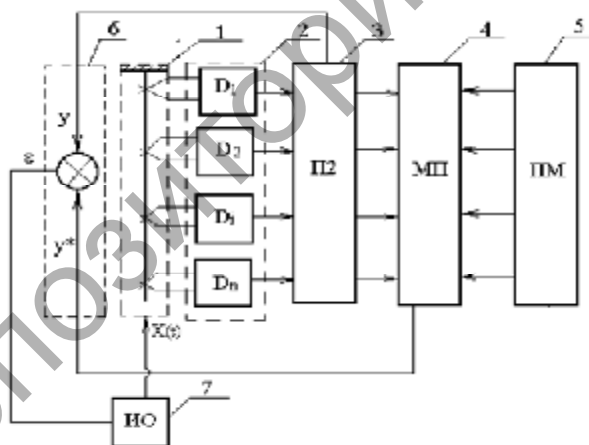
Затраченная мощность определяется, с одной стороны, измерением тока и напряжения, с другой — массой груза 7 и скоростью его передвижения. С помощью измеренных величин можно определить КПД редуктора.

На корпусе редуктора размещены датчики для измерения вибрации и шума, позволяющие снимать величины ударных импульсов, возникающих при динамических нагружениях. Кроме того, регулярно измеряется шум и температура масла

в картере редуктора. Шум измеряется с помощью шумомера, а температура — с помощью термопары. В верхней части редуктора выполнено отверстие в крышке, позволяющее измерять толщину зубьев червячного колеса без разборки редуктора.

Исследования проводятся в автоматическом режиме. Стенд позволяет испытывать изделия при различных режимах нагружения. Функциональная схема автоматизированной информационно-измерительной системы контроля состояния исследуемого редуктора (рис. 5.10) показывает, что состоит эта система из первичных и вторичных преобразователей информации, анализатора данных с прогнозным анализом, который вырабатывает сигнал управления, поступающий на исполнительный орган нагружения агрегата.

В качестве первичных преобразователей выступают датчики контроля, которые фиксируют изменение состояния редуктора с определённой дискретностью.



- 1 — исследуемый объект; 2 — первичное преобразование информации; 3 — вторичное преобразование информации; 4 — моделирование состояния объекта на микропроцессорах; 5 — калибровочное воздействие; 6 — управляющее воздействие; 7 — исполнительный орган

Рисунок 5.10 — Функциональная схема автоматизированной адаптационной информационно-измерительной системы контроля

Вторичные преобразователи придают сигналу форму, удобную для анализа.

Производится анализ данных и оценка работоспособности агрегата. При этом обратная связь обеспечивает гибкость системы нагружения.

При обработке данных используется теория приближения функции по методу наименьших квадратов с допущением линейной аппроксимации показаний датчиков и отбраковки выпадающих значений.

Принципы отбраковки могут быть различными, в зависимости от граничных условий. Но главным условием является возможность влиять на работу логического блока, управляющего отбраковкой точек, путём задания одной константы, отражающей изменение нагрузки. К числу граничных условий следует отнести режимы нагружений. Поэтому влияющие нагрузки должны быть нормированы в сторону их упорядочения и систематизации.

Линейные уравнения, описывающие редуктор, представляются в матричной форме. Элементы матрицы зависят только от условий функционирования объекта исследования. Согласовав матричные параметры и линию аппроксимации, получим информацию о работоспособности редуктора на всех этапах нагружения.

Сопоставление показаний контролирующих датчиков и установление веса каждого параметра в общей оценке состояния исследуемого объекта позволяет произвести совокупное заключение о его работоспособности и дать соответствующие рекомендации.

При настройке системы в калибровочный модуль заносятся данные, полученные ранее, и теоретические предпосылки по оценке состояния агрегата.

Испытания редуктора можно производить как в реальных циклах, так и в режиме уплотнения. Сократить продолжительность испытаний можно, используя параметрическую модель с привлечением статистической классификации, которая базируется на теории распознавания образов.

Испытательный стенд (см. рис. 5.8) позволяет выполнять сравнительные испытания редукторов при проведении конструктивных и технологических мероприятий, снижающих их динамическую нагруженность.

Для приработки и обкатки мелко модульных механизмов и редукторов может применяться контрольно-испытательная станция [35], которая позволяет производить обкатку различных зубчатых механизмов в достаточно широком диапазоне скоростей и нагрузок и, кроме того, осуществлять контроль параметров, характеризующих качество их изготовления и сборки. Станция состоит из механического и контрольно-измерительного комплексов.

Механический комплекс (рис. 5.11) представляет собой испытательный стенд, выполненный по схеме разомкнутого силового контура. Он предназначен для получения необходимых скоростей обкатки и нагрузок.

Контрольно-измерительный комплекс (рис. 5.12) включает устройства для измерения момента на входном валу механизма, суммарного свободного хода и неравномерности вращения выходного вала.

Испытуемый механизм крепится на установочной раме 3 (см. рис. 5.11), которая смонтирована на каретке 2, зафиксированной в середине станины 1. Две другие каретки с помощью ходовых винтов могут передвигаться по направляющим станины. Приводной двигатель 5 балансирно установлен на плите 6, которая может перемещаться на колонне 7. Нагружение испытуемого механизма осуществляется дисковой фрикционной электромагнитной муфтой 4.

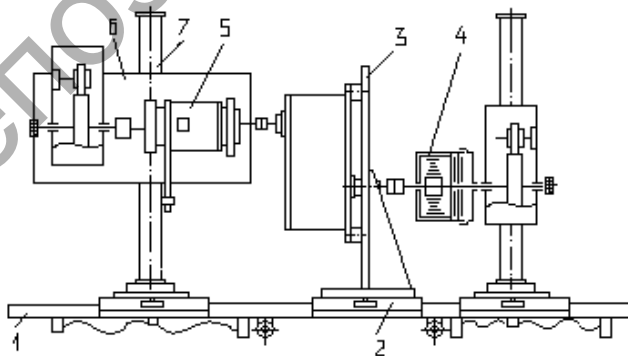


Рисунок 5.11 — Контрольно-измерительная станция

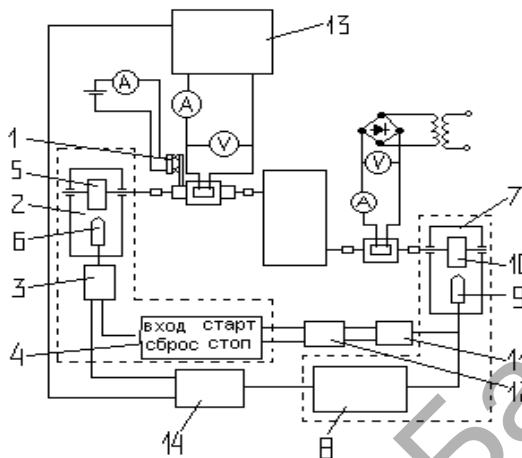


Рисунок 5.12 — Принципиальная схема контрольно-измерительного комплекса

Конструкция механического комплекса позволяет обкатывать механизмы с различным расположением входного и выходного валов. Для измерения вращающего момента на входе испытуемого механизма станция снабжена датчиком реостатного типа 1 (см. рис. 5.12), изменение сопротивления которого происходит пропорционально углу поворота статора балансирующего электродвигателя, соответствующему крутящему моменту на его валу. Устройство для измерения суммарного свободного хода содержит датчик 2, генерирующий импульсы (их число пропорционально углу поворота вала), усилитель 3 этих импульсов и электронный счётчик 4. В корпусе датчика свободного хода на подшипниках качения установлен вал с насаженным на него диском 5, на периферии последнего нанесены магнитные метки, считываемые в процессе измерения магнитной головкой 6. Устройство для измерения неравномерности вращения выходного вала механизма содержит датчик 7, аналогичный по конструкции датчику свободного хода, и светолучевой осциллограф 8, снимающий в процессе измерения осциллограмму, по которой судят о величине неравномерности вращения выходного вала.

Магнитная головка 9 датчика, считывающая импульсы с периферии диска 10, электрически соединена со шлейфом осциллографа, а также с усилителем 11, выходы которого через измерительное реле 12 соединяются с контактами «стоп» и «сброс» счётчика импульсов. При окончании измерения свободного хода, когда начинает вращаться выходной вал механизма, первый импульс с магнитной головки датчика 7 осуществляет на счётчике операцию «стоп» и затем, через определённый промежуток времени, — операцию «сброс».

Цепь якоря приводного двигателя запитана через магнитно-транзисторный преобразователь 13, что позволяет изменять частоту вращения якоря в широких пределах. Частота вращения вала двигателя измеряется с помощью датчика и частотомера. Датчик состоит из насаженного на вал диска с равномерно расположенными на торце шестью сквозными отверстиями и размещёнными по разные стороны от диска осветителя и фотодиода.

Контакты «старт» счётчика 4 импульсов, магнитно-транзисторный преобразователь 13, осциллограф 8 и усилитель 11 электрически соединены с блоком 14 автоматического управления, который обеспечивает следующие режимы работы станции: реверсивную обкатку, нереверсивную обкатку, измерение свободного хода, измерение неравномерности вращения. КПД испытуемого механизма измеряется непосредственно в процессе обкатки.

Момент трогания механизма определяется по показаниям приборов, контролирующих напряжение и силу тока в цепи питания приводного двигателя.

Перед началом обкатки на корпусе испытуемого механизма закрепляют вибродатчик и температурные датчики (термопары). Вибрационные характеристики в процессе обкатки снимают с помощью светолучевого осциллографа (можно — с помощью портативного виброметра), а температуру — потенциометром ЭПП-09.

Применение контрольно-испытательной станции на сборочных участках зубчатых механизмов способствует ускорению контроля параметров механизмов в 2...3 раза, повышению надёжности и качества контроля, а также позволяет провести приработку и обкатку зубчатых механизмов различных типов и конструкций, а при необходимости — диагностику.

Наиболее рациональным способом измерения крутящего момента на электродвигателе испытательных стендов является применение рычажных динамометров на балансирном двигателе. Точность измерения таким способом может достигать 0,25% номинального момента электродвигателя. Конструкция динамометра довольно простая. К электродвигателю 1 (рис. 5.13), статор которого установлен на шариковых подшипниках и может свободно поворачиваться, снизу, на определённом расстоянии, подвешен груз P , создающий реактивный момент при выводе электродвигателя из нейтрального положения. Рычаг 2 с подвешенной на постоянном расстоянии от оси ротора чашкой весов уравновешивается грузом 4.

Величина груза P , кг, и плеча l , м, выбирается из соотношения $Pl = \Delta M / \sin \alpha$, где ΔM — изменение момента, на которое рассчитана шкала; α — угол поворота стрелки, соответствующий ΔM .

Величина груза 4 подбирается так, чтобы при разомкнутой муфте в процессе вращения двигателя и без груза на чашке 3

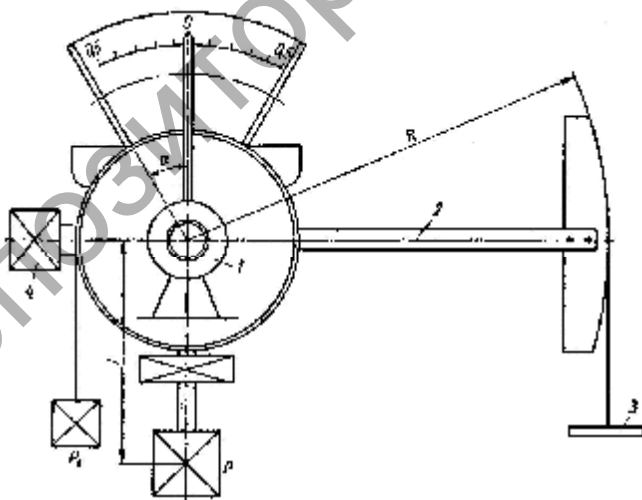


Рисунок 5.13 — Измерение момента двигателя с помощью метода балансирного динамометра

стрелка устанавливалась на нуль. Тарировка динамометра производится во время вращения электродвигателя, для этого на чашку весов, установленную на плече R , равном 1 м, ставят гири по 50 г, отмечая соответственно положения стрелки на шкале. Во время испытаний измерение момента производится установкой гирь на чашку весов до тех пор, пока стрелка не установится в пределах шкалы, после чего к моменту от грузов прибавляют показания динамометра.

Вместо стрелочного динамометра на конце рычага 2 могут быть установлены индуктивная катушка с сердечником и линейной шкалой. В зависимости от положения сердечника в катушке развивается ток, который фиксируется измерительным амперметром. Тарировка производится так же, как было показано выше.

Необходимо отметить, что точность определения момента на балансирном двигателе в определённой степени зависит от конструкции опор. В случае установки статора электродвигателя на опорах, последние получают довольно большого диаметра, в результате чего возникают значительные силы трения и большие реакции от веса двигателя. Все это уменьшает чувствительность балансирования и точность измерения момента. Точность измерения увеличивается, если на опорах ставить не статор, а ротор электродвигателя. В этом случае двигатель должен иметь два выходных вала длиной, достаточной для установки на опорах и присоединения к одному из них полумуфты. В этом случае подшипники имеют небольшой диаметр, следовательно, силы трения будут меньше, развиваемый в них момент трения частично компенсируется моментом в опорах статора. Такая конструкция балансирного электродвигателя даёт более точные измерения момента.

В балансирном электродвигателе исключение трения достигается одним из следующих способов [25]:

– периодическим изменением направления сил трения по отношению к направлению движения. Например, в опорах вращательного движения наружным кольцам подшипников сообщается быстрое касательное движение, при котором силы трения то тормозят, то поддерживают движение, и, следовательно, сумма их близка к нулю;

– создаётся быстрое колебательное движение в плоскости, перпендикулярной плоскости измерения;

– силы трения в двух примерно равных нагруженных опорах вала получают противоположные направления вращения наружных колес.

Очень важной проблемой в балансирных двигателях является устранение погрешности измерения из-за подвески кабеля, подводящего электроэнергию к двигателю. Наименьшие искажения измерений получаются в том случае, если кабель подведён снизу и имеет свободный конец длиной более одного метра.

В качестве нагружающих устройств на стендах, построенных по разомкнутому методу, применяют различные типы ленточных, ленточно-колодочных, колодочных тормозов, а также многодисковые фрикционные и электрические порошковые муфты.

При небольших крутящих моментах могут применяться ленточные тормоза. Неудобство этих тормозов состоит в сложном определении действующих нагрузок.

В заводских условиях при испытаниях используется ленточно-колодочный тормоз, который часто называют тормозом Прони (рис. 5.14).

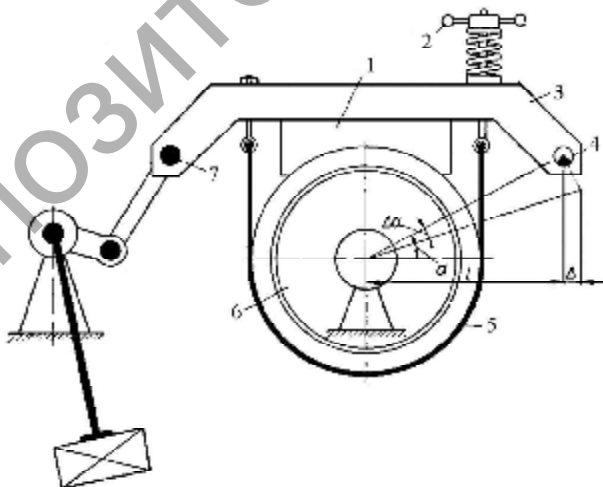


Рисунок 5.14 — Схема ленточно-колодочного тормоза [25]

В этом устройстве тормозной момент регулируют изменением натяжения ленты. В тормозах для малых моментов это осуществляется маховиком, насаженным на гайку винта, в более крупных тормозах дополнительно вводится червячная передача. Рычаг уравнивается специальным грузом. Для охлаждения во внутреннюю полость шкива подается эмульсия или вода.

Для предотвращения фрикционных колебаний, связанных с возможностью появления зазоров на трущихся поверхностях, служат маслѐнки для автоматической смазки поверхности шкива.

В качестве нагружателя используют также многодисковые фрикционные муфты. Они обычно применяются в тех случаях, когда выходные скорости редукторов очень малы (в таких случаях охлаждение не требуется).

Крупным недостатком фрикционов, а также подобных тормозов являются частые заедания между поверхностями, приводящие к непрерывным колебаниям величины нагрузки. В связи с этим точность определения крутящего момента на подобных нагружателях не бывает выше $\pm 10\%$. Для определения момента на фрикционном нагружателе используется рычажный динамометр, который обеспечивает точность не менее $\pm 0,5\%$.

Тормозящий момент в устройстве создаѐтся прижатием к вращающемуся вместе с ведомым валом тормозному колесу б (на его рабочих поверхностях наклеена фрикционная лента) колодок 1 и ленты 5. Нагрузка регулируется маховичком 2, который навинчен на винт, соединенный с тормозной лентой. Между маховичком и тормозным рычагом 3 для повышения плавности торможения и облегчения управления тормозом установлены спиральная пружина и упорный подшипник. На концах тормозного рычага имеются тарировочная призма 4 и шарнир 7, через который тормозной момент передается рычажному динамометру. О величине момента судят по углу поворота рычага с прикреплѐнной к нему стрелкой. Для устранения колебаний стрелки из-за большого момента инерции системы служит масляный демпфер. Шарниры динамометра собраны на подшипниках качения.

В качестве нагрузкателей применяются также гидравлические тормоза. Гидравлические тормоза гидродинамического действия воспринимают момент, пропорциональный квадрату частоты вращения, и поэтому при небольших частотах вращения воспринимают малые моменты. Они устойчиво работают и достаточно долговечны. Рабочей жидкостью является вода, которая одновременно охлаждает устройство. Момент регулируется путём изменения наполнения вихревых камер. Корпус тормоза — поворотный на собственных подшипниках качения. Момент может измеряться с помощью тензодатчиков или динамометрических устройств.

Гидравлические тормоза выпускают фирмы Шенк, Гюфман и др.

В качестве электрических тормозов служат следующие агрегаты [25]:

- машины постоянного тока с независимым возбуждением (момент регулируется реостатом в цепи возбуждения или якоря);

- асинхронные электродвигатели с фазовым ротором, которые при частоте вращения, ниже синхронной, обеспечивают вращение магнитного поля, противоположное вращению ротора, переключением проводов. (Возможно также питание статора постоянным током с регулированием реостатом.);

- индукционные тормоза, работающие по принципу вихревых токов и осуществляющие торможение с помощью магнитных полей. Тормоза обеспечивают постоянный момент при автоматическом управлении по заданной программе. Для повышения быстродействия роторы изготавливают в виде диска или полого цилиндра небольшого диаметра с минимальным моментом инерции. Статор выполняется поворотным на собственных подшипниках качения, что позволяет измерять момент;

- порошковые электромагнитные муфты (рис. 5.15), компактные, малогабаритные, долговечные и удобные устройства, в которых рабочим элементом служит железный порошок (диаметр зерен 0,5...2,0 мм).

Когда в обмотку муфты подается ток, возбуждается магнитное поле, под действием которого железный порошок налипает к поверхности сердечника и обода и оказывает сопротивление сдвигу тем большее, чем сильнее магнитный поток.

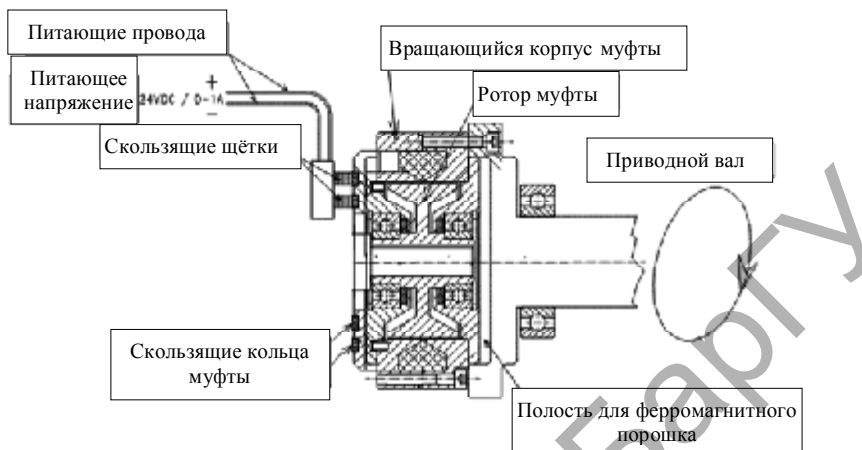


Рисунок 5.15 — Порошковая муфта

Порошковые тормоза позволяют точно управлять тормозным моментом и обеспечивать его стабильность, причём момент мало зависит от скорости вращения ротора. При составлении паспорта на редуктор необходимо определить главные параметры, которые должны быть указаны в паспорте.

5.4 Планирование испытаний

Проведение приёмо-сдаточных, контрольных, аттестационных, периодических, типовых и других, за исключением исследовательских, испытаний, как правило, не занимает много времени. Все они проводятся по определённой, заранее составленной программе и поэтому не представляют особых сложностей при наличии испытательного и соответствующего контрольно-измерительного оборудования.

Исследовательские же испытания всегда связаны с выявлением влияния каких-либо неопределённых факторов на характеристики редуктора, с оптимизацией конструкции редуктора, с задачами снижения себестоимости изготовления и повышения

качества, с увеличением ресурса или безотказности и т. п. В таких случаях большую помощь при проведении испытаний может оказать математическое планирование.

Цель планирования испытаний — нахождение таких условий и правил проведения эксперимента, при которых удаётся получить наибольшую информацию — надёжную и достоверную — с наименьшей затратой труда и представить эту информацию (с количественной оценкой её точности) в компактной и удобной для использования форме. При испытаниях червячных редукторов для исследования влияния многих факторов и выполнения требований оптимизации конструкции целесообразно применить математическое планирование экспериментов [26]. В результате этого значительно сокращается число объектов испытаний, ускоряется обработка результатов и появляется возможность выявления и оценки главных факторов, влияющих на работоспособность редуктора.

При планировании экспериментов должен быть выбран критерий оптимизации. Например, для червячного редуктора такими критериями могут быть экономические (себестоимость и др.), технико-экономические (долговечность, безотказность, удобство в обслуживании и т. д.), технологические (технологичность, ремонтпригодность и др.). В теории математического планирования экспериментов критерий оптимизации y соответствует функции отклика f . В этом случае задача будет формулироваться следующим образом: необходимо экспериментально получить зависимость функции отклика от влияющих на неё факторов, т. е. $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$, где x_1, x_2, x_n — независимые переменные или факторы, варьируемые при экспериментах.

Геометрически функция отклика представляет поверхность отклика, которая при более двух факторах носит название гиперповерхности, координатами которой будут переменные x_1, x_2, \dots, x_n ; координатное пространство, покрываемое поверхностью отклика, называется факторным пространством. Необходимое число опытов N при полном факторном эксперименте (ПФЭ) определяется по формуле $N = Y^X$, где Y — число уровней, X — число факторов.

Если эксперимент проводится только на двух уровнях, то постановка опытов по такому плану называется ПФЭ типа 2^k . Для правильной организации проведения экспериментов составляется матрица планирования экспериментов [26], которая включает в себя координаты уровней изменения величин факторов, функции отклика, т. е. соответствующие этим величинам параметры оптимизации и их дисперсии. Полные факторные планы позволяют выявить влияние на функцию отклика не только каждого фактора в отдельности, но и совместное влияние их комбинаций, т. е. исследовать так называемый эффект взаимодействия. При определении коэффициентов уравнения регрессии экспериментально находят значения y в N точках факторного пространства (при двухъязысной системе изменения факторов $N \leq 2^k$), причём опыты в каждой точке дублируют X раз (y' , y'' , y'''). Любой коэффициент регрессии K определяется скалярным произведением столбца y и соответствующего столбца x_i , делённым на число опытов в матрице планирования N :

$$K = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n x_{ij} y_i.$$

При планировании экспериментов на первом этапе всегда есть стремление получить наиболее простую линейную модель. Однако нет гарантии, что в выбранных интервалах варьирования процесс будет описываться линейной моделью. На практике приходится прибегать к более сложным зависимостям ПФЭ, которые позволяют количественно оценить эффекты взаимодействия, для чего надо, пользуясь правилом перемножения столбцов, получить столбец произведения факторов. Очень важно, что при добавлении столбцов эффектов взаимодействий все рассмотренные свойства матриц планирования сохраняются. Модель для ПФЭ типа 2^4 будет выглядеть следующим образом: $\bar{y} = K_0 x_0 + K_1 x_1 + K_2 x_2 + K_3 x_3 + K_1 K_2 x_1 x_2 + K_2 K_3 x_2 x_3 + K_1 K_2 K_3 x_1 x_2 x_3$, где $K_0, K_1, K_2, \dots, K_1 K_2 K_3$ — коэффициенты эффекта взаимодействия, $x_1, x_2, \dots, x_1 x_2 x_3$ — независимые переменные.

Согласно требованиям регрессионного анализа, правильная обработка и использование результатов экспериментальных исследований возможны только в том случае, когда дисперсия измерений функции отклика в каждой точке опыта одна и та же. Такое свойство называется однородностью дисперсий. Поскольку теоретические значения дисперсий неизвестны, то производится проверка однородности на основе статистических оценок этих моментов [26].

Значения некоторых коэффициентов могут быть равны нулю. Возможность этого обстоятельства устанавливается с помощью коэффициентов регрессии K путём проверки значимости коэффициентов K_i . Проверка значимости коэффициентов линейной регрессии выполняется с помощью критерия Стьюдента [26].

5.5 Необходимость и возможность проведения ускоренных ресурсных испытаний червячных редукторов

Ускоренные испытания на износ. Червячные редукторы можно отнести к сложным механическим системам, стоимость которых достаточно высока, количество испытуемых редукторов невелико, и, как правило, достоверных сведений о ресурсе или безотказности редукторов нет. Почему же такие редукторы не востребованы в производстве? Объяснение тому есть.

Проводим, например, ресурсные испытания червячных редукторов в полном объёме, как этого требуют нормы по определению ресурса и вероятности безотказной работы. Для определения ресурса с точностью при нормальном законе распределения (для червячных редукторов можно предположить нормальный закон распределения, характерный для изделий, теряющих работоспособность из-за износа) количество образцов, которые необходимо поставить на испытания, составляет 18 [34]. Если предположить, что все эти редукторы будут испытываться одновременно (что маловероятно), то при заданном, например, ресурсе 10 лет время испытаний (при номинальном режиме в три смены, т. е. 24 часа) до полного исчерпания ресурса составит 6,5 лет. Совершенно ясно, что такие испытания, несмотря на

значительные затраты времени и средств, являются малоэффективными, и результаты испытаний — малоценными, так как за 6,5 лет может измениться и технология изготовления редуктора и его элементов, и материалы, и сама конструкция редуктора. А это значит, что нужно снова проводить испытания и ждать результатов 6,5 лет.

Необходимо отметить, что подобные испытания предприятия-изготовители, как правило, не проводят. Это для них хлопотно, дорого и малоэффективно. Ресурс же редуктора (5, 10 и более лет) назначают бесосновательно. Это получается возможным, так как одновременно с назначением ресурса в паспорте указывается гарантийный срок, в течение которого покупатель может обратиться с рекламацией к изготовителю. Как правило, срок гарантии не превышает двух лет со дня покупки изделия. После истечения этого срока изготовитель претензии не принимает, поэтому, несмотря на то что изготовитель обещает ресурс изделия 5...10 лет, реально по паспорту он отвечает лишь за ресурс, равный двум годам.

Предприятия, разрабатывающие изделия для ответственной техники, например военной, так поступить не могут. Обычно на специальные изделия ресурс даётся не в годах, а в часах непрерывной работы. Например, для приводов летательных аппаратов ресурс, в зависимости от типа привода, может составить 3 000...5 000 часов, т. е. 1,5...2,0 года при односменном режиме работы. При этом задача состоит в том, чтобы увеличить ресурс приводов до 10 тыс. часов непрерывной работы.

Для подобных предприятий проблема ресурсных испытаний является актуальной, поэтому, если есть какие-либо возможности ускорить испытания при обеспечении максимальной достоверности и точности результатов, то такие испытания проводятся. А уже в этой связи возникает необходимость создания методов ускоренных испытаний, позволяющих сократить время проверки и получить достоверную информацию.

Одной из главных причин выхода из строя червячных редукторов, как было показано выше, является износ зубьев червячного колеса и, реже, — витков червяка. изнашивание является одним из главных и наиболее сложных процессов, происходящих в червячных передачах.

Существующие методы расчёта деталей на износ [22] не гарантируют точного определения их ресурса. Поэтому основным критерием истинности проводимых расчётов может служить только практика: наблюдение за изнашиванием деталей в эксплуатации или, по крайней мере, испытания в лабораторных условиях, максимально приближённых к эксплуатационным.

Согласно современным представлениям, разрушение деталей из-за изнашивания рассматривается как энергетический процесс, во время которого происходит активация и разрушение микроскопических образований — квазичастиц, находящихся в поверхностном слое детали [5]. Причём в процессе разрушения участвуют только те квазичастицы, которые обладают энергией, превышающей величину энергии активации, так называемые активные квазичастицы, суммарная энергоёмкость которых является мерой запаса работоспособности детали.

В процессе нормального изнашивания детали между энергией от превращения внешней механической работы трения и энергией, затрачиваемой на активацию квазичастиц, наблюдается равновесие. Это равновесие после определённого времени работы нарушается из-за полного исчерпания квазичастиц, что приводит к количественному и качественному изменению процесса изнашивания.

Известно, что интенсивность изнашивания деталей в основном обуславливается количеством тепловой энергии, образующейся на контактирующих поверхностях трущихся деталей. Если детали находятся в условиях энергетического равновесия, то интенсивность изнашивания в связи со стабилизацией поступления тепловой энергии должна быть постоянной. Энергетическое равновесие детали может быть достигнуто при различных режимах работы, включая режим, соответствующий активации максимального (критического) числа квазичастиц. При этом отсутствует избыточная тепловая энергия и, следовательно, нет источников, вызывающих изменение характеристик изнашивания (интенсивности изнашивания и коэффициента трения). Внешнюю механическую работу, зависящую от нагрузки и относительной скорости скольжения, без существенного изменения интенсивности изнашивания детали можно увеличивать до тех пор, пока не начнётся

активация критического числа квазичастиц. Дальнейшее увеличение нагрузки или скорости скольжения приведёт к нарушению энергетического равновесия и, как следствие, к катастрофическому износу.

Утрата деталями работоспособности происходит со скоростью, соответствующей поступлению энергии превращения внешней механической работы, которая характеризуется условиями нагруженности детали в процессе эксплуатации. При одних и тех же условиях эксплуатации скорость утраты работоспособности детали V соответствует функции f с режимным параметром R , т. е. $V = f(R)$.

Внешняя механическая работа является результатом вклада различных форм энергии, поэтому параметр R есть функция многих факторов, т. е. $R = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$.

Функция R в теории планирования экспериментов носит название функции отклика и может определяться симплексным методом [26].

В случае, если переменным является лишь один фактор, эксперимент и определение функции упрощается. Если, например, при испытаниях изменять только скорость скольжения при неизменных нагрузках и остальных условиях, то $R = f(V_{\text{ск}})$, где $V_{\text{ск}}$ — скорость скольжения.

Полагая, что изменение $V_{\text{ск}}$ происходит по степенной зависимости, получим $R = f(V_{\text{ск}}^m)$, где m — показатель степени.

Каждая деталь с энергетической точки зрения характеризуется определённым запасом работоспособности, который в процессе эксплуатации исчерпывается. Запас работоспособности C детали можно определить, если известны скорость V и время утраты деталями работоспособности t_i , по формуле

$$C = V_i^m t_i. \quad (5.1)$$

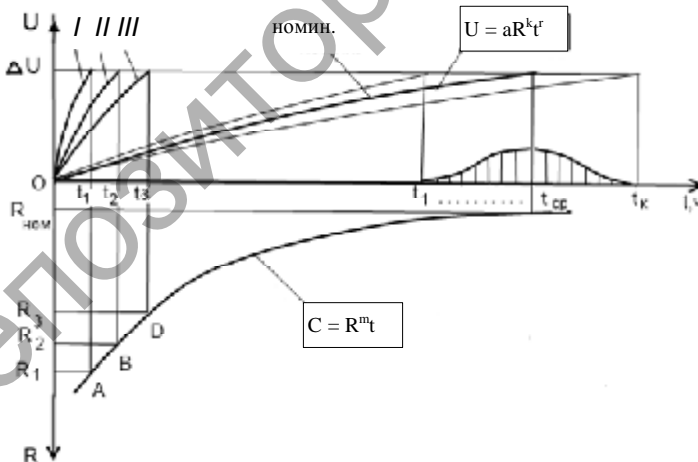
Каждому скоростному режиму V_i соответствует свой ресурс t_i . Запас работоспособности можно упрощённо представить в виде какого-либо постоянного сосуда с энергией, из которого она вытекает со скоростью, пропорциональной отверстию, сделанному в этом сосуде. Чем больше отверстие, тем быстрее

вытекает энергия и тем быстрее будет исчерпан запас работоспособности.

Запас работоспособности графически может быть изображён прямоугольником (рис. 5.16), сторонами которого являются ордината, соответствующая режиму испытания, и абсцисса, равная ресурсу при данном скоростном режиме. Например, в точках *A*, *B*, *D* запас работоспособности изобразится площадями прямоугольников R_1At_1O , R_2Bt_2O , R_3Dt_3O . Нетрудно заметить, что при изменении режимного параметра соответственно изменяется ресурс при той же величине запаса работоспособности для данных деталей.

Для определения ресурса детали при номинальном или любом другом режиме эксплуатации нет необходимости проводить ресурсные испытания при заданном режиме до полного исчерпания ресурса, достаточно использовать выражение (5.1), подставив параметры заданного режима, т. е.

$$t_i = C/V_i^m, \quad (5.2)$$



I, II, III — кривые износа в форсированных режимах, ΔU — предельная величина износа

Рисунок 5.16 — Связь между кривыми износа (в различных режимах) и зависимостью коэффициента работоспособности

Параметры зависимости (5.2) могут быть получены путём статистической обработки результатов, которые имеют в ходе проверки образцов при более жёстких форсированных режимах.

Количественной энергетической характеристикой запаса работоспособности C может служить при изнашивании детали величина её износа, выраженная в объёмных, линейных или весовых единицах. Величину максимального износа детали обычно назначают исходя из технических требований на весь механизм или узел, в котором должна работать рассматриваемая деталь. Вполне возможно, что назначенная величина износа может быть значительно меньше той, которая соответствовала бы полному израсходованию запаса работоспособности. В этом случае кривая запаса работоспособности (см. рис. 5.16) сместится влево.

Если износ деталей происходит в режимах, соответствующих энергетическому равновесию, то кривые износа, построенные по результатам измерений в процессе испытаний (см. рис. 5.16), могут быть выражены единой функциональной зависимостью вида

$$U = aR^k t^r, \quad (5.3)$$

где U — величина износа, определяемая из условий функционального назначения, точности или прочности детали;

$K_{o.d}$ — коэффициент, зависящий от конструктивных и технологических особенностей детали;

R — режимный параметр;

k, r — показатели степени.

Точность определения ресурса по формуле (5.2) может быть проверена путём расчёта ресурса при заданном режиме по выражению, полученному из формулы (5.3),

$$t_i = r \sqrt[r]{\frac{U}{aR^k}}. \quad (5.4)$$

Для определения параметров в зависимостях (5.3) и (5.4) проводят массовые испытания четырёх партий объектов. Учитывая то, что червячные передачи как объекты являются довольно сложными деталями и поставить на испытания четыре партии

одинаковых червячных передач (в каждой партии не более 10 пар) — довольно дорого и практически невыполнимо, целесообразно вместо испытаний конкретных передач подвергнуть проверке их модели. В качестве последних могут служить пары роликов, испытываемых на многороликовых машинах трения. При этом создаются условия испытания точно такие же, как для червячных передач, и периодически (или непрерывно, если позволяет конструкция машины) фиксируется величина износа на каждой паре роликов. Материалы роликов соответствуют материалам червячного колеса и червяка. Одновременно с проведением этих испытаний в одном из принятых режимов для роликов испытываются (с целью контроля) червячные передачи (редукторы).

Испытания в номинальном режиме пар роликов заканчиваются одновременно с форсированными испытаниями в III режиме (см. рис. 5.16). Испытания в форсированных режимах проводят до заданной предельной величины износа ΔU . Путём статистической обработки результатов испытаний определяют параметры зависимостей (5.1) и (5.3) и далее по формуле (5.4) определяют ресурс в номинальном режиме и уточняют по формуле (5.2). Чтобы определить закон распределения ресурса для каждого образца в номинальном режиме, руководствуются имеющимися результатами испытаний (до сечения t_3 (см. рис. 5.16)) и предельной величиной ΔU . По формуле (5.4) делают вычисления, после чего строят гистограмму распределения и известными методами [34] определяют закон распределения и остальные статистические характеристики: математическое ожидание, дисперсию, доверительный интервал и т. п.

Параметры запаса работоспособности C и показателя степени m в формуле (5.2) определяют по следующим выражениям:

$$\lg C = \frac{\sum \lg t \sum \lg^2 V - \sum \lg V \sum \lg t \lg V}{N \sum \lg^2 V - (\sum \lg V)^2},$$

$$m = \frac{N \sum \lg t \sum \lg V - \sum \lg V \sum \lg t}{N \sum \lg^2 V - (\sum \lg V)^2}.$$

Параметр показателя степени k в формуле (5.3) определяется по выражению

$$k = \frac{\sum K_{o.d} + \sum K_{o.d} t}{\sum t + \sum t^2}.$$

Между скоростью V и показателем степени k существует также корреляционная (степенная) зависимость: $k = K_{o.d} V^b$.

Для определения параметров коэффициента, зависящего от конструктивных и технологических особенностей детали $K_{o.d}$ и любого коэффициента регрессии K используют следующие формулы:

$$\lg K_{o.d} = \frac{\sum \lg k \sum \lg^2 V - \sum \lg V \sum \lg k \lg V}{N \sum \lg^2 V - (\sum \lg V)^2},$$

$$K = \frac{N \sum \lg k \lg V - \sum \lg V \sum \lg k}{N \sum \lg^2 V - (\sum \lg V)^2}.$$

Коэффициент ускорения K_y определяют по формуле $K_y = t_n / t_\phi$, где t_n и t_ϕ — время испытаний, ч, в номинальном и форсированном режимах соответственно.

Коэффициент ускорения существенно зависит от соотношения между форсированным и номинальным режимами испытаний, характеризуемыми коэффициентом форсирования. Чем выше коэффициент форсирования, тем больше величина коэффициента ускорения.

Совершенно очевидно, что если номинальный режим испытуемых образцов соответствует максимальному критическому числу активных квазичастиц, участвующих в разрушении, то проводить ускоренные испытания путём форсирования режимов нельзя, так как дальнейшее ужесточение режима приведёт к резкому качественному и количественному изменению характера процесса изнашивания. Но на практике работа деталей в предельном режиме встречается не часто, так как режимы работы отдельных деталей определяются, как

правило, условиями нагруженности и эксплуатации механизма или машины в целом.

Важным вопросом ускоренных испытаний на износ является выбор форсированного режима испытаний. Теоретические и экспериментальные исследования трения и износа показывают [21], что в широком диапазоне режимов эксплуатации можно выделить область, в которой значения интенсивностей изнашивания постоянны независимо от изменения скорости скольжения и нагрузки (рис 5.17). Эта область характерна для нормального изнашивания, когда имеется энергетическое равновесие детали.

Эксплуатация детали на участке III (см. рис. 5.17) вызывает нарушение энергетического равновесия, так как число квазичастиц истощается, при этом выделяется избыток тепловой энергии, изменяющий физико-химическую картину изнашивания. Эксплуатация деталей на этом участке ненадежна, связана с опасностью внезапного отказа. Поэтому можно считать, что нормальное функционирование для ответственных деталей

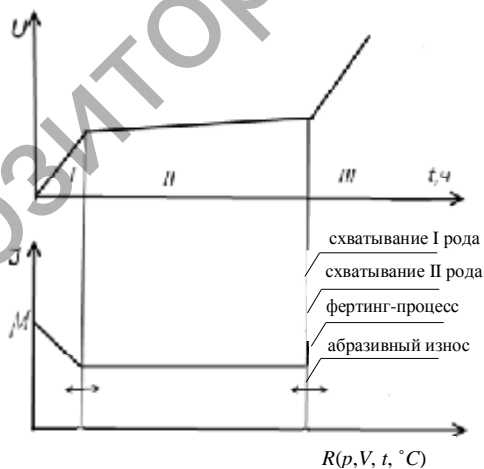


Рисунок 5.17 — Изменение интенсивности изнашивания в зависимости от режимов трения (давления, скорости скольжения, температуры)

заканчивается на границе II и III участков; следовательно, предельно возможная степень форсирования ограничивается участком II. Предельный режим форсирования определяют по резким изменениям температуры на поверхности трения, силе трения и интенсивности изнашивания, связанными с нарушением энергетического равновесия и появлением избыточной тепловой энергии. Предельный режим можно определить ступенчатым нагружением образцов или деталей. При таком нагружении установившаяся температура на поверхности трения, сила трения и интенсивность изнашивания должны возрастать пропорционально увеличению режимного фактора (нагрузки или скорости скольжения). Как только будет достигнута критическая величина режимного фактора $R_{кр}$, нарушается энергетическое равновесие, резко изменяются физические процессы изнашивания (качественная сторона процесса) и соответственно скачкообразно изменяется температура, величина силы трения и интенсивность изнашивания (количественная сторона процесса). Это подтверждается рядом экспериментов [68].

В качестве предельного режима для ускоренных испытаний образцов выбирают режим R_{n-1} , соответствующий $(n - 1)$ ступени нагружения (рис. 5.18). Он близок к критическому режимному фактору $R_{кр}$, но здесь ещё нет нарушения энергетического равновесия, поэтому закономерность нормального изнашивания



Рисунок 5.18 — Ступенчатое нагружение для определения форсированных режимов испытаний

должна сохраняться, физика процесса изнашивания должна оставаться неизменной. Форсированные режимы R_{n-2} и R_{n-3} назначаются соответственно для ступеней нагружения $(n-2)$ и $(n-3)$. Условия равенства интенсивностей изнашивания и температур трущихся поверхностей выполняются для всех режимов. Можно назначать и нижние ступени, но это приведёт лишь к увеличению длительности испытаний.

Ускоренные испытания по критерию свободного хода.

Одним из важных контролируемых показателей качества червячных редукторов является свободный (мёртвый) ход. Свободный ход — это комплексная величина, складывающаяся из погрешностей червячного колеса и червяка, валов, опор и их износа. Ресурс редуктора определяется составляющей свободного хода (получается из-за износа элементов передачи) $\Delta\varphi_n$ которая определяется как разность предельного значения $\varphi_{\text{пред}}$ свободного хода, взятого из технической документации на изделие, и величины суммарного начального φ_0 свободного хода, т. е. $\Delta\varphi_n = \varphi_{\text{пред}} - \varphi_0$.

К слову сказать, текущее значение свободного хода червячного редуктора можно представить и в виде сложной функции, зависящей от начальной величины свободного хода φ_0 и функций износа элементов редуктора $f_i(t)$, т. е. $\varphi_i(t) = \varphi [\varphi_0 f_1(t), f_2(t) \dots f_i(t) \dots f_n(t)]$.

Известно, что кривые износа обычно описываются степенными функциями с различными показателями степени, зависящими от скорости изнашивания [10],

$$f_i(t) = K_{\text{пр}} t^m, \quad (5.5)$$

где $K_{\text{пр}}$ — коэффициент приработки.

При m , равном 0, функция $f(t) = 1^{K_{\text{пр}}}$; при m , равном 1, реализация зависимости (5.5) изображается прямой линией, а при $m > 1$ — должна быть вогнутой с постепенным подъёмом вверх.

В связи с тем, что элементы редуктора работают с различными скоростями и нагрузками, кривые износа соответственно будут иметь различную кривизну, характеризующуюся коэффициентом m в зависимости (5.5). Формально процесс

изменения свободного хода во времени может рассматриваться как некий случайный процесс, который является непрерывным, стационарным, свидетельствующим о том, что все объекты однородны по своему качеству и свойства их практически не изменяются до тех пор, пока свободный ход не достигнет предельного значения. Такой процесс может быть достаточно точно описан элементарной показательной функцией вида $\varphi(e) = \varphi_0 K^e + x_0(t)$, где φ_0 — начальный свободный ход; K — параметр, зависящий от свойств материалов передачи и опор и режимов работы; $x_0(t)$ — случайная функция времени с математическим ожиданием, равным нулю; t — время работы.

Для партии однотипных редукторов измеренные начальные величины свободных ходов φ_{0i} имеют рассеяние, которое может быть описано некоторой функцией распределения. В процессе испытаний редукторов рассеяние сохраняется, однако параметры закона распределения могут иметь несколько иные значения. Учитывая то, что изменение свободного хода $\varphi(t)$ связано в основном с износом элементов редуктора, а износ, как правило, описывается нормальным законом распределения, то функция $x_0(t)$ также наиболее точно описывается нормальным законом распределения.

Испытания редукторов или передач на различных скоростных режимах дают усреднённые кривые свободного хода (рис. 5.19).

Отношения времён работы редукторов на различной скорости при достижении одного и того же уровня свободного хода являются постоянными величинами и представляют собой коэффициенты пересчёта с одного режима на другой (назовем их коэффициентами связи). Коэффициент связи $K_{св\ mn}$ соответствует формуле $K_{св\ mn} = t_{in} / t_{im}$, где t_{in} , t_{im} — время работы редукторов на двух различных скоростях при достижении i -й величины свободного хода.

Для того чтобы рассчитать ресурс редуктора, работающего, например, на номинальном режиме, по результатам испытаний таких же редукторов на режиме I (ускоренном), достаточно время работы до заданной величины $\varphi_{пр}$ на ускоренном режиме умножить на соответствующий коэффициент связи, т. е. $t_{ном} = t_I K_{св\ mn}$.

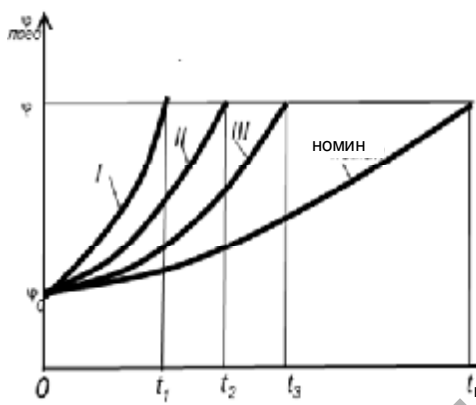


Рисунок 5.19 — Зависимость свободного хода φ от времени испытания для форсированных и номинального режимов

Однако, для того чтобы определить ресурс редуктора до $\varphi_{пр}$ на каком-либо другом режиме, отличающемся как от I, так и от II, III и любого другого режима, значений только коэффициентов связи недостаточно. Для определения ресурса редуктора на режиме R_x необходимо знать коэффициент ускорения K_y , который может быть выражен соотношением

$$K_y = \frac{n_y^{X_1} - \bar{\omega}}{n_x^{X_1} - \bar{\omega}}, \quad (5.6)$$

где $n_y^{X_1}$ — частота вращения редуктора в ускоренном режиме;

X_1 и $\bar{\omega}$ — параметры коэффициента ускорения;

n_x — частота вращения редуктора в режиме R_x .

Наличие значений коэффициентов связи позволяет вычислить параметры коэффициента ускорения, так как в частном случае эти коэффициенты равны. Подставляя разные значения параметров режимов n_x и n_y в формулу (5.6) и приравнявая их, получим систему уравнений, решая которую путём последовательных приближений, получим значения показателей X_1 и $\bar{\omega}$.

Для определения ресурсов редукторов, работающих в разных скоростных режимах, нет необходимости проводить испытания на каждом из этих режимов. Достаточно провести испытания трёх или четырёх партий редукторов или их моделей соответственно на трёх или четырёх режимах, определить коэффициент ускорения. В дальнейшем при определении ресурса редуктора, работающего в каком-то отличающемся режиме, необходимо произвести расчёт по формуле $t_x = t_y K_y$.

Наличие аналитического уравнения, описывающего изменение свободного хода $\varphi(t)$ редуктора, позволяет не проводить испытания редукторов до полного исчерпания их ресурса. Достаточно получить несколько точек на кривых изменения свободного хода (например, в форсированном и номинальном режимах), а дальше провести экстраполяцию, найдя значения φ_0 и K по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \lg \varphi_0 &= \frac{\sum t_i^2 \sum \lg \varphi_i - \sum t_i \sum (t_i \lg \varphi_i)}{N \sum t_i^2 - (\sum t_i)^2}, \\ \lg K &= \frac{N \sum t_i \lg \varphi_i - \sum t_i \sum \lg \varphi_i}{N \sum t_i^2 - (\sum t_i)^2}, \end{aligned} \right\} \quad (5.7)$$

где t_i — время работы редуктора до i -го измерения свободного хода φ_i ;

N — число точек измерения.

В этом случае длительность испытаний двух партий редукторов или их моделей в двух режимах (в форсированном и номинальном) ограничится 300...400 часами испытаний.

Для сокращения времени испытания в форсированном и номинальном режиме проводятся и заканчиваются одновременно.

Для партии однотипных редукторов значения коэффициентов φ_0 и K в выражениях (5.7) будут подвержены случайным колебаниям, которые связаны как со случайными вариациями величин нагрузок, действующих в процессе эксплуатации, так и со случайным характером изменений, происходящих в материалах и сопряжениях деталей редукторов. В этом случае можно определить ресурс безотказной работы редуктора до

заданной величины свободного хода. Определение проводят в следующей последовательности.

Ресурс каждого редуктора определяют по формуле

$$t_i = \frac{\lg \varphi_{np} - \lg \varphi_0}{\lg K_i}. \quad (5.8)$$

Подставляя в формулу (5.8) значения величин φ_0 и K_i для испытанных N редукторов, получают значения ресурсов t_i этих редукторов.

Определяют средний ресурс партии редукторов выражением

$$\bar{t}_i = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^i t_{ij}.$$

Вычисляют дисперсию, среднее квадратическое отклонение и коэффициент вариации ресурса редуктора по формулам:

$$S_i^2 = \frac{1}{N-1} \sum (t_{ij} - \bar{t}_i),$$

$$S_i = \sqrt{S_i^2},$$

$$v_i = \frac{S_i}{\bar{t}_i} 100\%.$$

Принимая закон распределения отказов, рассчитывают вероятность безотказной работы редуктора

$$P(t) = 1 - Q(t),$$

$$Q(t_1 < t < t_2) = \left[\Phi_2 \left(\frac{t_2 - \bar{t}_i}{S_i} \right) - \Phi_1 \left(\frac{t_1 - \bar{t}_i}{S_i} \right) \right],$$

где $Q(t_1 < t < t_2)$ — вероятность появления отказов в области от t_1 до t_2 ,

Φ_1, Φ_2 — интегральная функция Лапласа [34].

Находят доверительный интервал через формулу

$$t_i - \frac{S_i}{\sqrt{N-1}} t_{\beta} \leq M(t) \leq t_i + \frac{S_i}{\sqrt{N-1}} t_{\beta},$$

где N — количество редукторов в партии;

t_{β} — параметр для определения [34, с. 217, табл. 32] доверительных границ с вероятностью β .

5.6 Определение параметров червячных редукторов

Передаточное отношение (или передаточное число). Фактическое передаточное отношение i определяется из формулы $i = n_1 / n_2$, где n_1 — частота вращения ведущего вала редуктора, мин^{-1} ; n_2 — частота вращения ведомого вала редуктора, мин^{-1} .

Фактическую частоту вращения ведомого вала n_2 определяют в процессе испытаний с точностью $\pm 1\%$.

Передаточное число u определяется из отношения $u = z_2 / z_1$, где z_2 — число зубьев червячного колеса; z_1 — число витков червяка.

Температура масла в картере редуктора. Допустимая точность измерения $\pm 2^{\circ}\text{C}$. Максимальная температура масла в корпусе редуктора допускается не более 95°C , при использовании легированных масел — 110°C . Температура корпуса редуктора не должна превышать $70...80^{\circ}\text{C}$.

Для измерения температуры масла могут использоваться жидкостные термометры и термометры сопротивления.

Жидкостные термометры целесообразно применять при медленно протекающих тепловых процессах, когда возможен хороший контакт баллона термометра с измеряемой средой. Для этого обычно в месте измерения сверлят отверстия для баллона термометра, вставляют последний в отверстие так, чтобы баллон с ртутью был полностью погружен в масло.

Измерение температур в широком диапазоне ($-200...+500^{\circ}\text{C}$) с высокой точностью возможно с помощью термометров сопротивления, принцип работы которых основан на свойстве металлов и полупроводников изменять своё электрическое сопротивление при изменении температуры. Термометр

сопротивления состоит из датчиков и измерительного устройства. В качестве датчиков служат стержни из изоляционного материала (с намотанной на них тонкой металлической проволокой) или полупроводники, вставленные в оправки. Измерительными устройствами служат потенциометры, мосты сопротивлений или логометры.

Более совершенным является метод измерения температуры с помощью термопары, которая представляет собой два сваренных или спаянных конца разнородных проводников. В процессе нагревания возникает электродвижущая сила, которая фиксируется гальванометром, с ценой деления 10^{-7} А, милливольтметром, со шкалой порядка 10 мВ, или микроамперметром. Применяют для записи температуры самописцы, регистрирующие непрерывное изменение температуры.

Термопары применяют в условиях переменных процессов и необходимости малой тепловой инерции измерительного устройства, а также в тех случаях, когда неудобно размещать жидкостные термометры. В качестве материалов для термопар служат: медь-константан (ЭДС 4,1 мВ на 100°C), железо-константан (ЭДС 6,6 мВ). Спаянные или сваренные концы термопары оформляют в виде термошупа, чтобы можно было вставлять его внутрь корпуса редуктора. Свободные концы проводников термопары соединяют с проводами приборов, измеряющих термо-ЭДС.

Эти холодные спаи должны иметь постоянную температуру, т. е. быть защищёнными от воздействия нагретых деталей, чтобы не вносить погрешность в измерения.

Бесконтактные термометры могут использоваться с той же целью, что и вышеперечисленные. Принцип действия таких термометров заключается в измерении излучаемой нагретыми телами энергии, зависящей от температуры этих тел. Примером подобного устройства является инфракрасный термометр УТ2305В с лазерным целеуказателем (рис. 5.20), определяющий температуру



Рисунок 5.20 —
Инфракрасный
дистанционный
термометр

различных поверхностей по величине инфракрасного излучения, позволяющий измерять температуру в диапазоне $-32...+1\ 050^{\circ}\text{C}$. Точность измерения $\pm 1,8^{\circ}\text{C}$. Такой термометр удобен в обслуживании, его масса составляет всего лишь 320 г, а габариты $200 \times 130 \times 53$ мм. Термометр потребляет очень мало энергии и может получать питание как от встроенной батареи, так и от внешнего источника через USB-разъем. Кроме того, данная модель позволяет сохранять измеренные значения в памяти прибора, а также передавать данную информацию на компьютер.

Коэффициент полезного действия. КПД определяют без приложения консольных нагрузок. Для этого необходимо обеспечить устойчивый режим работы редуктора после приработки рабочих поверхностей зубьев червячного колеса и витков червяка. Для увеличения точности определения КПД моменты измеряют непосредственно на быстроходном и тихоходном валах с точностью не ниже 0,5 и 1,0% соответственно. При измерении КПД редукторов, передающих крутящий момент до $100\ \text{H} \cdot \text{м}$, рекомендуется также учитывать дополнительные потери в нагружающем и приводном устройствах.

Метод определения КПД редуктора зависит от схемы нагружения — замкнутой или открытой. При испытаниях на стендах с замкнутым потоком мощности отдельная оценка КПД редукторов затруднена в связи со значительным усложнением конструкции стенда, поэтому допускается определять КПД исходя из общего значения для двух редукторов, образующих замкнутый контур. Для определения КПД редуктора в зависимости от направления потока мощности ниже приведены формулы. Если ближайший к электродвигателю редуктор работает в режиме редуктора, то средний КПД каждого из редукторов определяется по формуле

$$\eta_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{M_{\text{н}}}{M_{\text{н}} + M_{\text{эл.-дв}}}},$$

где $M_{\text{н}}$ — момент на нагружающем устройстве, $\text{H} \cdot \text{м}$;

$M_{\text{эл.-дв}}$ — момент на электродвигателе, $\text{H} \cdot \text{м}$.

Если ближайший к электродвигателю редуктор работает в режиме мультипликатора, то средний КПД $\eta_{\text{ср}}$ определяем из выражения $\eta_{\text{ср}} = \sqrt{M_{\text{н}} - M_{\text{эл.-дв}} / M_{\text{н}}}$.

Для открытой схемы нагружения определение КПД редуктора производится по формуле

$$\eta = \frac{M_{\text{н}}}{M_{\text{эл.-дв}} i}, \quad (5.9)$$

где i — передаточное отношение редуктора (фактическое).

В формуле (5.9) не учтены потери в соединительных муфтах и звеньях.

Соответствие КПД электродвигателя паспортному значению достигается при нагрузках не менее 70% от номинальной.

С учётом потерь в присоединительных муфтах, передачах и тому подобное нагружающий момент $M_{\text{н}}$ будет равен $M_{\text{н}} = M_{\text{н}} + \Delta M_{\text{н}}$, где $M_{\text{н}}$ — момент на нагружающем устройстве (измеренный); $\Delta M_{\text{н}}$ — момент потерь в соединительных звеньях и дополнительных опорах между редуктором и нагружающим устройством (определяется расчётным путём).

Момент на быстроходном валу $M_{\text{б}}$ равен $M_{\text{б}} = M_{\text{эл.-дв}} - \Delta M_{\text{д}}$, где $M_{\text{эл.-дв}}$ — момент на валу электродвигателя (измеренный); $\Delta M_{\text{д}}$ — потери момента между двигателем и редуктором, в соединительных звеньях и дополнительных опорах (определяется расчётом).

Акустическая характеристика. Уровень акустической мощности $P_{\text{рА}}$ и октавные уровни акустической мощности $P_{\text{р}}$ испытуемых редукторов должны быть не выше величин, указанных в технических нормах. Они же служат основанием для последующего установления гарантированного уровня шума редукторов данного типа.

Удельная материалоемкость. Удельную материалоемкость определяют как отношение массы собранного редуктора, определённой с точностью $\pm 2\%$, к крутящему моменту на тихоходном валу, утверждённому ГОСТ 16162-85 [12н].

Работоспособность при кратковременных двукратных перегрузках оценивается при нагружении редуктора двукратным крутящим моментом в течение $3 \cdot 10^6$ циклов нагружения быстроходного вала (для редукторов, испытываемых при частоте вращения быстроходного вала, равной 1500 мин^{-1} , время работы при перегрузке составит примерно 35 ч). Испытания проводят в переменном режиме, т. е. сначала — номинальная нагрузка, далее — перегрузка, опять — номинальная нагрузка и т. д.

Ресурс передачи и подшипников определяется в результате ресурсных испытаний редуктора. Ресурс подшипников должен быть гарантирован заводом-изготовителем.

Теплостойчивость при эксплуатации оценивается стойкостью покрытий наружных поверхностей редуктора в условиях воздействия повышенной температуры. Испытания проводят в термокамере при температуре внутри камеры $(45 \pm 3)^\circ\text{C}$. Влажность не нормируется, нагрузка соответствует паспортной. Продолжительность испытаний 4 часа при установившейся температуре масла в редукторе. Если при данной нагрузке температура масла превысила допустимую, то нагрузка снижается ступенчато, на 10% в каждой ступени, и испытания продолжаются (как минимум 4 часа) до стабилизации температуры. Соответствующая нагрузка является предельно допустимой для данного типоразмера и передаточного отношения редуктора и должна быть подтверждена аналогичными испытаниями не менее чем на двух идентичных образцах. Если паспортная нагрузка не снижается, то испытания ограничиваются одним образцом. Редуктор считается выдержавшим испытание на теплостойкость при эксплуатации, если в период испытаний подтверждены его параметры, а внешний вид не изменился и соответствует техническим требованиям.

Холодоустойчивость при эксплуатации оценивается работоспособностью редуктора при низких температурах. Испытания проводят в термокамере при отрицательной температуре $(-50 \pm 3)^\circ\text{C}$. Редуктор выдерживают в нерабочем состоянии (причём не менее 4 часов) в камере до тех пор, пока он не охладится до вышеуказанной температуры. Затем температуру в камере повышают до нормальной, и редуктор извлекают из камеры.

Допускается извлекать редуктор из камеры без повышения в ней температуры. Редуктор считают выдержавшим испытание на холодоустойчивость, если внешний вид его соответствует требованиям к устойчивости покрытий.

Влагоустойчивость оценивается способностью редуктора сохранить внешний вид в условиях длительного воздействия влажности. Испытания проводят в камере влажности в режиме конденсации влаги. Редуктор считается выдержавшим испытание на влагоустойчивость, если внешний вид его соответствует требованиям по устойчивости покрытий. Кроме испытаний на влагоустойчивость, проводят испытания редуктора на брызгозащищённость, целью которых является определение способности редуктора противостоять воздействию дождя. Редуктор помещают в рабочем положении под дождевальную установку и подвергают воздействию дождя в течение двух часов. Редуктор считают выдержавшим испытание, если анализ масла на содержание в нём воды до и после испытаний совпадает, а внешний вид его соответствует устойчивости покрытий.

При испытании на влагоустойчивость возможны отдельные мелкие вздутия лакокрасочных покрытий, исчезающие после 12...14 часов выдержки в нормальных климатических условиях, или отдельные очаги коррозии, не влияющие на работоспособность и надёжность редуктора и не ухудшающие внешний (товарный) вид последнего.

Пылезащищённость оценивается устойчивостью редуктора и его элементов к разрушающему (абразивному) воздействию пыли. Редуктор помещают в камеру и обдувают в течение 30 мин пылью. Редуктор считается выдержавшим испытание на динамическое воздействие пыли, если внешний вид его после испытания соответствует требованиям к устойчивости покрытий и технические параметры редуктора подтверждены.

Грибоустойчивость оценивается способностью редуктора и его деталей противостоять развитию грибковой плесени. Редуктор или его элементы подвергают испытаниям по ГОСТ 15150-69 [4н], ГОСТ 9.048-89 [1н]. Редукторы и его элементы считают выдержавшими испытания, если после испытания они отвечают требованиям перечисленных выше межгосударственных стандартов.

Устойчивость покрытий определяют визуально. Вздутие или отслаивание покрытий, а также наличие коррозии в месте разрушившегося покрытия не допускается.

Отсутствие течи масла. Течь масла через уплотнения определяется визуально в процессе испытаний. Возможно протекание масла через манжеты без каплеобразования. Допустимая удельная утечка и расчёт удельной утечки должны соответствовать ГОСТ 8752-79 [3н]. Объём утечки определяется с помощью фитиля или другим способом с точностью $\pm 5\%$.

Проверка дополнительных параметров. Такие параметры, как прочность валов, шпоночных, резьбовых соединений и других нагруженных деталей, работоспособность подшипниковых узлов при всех испытаниях, кроме исследовательских, определяют внешним осмотром после испытаний. Проворот внутренних колец подшипников, а также червячного колеса при бесшпоночном соединении на вал недопустим. Контроль осуществляют нанесением рисок. Работа редуктора считается стабильной, если в процессе испытаний не происходит увеличения уровня вибраций или шума или перепада температуры масла в корпусе по сравнению с окружающей средой.

Удобство обслуживания редуктора заключается в удобстве заливки, слива и контроля уровня масла, подключении электродвигателя. Удобство проведения ремонта определяют при сборке, разборке и монтаже редуктора. Редуктор должен разбираться, собираться и устанавливаться без всяких дополнительных доработок.

Соответствие требованиям техники безопасности проводят визуально в соответствии с требованиями технической документации.

5.7 Виброакустические испытания редукторов

При вращении элементов кинематической цепи редуктора в связи с погрешностями их изготовления и монтажа возникают низкочастотные и высокочастотные колебания, которые, суммируясь, вызывают вибрации, передаваемые на корпус редуктора. В процессе эксплуатации последнего происходит

изменение первичных ошибок из-за приработки деталей, следствием чего является износ, увеличение зазоров — и всё это находит отражение в вибропараметрах редуктора.

Измерение вибраций. Диагностирование червячных передач является достаточно сложным, трудоёмким, обычно весьма длительным процессом. Диагностический математический аппарат, который должен использовать вибродиагностику для оценки состояния и поиска причин повышенной вибрации червячных передач в редукторах, достаточно сложен и включает в себя практически весь арсенал спектральных методов анализа вибросигналов. Испытательные стенды, на которых проводятся приёмо-сдаточные, периодические и ресурсные испытания редукторов, оснащаются в настоящее время компьютерными информационно-измерительными системами. Для выявления редукторов с неблагоприятной геометрией в зацеплениях стенды оснащаются аппаратурой контроля вибрации, в состав которой входят широкополосные пьезоэлектрические датчики вибрации и шестиканальный усилитель-преобразователь (установка его в непосредственной близости от датчика обеспечивает хорошее соотношение сигнал-шум). Диагностическая информация об особенностях периодических сигналов содержится в их параметрах: периоде, амплитуде и форме. В спектре сигнала это будут соответственно следующие параметры: частота основной гармоники, уровень (амплитуда) основной гармоники и соотношение уровней (амплитуд) основной и кратных гармоник. В узкополосном спектре сигнала, кроме основного ряда гармоник вибрации, у каждой из них могут присутствовать боковые составляющие, отличающиеся на частоту, кратную частоте модулирующего сигнала. В этом случае диагностическая информация содержится в таких параметрах, как частота, глубина и форма модуляции. Кроме того, в спектре сигнала могут присутствовать субгармоники, являющиеся результатом нелинейного преобразования биений двух или более гармонических процессов. На практике такой сигнал вибрации возникает в механических передачах, когда и ведущий, и ведомый вал имеют дефектные узлы, например шестерни, контактирующие друг с другом.

Дефекты узлов и деталей, представляющие опасность и ограничивающие сроки эксплуатации (ресурс) машин, могут возникать на этапах их изготовления, сборки и монтажа, а также в процессе эксплуатации машины. Все дефекты, возникающие при нормальной работе машин, обнаруживаются задолго до появления аварийной ситуации, а многие – на этапе зарождения.

Наиболее полно по сигналу вибрации диагностируются узлы, являющиеся постоянным источником вибрации: подшипники качения и скольжения, валы машин, механические передачи (зубчатые, ременные и т. п.), редукторы, электромагнитные системы электрических машин. Во всех данных узлах на ранних стадиях обнаруживаются самые опасные дефекты, что позволяет прогнозировать их развитие, давая долгосрочный и достоверный прогноз технического состояния машины.

Такая организация обеспечивает измерение вибрации редукторов в диапазоне 3...13 500 Гц. Динамические силы, возникающие в механических передачах при наличии дефектов, передаются на корпус в основном через подшипники ведущего и ведомого валов. Поэтому подшипники являются узлами механических передач, вибрация которых изменяется при дефектах валов, соединительных муфт, шкивов, передач и собственно подшипников. Следовательно, точки измерения вибрации должны выбираться на корпусе подшипниковых узлов по одной на каждом узле. Датчик вибрации должен устанавливаться в той части подшипникового узла, которая ближе к точке максимальной нагрузки на поверхности трения подшипника. Измерение вибрации желательно проводить в трёх направлениях ортогональной системы координат, т. е. направление должно быть радиальным к осям вращения валов и в плоскости, проходящей через эти оси, и аксиальным, совпадающим по направлению с осью вала.

Основными диагностическими признаками появления дефектов при измерении вибрации являются следующие:

- рост амплитуды отдельных составляющих в спектре вибрации;
- рост эффективного значения группы составляющих спектра вибрации в выбранной полосе частот;

- появление модуляции отдельных гармонических составляющих вибрации, характеризующейся гармоническим или низкочастотным случайным процессом;
- появление модуляции случайных составляющих вибрации в выбранной полосе частот, характеризующейся гармоническим или низкочастотным случайным процессом;
- изменение формы периодических колебаний объекта, сопровождающееся изменением соотношения амплитуд составляющих в гармоническом ряду.

Для обнаружения, идентификации вида и величины дефекта результаты измерения диагностического параметра сравниваются с эталонами бездефектных редукторов (информация о таковых была накоплена при проверке большого количества редукторов), испытанных ранее, а также с эталонами различных дефектов. Эталон строится в пространстве диагностических признаков, т. е. для каждого узла и для каждого признака определяется совокупность величин измеряемых диагностических параметров и допустимых отклонений. Обнаруживаемые дефекты по величине делятся на слабые, не влияющие на ресурс узла, средние, характеризующие появление в узле необратимых изменений, и сильные, при которых появляется реальная (в одном из десяти случаев) возможность отказа узла за 20...30 дней непрерывной работы. В случае превышения каким-либо из параметров вибрации установленных норм по редуктору принимается соответствующее техническое решение. Результаты обработки данных, получаемых при измерениях вибрации, протоколируются, заносятся в паспорт редуктора и в дальнейшем могут использоваться для оценки его технического состояния в процессе эксплуатации.

В последнее время появились портативные приборы — виброметры (рис. 5.21), которые позволяют измерять и контролировать уровень вибрации технических систем, в том числе редукторов. Широкое распространение виброметры получили для измерения уровня вибрационных колебаний, создаваемых механическим оборудованием, а также для измерения различных виброскоростей и виброускорений. В зависимости от модели данный прибор позволяет проводить качественную диагностику всех важных узлов механического оборудования. Современный рынок предлагает



Рисунок 5.21 — Общий вид портативного виброметра

широкий спектр виброметров: портативные, цифровые, аналоговые, лазерные. Особенность использования лазерных виброметров заключается в бесконтактном измерении амплитуды вибрации, что позволяет проводить эффективные измерения как больших, так и «микроскопических» объектов. Основной принцип работы рассматриваемых приборов заключается в преобразовании амплитуды механических колебаний в электрические сигналы. Прибор отличается малой массой (всего лишь 240 г) и габаритами $124 \times 62 \times 30$ мм.

Измерение шумовых характеристик. Шумовые характеристики при испытании редукторов определяются в соответствии с ГОСТ Р 52895-2007 [15н]. Измерения производятся в специальных установках, предназначенных для акустических измерений: на испытательных стендах в цехе или на месте эксплуатации. При этом должны быть устранены помехи от посторонних источников шума. Редуктор испытывают при вращении в рабочем направлении, а если он реверсивный, то в обоих направлениях, при эксплуатационной частоте вращения и номинальной нагрузке.

Измерения обычно проводятся с помощью микрофонов и звуковых зондов. В последнее время применяются портативные приборы для объективного измерения уровня звука — шумомеры. Шумомер (рис. 5.22) содержит ненаправленный микрофон, усилитель, корректирующие фильтры, детектор, интегратор (для



Рисунок 5.22 — Общий вид шумомера

интегрирующих шумомеров) и индикатор. Фактически шумомер представляет собой микрофон, к которому подключён вольтметр, отградуированный в децибелах. Поскольку электрический сигнал на выходе с микрофона пропорционален исходному звуковому сигналу, прирост уровня звукового давления, воздействующего на мембрану микрофона, вызывает соответствующий прирост напряжения электрического тока на входе в вольтметр, что и отображается посредством индикаторного устройства, отградуированного в децибелах. Для измерения уровней звукового давления в контролируемых полосах частот, например 31,5; 63; 125 Гц и т. п., сигнал после выхода с микрофона, но до входа в вольтметр пропускают через соответствующие электрические фильтры. Шумомер отвечает требованиям ГОСТ Р 53188.1 [17н, 16н] и стандартов МЭК 61672-1, МЭК 61672-2 и МЭК 61672-3 [2н]. Рабочий диапазон прибора 30...130 Дб, что позволяет одновременно измерять уровень шума и звуковое давление. Имеется графический дисплей. Габариты прибора 72×212×31 мм, вес 245 г.

5.8 Оборудование и аппаратура, рекомендуемые для измерений при проведении испытаний червячных редукторов

При проведении испытаний червячных редукторов производятся измерения различных параметров, как геометрических, так и функциональных, связанных с их работоспособностью. Для этого используются соответствующие приспособления, аппаратура и приборы (табл. 5.1).

Т а б л и ц а 5.1 — Оборудование и аппаратура при проведении испытаний червячного редуктора

Наименование прибора/ приспособления	Тип/марка/ стандарт/ технические условия	Краткая техническая характеристика	Точность	Назначение
Балансирный электродвигатель		Мощность 0,8...20 кВт	—	Создание нагрузки и измерение крутящего момента на электродвигателе
Тормоз порошковый	ПТ2,5М- ПТ250М	Тормозной момент 25...2500 Н · м	2%	Создание тормозного момента
Стабилизатор напряжения	С 0,1, С 0,75	Напряжение в сети 127/220 В, в стабилизаторе — 220 В	—	Обеспечение стабильного напряжения
Выпрямитель	ВСА-5к, ВСА-111к	Напряжение на входе 220 В, выпрямленное напряжение 0...65 В, выпрямленная сила тока 0...12 А	Кл. 2	Питание электромагнитного тормоза
Измерительный комплект	К-505, К-506	Пределы измерений: номинальный ток 0,5...600 А, напряжение 30...600 В, мощность до 360 кВт	Кл. 2	Измерение электрической мощности, потребляемой электродвигателем при испытаниях по разомкнутой схеме нагружения
Термопара, термометр сопротивления или термометр стеклянный жидкостный; самописцы для регистрации температуры	ГОСТ 9177-74	Пределы измерений 0...100°C, 0...150°C	—	Измерение температуры

Окончание табл. 5.1

Наименование прибора/ приспособления	Тип/марка/ стандарт/ технические условия	Краткая техническая характеристика	Точность	Назначение
Инфракрасный дистанционный термометр	UT2305B	Пределы измерений -32...+1 050°C	$\pm 1,8^\circ\text{C}$	Измерение температуры
Шумомер	ГОСТ Р 53188, МЭК 61672-1, 61672-2, 61672-3	Диапазон измерений 30...130 дБ	—	Измерение уровня шума
Виброметр	K1	10...1 000 Гц	$\approx 10\%$	Измерение вибраций
Разновесы	—	1... 50 кг	—	Создание заданного момента в тормозе
Динамометр	ДПУ-001-2	Предел измерения до 10 кН, цена деления 0,1 кН	Кл. 2	Измерение реактивного момента статора электродвигателя
Весы общего назначения	ГОСТ 24104-01	—	0,1 кг	Определение массы редуктора
Набор рычагов	—	0,5...1,5 м	—	Для создания крутящего момента, реактивного момента
Индикатор часового типа	ГОСТ 577-68	Цена деления 0,01 мм	5 мкм	Входит в комплект тормоза ПТ-М
Стробоскоп	СТ-5	Пределы измерений 200...3 000 мин ⁻¹	—	Измерение частоты вращения
Тахометр	ИО-30 ГОСТ 21339-75	Пределы измерений 50...10 000 мин ⁻¹	2%	Измерение частоты вращения

ГЛАВА 6 ДИНАМИКА ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Червячные передачи, так же, как и зубчатые, рассчитывают по напряжениям изгиба и контактными напряжениями. В отличие от зубчатых в червячных передачах чаще наблюдаются износ и заедание, а не выкрашивание поверхностей зубьев. В случае мягкого материала червячного колеса заедание проявляется в так называемом постепенном намазывании бронзы на червяк, при котором передача может работать продолжительное время. В твердых материалах заедание переходит в задиры поверхности с последующим быстрым разрушением зубьев колеса. Повышенный износ и заедание червячных передач связаны с большими скоростями скольжения и неблагоприятным направлением скольжения относительно линии контакта.

Для предупреждения заедания ограничивают значения контактных напряжений и применяют специальные антифрикционные пары материалов: червяк — сталь, колесо — бронза или чугун. Устранение заедания в червячных передачах не устраняет абразивного износа зубьев. Интенсивность износа зависит также от значения контактных напряжений. Поэтому расчёт по контактным напряжениям для червячных передач является основным, а расчёт по напряжениям изгиба — проверочным. Все действия производятся по формулам, аналогичным расчёту для косозубых зубчатых передач. По напряжениям изгиба рассчитывают только зубья червячного колеса, так как витки червяка по форме и материалу значительно прочнее зубьев колеса.

Производитель цилиндрических червячных редукторов Акционерное общество ЗТС Сабинов (ZTS Sabinov) [75] при выборе редуктора вводит пять производственных коэффициентов, которые определяют следующие параметры:

1) характер нагружения (время коэффициента внешних динамических сил) в диапазоне 1,0...2,0;

- 2) долговечность (1,0...0,63);
- 3) число включений (1,0...1,2);
- 4) рабочее положение (1,0...1,2);
- 5) окружающую температуру (1,0...1,7).

Каталог производителя приводит также максимальный крутящий момент на выходе редуктора, который при контроле должен быть в 1,2 раза больше расчётного.

6.1 Условия зацепления цилиндрических червячных передач

Повреждение активных боковых поверхностей зубьев цилиндрических червячных передач бывает чаще всего причиной, которая ограничивает их долговечность и ухудшает их эффективность. Поэтому естественно, что предметом исследования условий зацепления цилиндрических червячных передач является анализ тех параметров и характеристик передачи, которые имеют главное влияние на величину контактных напряжений боковых поверхностей зубьев [60; 61].

Контакт зубьев цилиндрических передач происходит по пространственной кривой. Изменением формы контактных боковых поверхностей зубьев, соответственно, высотной коррекцией можно значительно изменить форму и общую длину контактных линий. К используемым методам определения контактных характеристик относятся аналитико-геометрические методы для простейших случаев (Бакингом), аналитические методы (Гохман, Колчин, Фрайфельд), кинематические методы (Шишков, Давыдов, Дадлей, Поритский).

В Словакии определением контактных характеристик цилиндрических червячных передач занимались А. Пажак, В. Клим и И. Хробак [60], которые утверждали, что в момент зацепления центральная точка и точка касания лежат на общей нормали к боковым поверхностям зубьев и принадлежат также к плоскостям, параллельным осевой плоскости червяка.

Использование огибающих методов для определения профилей зуба червяка с ошибками, полученными при

изготовлении (например, изменение параметров), встречаем в исследованиях И. Чепеля и М. Ламперта [45], которые были разработаны в последующих публикациях авторов.

Работа В. Клима [51] дает комплексный расчёт для определения несущей способности боковых поверхностей зубьев цилиндрической червячной передачи. Расчёт напряжений в поверхностных слоях зубьев предполагает, что известен процесс внешнего нагружения, неточность изготовления и все относящиеся к этому характеристики (уравнения активных боковых поверхностей зубьев, контактных линий, плоскостей зацепления и радиусов кривизны в точках касания).

Из приведённого выходит, что соответствующим выбором геометрических параметров цилиндрической червячной передачи можно достичь благоприятные контактные характеристики. Тем самым создать необходимые условия для возникновения жидкостного трения и снижения контактных напряжений соответственно. При определении условий возникновения жидкостного трения необходимо учитывать, кроме геометрических параметров, также скользящие и эластичные свойства материалов контактирующих зубьев, шероховатости поверхности, свойства смазывающего вещества и характер нагружения. Наблюдение за изменением коэффициента трения в зависимости от угла наклона касательной прямой к направлению относительной скорости боковых поверхностей зубьев червячной передачи встречаем в работе З. Ритока [67].

Вопрос усталостных разрушений червячных передач и влияние усталости на надёжность боковых поверхностей зубьев рассмотрены в работе В. Клима [52].

6.2 Исследование колебаний зубчатых передач

Повышение окружных скоростей зубчатых колёс сопровождается возникновением и резким ростом дополнительных динамических сил, которые по своей величине приближаются к силам номинальным в тихоходных передачах.

На величину внутренних динамических сил главным образом влияют следующие факторы:

- неравномерность хода (зависит от погрешностей основного шага и погрешностей профиля, обусловленных точностью изготовления);
- масса (осевой момент инерции) червячного колеса;
- жёсткость зацепления зубьев, главным образом — её изменения в процессе зацепления зубьев;
- величина передаваемой нагрузки, в том числе — внешних дополнительных динамических сил;
- смазка;
- характеристика демпфирования системы червячной пары;
- жёсткость валов и подшипников;
- зона контакта нагруженных боковых поверхностей зубьев.

Для червячных передач определение дополнительных динамических сил можно найти в соотношениях и диаграммах, исходя из отношения частоты вращения червяка к критической частоте [70]. Диаграмма по определению расчётных оценок для прямозубых зубчатых передач и червячных передач одна и та же.

6.3 Расчёт колебаний прямозубых зубчатых колёс

Расчёт колебаний системы с прямозубыми зубчатыми колесами является предметом многих исследователей. Из зарубежных, главным образом, известны А. Туплин, Г. Ниманн, В. Земан, М. Гортель, О. Ольшанский.

Привод представляет собой линейную или нелинейную крутильную колебательную систему либо с дискретными массами, либо из больших валов со связанной распределённой массой. Расчёт направлен на определение динамических нагрузок и ограничение нестабильных областей. Имеются два источника внутреннего возбуждения, а именно:

- 1) кинематический, определяемый погрешностями зубчатого зацепления (шага и формы профиля, неточностью монтажа);
- 2) параметрический, определяемый переменной жёсткостью зубчатого зацепления в процессе зацепления, силы трения.

Внешние источники зависят от характера внешней нагрузки. В работах В. Земана [71] дан анализ динамических явлений, выполненный на крутильно изолированных одноступенчатых редукторах. Под понятием крутильно изолированного редуктора автор понимает редуктор, жёсткость зацепления которого приведена, например, на вал шестерни на одну ступень больше, чем крутильная жёсткость вала шестерни или колеса. В расчёт включены также податливости опор и поперечные колебания зубчатых колёс.

Комплексный подход к расчёту влияния параметрического возбуждения на динамическое поведение зубчатого редуктора можем найти в работе М. Гортела [50]. Влияние кинематического возбуждения и, соответственно, переменной жёсткости зацепления на внутренние дополнительные силы является предметом исследования Г. Зиглера [74]. Авторы Т. Тобе, К. Сато и Н. Такатсу [69] используют статистические методы для оценки зависимости погрешностей зацепления и динамической нагрузки. Они же анализировали спектр погрешностей зубчатого редуктора и их воздействие. Условия отскока зубьев исследованы К. Накамуром [57]. Некоторые авторы сосредоточились на разработке пространственных линейных и нелинейных математических моделей систем валов с прямозубыми зубчатыми колёсами [11]; ими предложен метод модального синтеза для создания конденсированных моделей приводных устройств с зубчатыми колёсами.

Из приведённого явствует, что проблема расчёта крутильных колебаний систем с прямозубыми зубчатыми колёсами является достаточно решенной. Отдельные авторы в своих публикациях стараются найти комплексный подход к решению вопроса и как можно более точному определению влияния отдельных факторов. Желание получить наилучшее выражение сущности физико-математических моделей приводит к нелинейности систем, в результате чего появляется необходимость решения нелинейных дифференциальных уравнений. Если же для решения нелинейных дифференциальных уравнений не находят общих методов, приступают к линеаризации физико-математической модели или большему числу аппроксимированных шагов при частном решении.

6.4 Динамика червячных передач

Несмотря на то, что червячные передачи имеют широкое применение в практике, в литературе мы находим лишь редкие публикации, касающиеся исследования этих передач с точки зрения их динамики. Исключением является работа В. Клима [52], в которой автор указывает на необходимость учёта влияния динамических воздействий зацепления зубьев при определении максимальных величин нагружающих сил. В работе утверждается, что в случае зацепления цилиндрических червячных передач имеет место благоприятное влияние динамических воздействий при входе зубьев в зацепление. В прямозубых зубчатых колесах окружные скорости обоих зацепляющихся зубьев одинаково большие и имеют одно и то же направление в точке контакта. В случае зацепления зубьев цилиндрических червячных передач относительная скорость боковых поверхностей зубьев червяка на делительном цилиндре наклонена под углом 90° к направлению вектора окружной скорости червячного колеса на делительном диаметре. Кроме того, и окружная скорость червяка намного выше окружной скорости червячного колеса, и потому набег боковых поверхностей зубьев червяка на зубья колеса плавный и нет таких неблагоприятных динамических воздействий, как в цилиндрических зубчатых передачах. Автор указывает на то, что при больших углах подъёма червяка или больших частотах его вращения необходимо все же учитывать динамические воздействия. Он же рекомендует путём замены зацепления цилиндрической червячной передачи зацеплением зубчатой рейки с червячным колесом исследовать производные отношения и использовать их для определения динамических воздействий в прямозубых зубчатых передачах.

Из авторов, также занимающихся динамикой червячных редукторов, необходимо вспомнить А. Туплина [70] и Н. Вейца [11], причём уточним, что именно Вейц в большей степени разработал динамику самотормозящих червячных редукторов.

Как было упомянуто выше, имеется способ расчёта величины дополнительной динамической силы в червячном зацеплении. Для определения податливости червячного редуктора автор [71] использует те же соотношения, что и для

определения податливости зубьев цилиндрических зубчатых колёс с косыми зубьями. Учитывается податливость от изгиба зуба как защемлённой консоли, деформации боковых поверхностей зубьев, смещения зубьев относительно тела колеса, окружного напряжения в зубчатом венце.

Кроме этих податливостей, учитывают отношения для расчёта податливости, возникающей при изгибе червяка в результате нагружения.

Дополнительная динамическая сила F_{dj} определяется выражением $F_{dj} = A_b \cdot e_b / \delta_z + F_j$ или $F_{dj} = A_b \cdot e_b / \delta_z + A_s e' / \delta_z$ (из двух величин для второго слагаемого выбирают меньшую), где A_b , A_s — величины из диаграммы [41, диаграмма 10, с. 37]; e_b — сумма допустимых отклонений шагов соседних зубьев, м; δ_z — податливость червячной передачи в направлении касательной к делительной окружности червячного колеса на единицу длины [$\text{м}^2 \cdot \text{Н}^{-1}$]; F_j — окружная сила червячного колеса на единицу длины [$\text{м}^2 \cdot \text{Н}^{-1}$]; e' — периодическая ошибка передачи (отклонение профиля), м.

В литературе [11] подробно анализирован выбег самотормозящих червячных передач, который характеризуется как движение со снижающейся кинетической энергией и остановкой машины. По направлению движения выбег самотормозящей передачи можно разделить на два типа:

- 1) выбег в направлении передачи крутящего момента как при установившемся движении;
- 2) выбег с изменением направления передачи крутящего момента.

Примером может служить механизм смещения с самотормозящей червячной передачей, приводящий в движение навивающий барабан. Нормальный режим наступает при подъёме груза, режим торможения — при опускании груза. В первом случае червяк является ведущим, а червячное колесо ведомым элементом. Во втором случае червяк и червячное колесо являются ведущими элементами. Особый акцент делается на определение условий торможения.

У того же Н. Вейца [11] приведены условия, при которых наступает режим, характеризующийся быстрым ускорением

роста и, соответственно, спадом, приводящим практически к немедленной остановке. Это явление в практике называется заклиниванием самотормозящего редуктора, и оно сопровождается значительной динамической нагрузкой, вызывающей в ряде случаев разрушение. Необходимо отметить, что условия динамического заклинивания отличаются от условий статического заклинивания.

6.5 Экспериментальное исследование механических систем

Известные методы экспериментальных исследований вибрации зубчатых передач состояли в фиксировании изменений крутящих моментов, действующих на вращающихся валах. Передача относительно слабых сигналов от вращающихся валов вызвала проблему, которая была решена телеметрической передачей, т. е. размещением передатчика на вращающемся валу с последующим снятием сигнала статической антенной. Для предупреждения шумовых помех в работе был использован для передачи частотно-модулированный сигнал.

Еще одним способом измерения вибрации приводов с зубчатыми колесами является использование датчиков ускорения (акселерометров), размещённых в соответствующих местах привода с последующей оценкой (её может дать виброметр) или с последующей фиксацией на носитель компьютера. Оценка частотного спектра может быть осуществлена соответствующим частотным анализатором.

Современные методы экспериментального исследования состоят в измерении реакции конструкций (приводов) при их управляемом возбуждении в выбранной сети точек на их поверхности. Из анализированных частотных замеров между отдельными парами точек определяются модальные частоты и модальные формы колебаний регрессионным расчётом измеренных данных. Такие работы называют экспериментальной идентификацией или модальным тестированием.

Основное устройство для таких действий должно содержать возбудитель, который генерирует возбуждающий эффект.

В настоящее время используются в качестве возбудителей электромагнитные (или электродинамические, напоминающие по конструкции репродукторы) ударные молотки, механические возбудители, гидравлические пульсаторы и т. п. Их общей чертой является то, что силовое воздействие на механическую систему должно быть легко и надёжно измеряемо. Это силовое воздействие помещают как можно ближе к действительному месту его действия.

Для обычной крутильной системы выбирают точки для создания возбуждения, соответственно — сканирования реакции на окружности вращающихся частей, причём направление сканирования совпадает с направлением контакта. Для исключения взаимодействия с поперечными колебаниями, которые могут возбуждаться одновременно, датчики помещаем на общий вал, соответственно в плоскости возбуждения этих поперечных колебаний. Для представления вида колебаний используются графические программы, причём на экране постепенно возникает анимация отдельных форм колебаний.

6.6 Используемые методы

Для решения задач динамики физических систем разработан ряд методов и способов:

- методы физического и математического моделирования физических систем, а также проблемы идентификации систем;
- методы дискретизации связанных систем, оптимизация выбора модели дискретной системы;
- исследование динамических процессов в системах с переменной структурой и с учётом изменчивости инерции и упругости, с учётом зазоров между элементами;
- методы предохранения компонентов машин от динамичной перегрузки;
- виброизоляция;
- методы демпфирования в машинах и механизмах,
- стохастическая обработка динамических процессов в физических системах;
- модальный анализ и др.

Исследование динамики машины в основном сосредоточено на исследовании:

- динамики машин, подвергнутых действию сильно варьируемых температурных, а также электромагнитных полей, независимо от механических нагрузок. (В качестве примера можно привести исследование элементов на усталостную прочность при одновременном воздействии механических и тепловых нагрузок);

- динамики систем, подвергаемых интенсивным кратковременным нагрузкам;

- технологических процессов обработки — комплексном исследовании системы: обрабатывающий станок, обрабатываемая заготовка, инструмент;

- ударных волн на поверхностях элементов, вращающихся с высокими скоростями;

- проблем, связанных с защитой окружающей среды от негативного воздействия.

В круг этих проблем можно также включать исследования по динамике цилиндрических червячных передач. В связи с недостаточностью разработки этой проблемы сосредоточим внимание на крутильных колебаниях, исследование которых будет в первом приближении обзорным. Усилия будут направлены в первую очередь на создание дискретной физико-математической динамической модели цилиндрической червячной передачи, которая затем будет использоваться для моделирования привода с червячной передачей.

Из-за отсутствия данных для модального анализа червячной передачи будем уделять значительное внимание детальному анализу характеристик жёсткости, чтобы на этой основе создать динамичную модель аналогично тем, которые используются в цилиндрических зубчатых передачах с косыми зубьями и наиболее полно отражают особенности червячных передач [62].

Аналізу подвергнем цилиндрические червячные передачи ряда УЦГ, производителем которых является Акционерное общество ЗТС Сабинов (ZTS Sabinov) (Словакия). Анализ параметров жёсткости произведём на наименьшем, среднем и наибольшем редукторах. Подробный анализ модальных

характеристик выполним для этих же редукторов. При расчёте динамической нагрузки сосредоточим внимание на влиянии внутреннего кинематического возбуждения, внешнего и переходных состояний.

6.6.1 Математическое моделирование привода с цилиндрической червячной передачей

При нагрузке отдельные элементы червячной передачи деформируются и занимают новое положение. Учитывая то, что контакт боковых поверхностей зубьев в цилиндрических червячных передачах происходит по пространственной кривой (линии касания), трудно предположить равномерное распределение нагрузки вдоль этих линий [62]. Поэтому используем упрощение и сосредоточиваем нагрузку элементов червячной передачи в полюсе зацепления C (рис. 6.1).

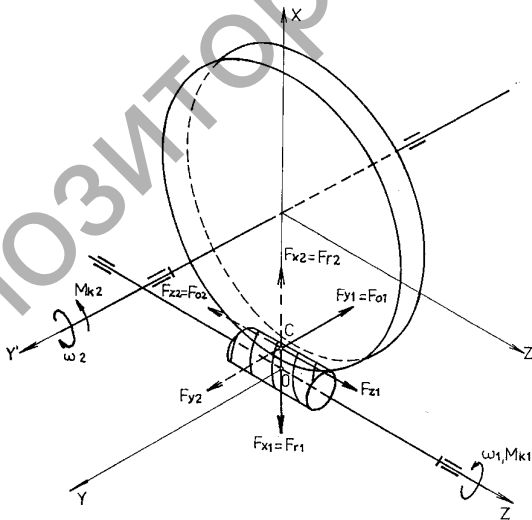


Рисунок 6.1 — Нагружение элементов червячной передачи [65]

Введением системы координат $O(x, y, z)$ можем определить величину сил в направлении осей координат, нагружающих червяк (сплошные линии) и червячное колесо (пунктирные линии). Их величина зависит от крутящего момента $M_{к1}$, угловой скорости ω_1 , угла трения ρ . При этом $\rho = \arctg \frac{f}{\cos \alpha_n}$,

где f — коэффициент трения; α_n — угол зацепления в нормальной плоскости, град.

Учитывая вышеизложенное упрощение (т. е. концентрацию нагрузки в трёх взаимно перпендикулярных силах), не имеет смысла более подробное изучение нагружения зубьев в нормальной плоскости. Сосредоточимся на той силе, которая действует в направлении по касательной к делительной окружности червячного колеса F_{02} ($F_{z2} = F_{z1}$).

Под термином дополнительная динамическая сила цилиндрической червячной передачи будем понимать увеличение силы, приложенной по касательной к делительному цилиндру червячного колеса. В скалярном выражении это выглядит следующим образом: $F_{dz} = F_{z\max} - F_z$, где F_{dz} — дополнительная динамическая сила, Н; $F_{z\max}$ — максимальное усилие, приложенное по касательной к делительному цилиндру червячного колеса, Н; F_z — сила, соответствующая передаваемому моменту M_k , Н, равная силе F_{z2} .

Если остановиться на понятии сила, то нужно рассмотреть (см. рис. 6.1) следующие соотношения:

а) окружная сила червяка равна осевой силе червячного колеса, т. е. $F_{01} = F_{y1} = F_{y2} = 2M_{к1} / d_1$, где $M_{к1}$ — крутящий момент на валу червяка; Н · м; d_1 — диаметр делительного цилиндра червяка, м;

б) окружная сила червячного колеса равна осевой силе червяка, т. е. $F_{02} = F_{z2} = F_{z1} = F_{01} / \operatorname{tg}(\gamma + \rho)$;

в) радиальная сила червячного колеса равна радиальной силе червяка, т. е. $F_{r2} = F_{z2} = F_{z1} = F_{02} / \cos(\gamma + \rho) = \operatorname{tg} \alpha_n \cos \rho / \sin(\gamma + \rho)$.

6.6.2 Физико-математическая динамическая модель привода с цилиндрическим червячным редуктором

Предпосылки решения. При разработке динамической модели привода необходимо учитывать специфику цилиндрической червячной передачи. Рассмотрим крутильную колебательную модель привода с цилиндрической червячной передачей (рис. 6.2).

Как это будет видно в последующем, мы не можем принять концепцию динамической модели червячной передачи с точки зрения упрощения понятия изолированной передачи, как это имеется в работе В. Земана [71]. Объяснением тому являются следующие факты:

- относительно высокое передаточное отношение;
- более низкая средняя жёсткость зацепления зубьев по сравнению с цилиндрическими передачами (модуль упругости бронзы $1,1 \cdot 10^{11}$ Па);

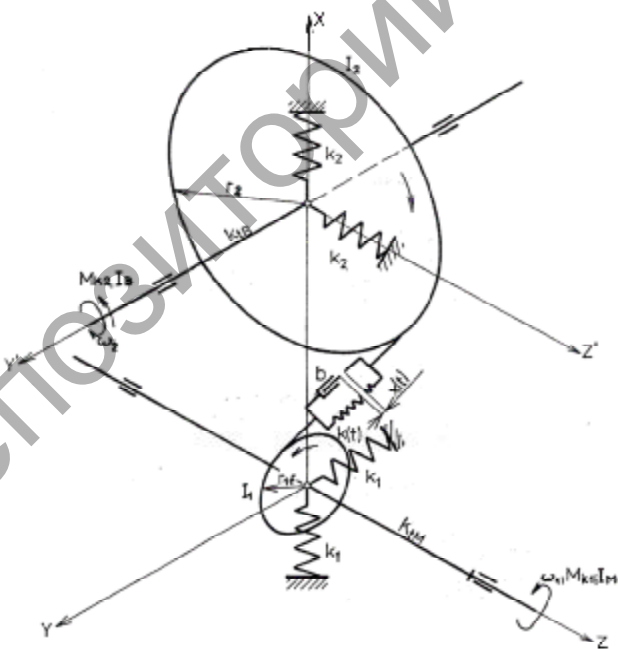


Рисунок 6.2 — Крутильная колебательная модель привода с цилиндрическим червячным редуктором

Примечание.

\sum_{k_1} — результирующая жёсткость опор червяка в направлении координатных осей x, y , $\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$, определяемая через соотношение

$$\frac{1}{\sum_{k_1}} = \frac{1}{\sum_{k_{n1}}} + \frac{1}{k_{u1}}, \quad (6.1)$$

где $\sum_{k_{n1}}$ — суммарная жёсткость опор червяка в середине расстояния между опорами, $\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$;

k_{u1} — изгибная жёсткость вала червяка при изгибе, $\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$;

\sum_{k_2} — результирующая жёсткость опор червячного колеса, $\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$;

$x(t)$ — отклонение (ошибка) зацепления, м;

b — постоянная деформации зацепления, $\text{Н} \cdot \text{см}^{-1}$;

k_t — переменная жёсткость зацепления, $\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$;

r_{1f} — мнимый (фиктивный), радиус, м, причём

$$r_{1f} = r_1 \operatorname{tg} \gamma, \quad (6.2)$$

где r_1 — радиус делительного цилиндра червяка, м;

γ — угол подъёма на делительном цилиндре, град;

r_2 — радиус делительной окружности червячного колеса, м;

k_{IM} — крутильная жёсткость вала червяка со стороны приводного двигателя, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}^{-1}$;

k_{IV} — крутильная жёсткость вала червячного колеса со стороны нагружающего (тормозного) момента, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}^{-1}$;

M_{IM} — осевой момент инерции ротора двигателя, кгм^2 ;

M_{IV} — осевой момент инерции рабочей машины, кгм^2 ;

M_{I_1}, M_{I_2} — осевые моменты инерции червяка и червячного колеса, кгм^2 .

Рисунок 6.2 — *Окончание*

– значительная изгибная податливость вала червяка.

После выполненного приведения на вал червяка можем констатировать, что приведённая средняя жёсткость зацепления на порядок совпадает с крутильной жёсткостью вала червяка со

стороны ведущего двигателя. Этот факт не позволяет принять предположение о крутильной изолированной передаче. Но приведённая крутильная жёсткость вала червячного колеса на вал червяка почти на порядок ниже, что позволяет принять упрощение.

Исследуем в первом приближении крутильную колебательную динамическую модель привода с цилиндрической червячной передачей (см. рис. 6.2) и введём следующие условия:

1) для всех серийно изготавливаемых червячных передач можем принять предположение, что как вал червяка, так и вал червячного колеса геометрически симметричны по отношению к середине расстояния между подшипниками;

2) червяк и червячное колесо изготовлены цельными или расположены посередине между подшипниками;

3) в первом приближении не учитываем изгибные колебания червяка и червячного колеса, и это можно мотивировать тем, что массовые характеристики червяка практически незначительны и изгибы вала червячного колеса на порядок меньше в связи с его большей жёсткостью при изгибе;

4) предполагаем, что погрешности зацепления с зубчатой частотой меньше, чем статические деформации, и что дело не дойдет до отскока боковых поверхностей зубьев и появления бокового зазора;

5) результирующая жёсткость опор в направлении координатных осей x и y одинакова.

6.6.3 Параметры жёсткости

Коэффициент перекрытия зацепления. Одним из важных параметров жёсткости при динамическом расчёте зубчатых колёс является коэффициент перекрытия. На основе этого параметра далее определяют так называемую среднюю жёсткость зацепления. Коэффициент перекрытия зацепления даёт представление о том, как меняется однопарное, двухпарное, а также многопарное зацепление.

У цилиндрических зубчатых колёс с прямыми зубьями коэффициент перекрытия ε определяется через соотношение $\varepsilon = L / p_b$, где L — длина линии зацепления, ограниченная цилиндром головок шестерни и глобоидом колеса, м; p_b — шаг на основном цилиндре, м.

Для определения p_b используется формула $p_b = p \cos \alpha$, где p — шаг на делительном цилиндре, м; α — угол зацепления, град.

Для цилиндрических зубчатых колёс с косыми зубьями ε представлен в виде суммы коэффициента перекрытия в торцовой плоскости ε_c и коэффициента перекрытия шага ε_k [63], т. е. $\varepsilon = \varepsilon_c + \varepsilon_k = L / p_{cb} + L_0 / p_{cr}$, где L — длина линии зацепления в торцовой плоскости, м; p_{cb} — шаг в торцовой плоскости на основном цилиндре, м; L_0 — длина зацепления, м; p_{cr} — шаг в торцовой плоскости на делительном цилиндре, м.

В свою очередь L_0 определяется из выражения $L_0 = b_2 \operatorname{tg} \beta$, где b_2 — ширина узкого из колёс, м; β — угол наклона зубьев, град.

Определить перекрытие зубьев в цилиндрических червячных передачах весьма тяжело, потому что зацепление не происходит по прямой (плоской поверхности), как это происходит в цилиндрических зубчатых передачах. Поверхность зацепления является неразвёртывающейся поверхностью, и линии зацепления представлены кривыми. Поэтому приступим к упрощению, т. е. заменим червяк зубчатой рейкой с косыми зубьями [62]. В работе [62] приведены соотношения для так называемого среднего перекрытия зацепления, включающего смещение профиля. Его величина, как правило, больше 2. Приступаем далее к подробному анализу коэффициента перекрытия зацепления цилиндрических червячных передач.

Численный метод определения поля зацепления и коэффициента перекрытия. Прогресс в области компьютерных технологий позволяет проводить более точно исследование поля зацепления и исключает трудоемкость, связанную с аналитическими и графическими исследованиями [46].

Для определения линии зацепления и касательной в параллельных осевых сечениях использована методика (рис. 6.3) [47], основанная на утверждении, что в момент зацепления центральная точка и точка касания лежат на общей нормали к боковым поверхностям зубьев. Это утверждение справедливо и в плоскостях, параллельных осевой плоскости червяка.

Разработанные и отлаженные программы [47] для расчёта в 11 параллельных сечениях (число сечений может быть разным),

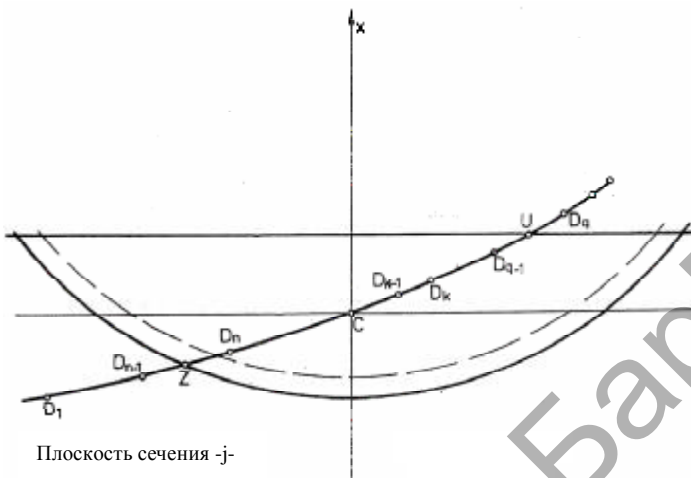


Рисунок 6.3 — Линия зацепления червячной передачи по [47]

позволяют рассчитать линии зацепления в 29 точках. Программа для определения длины линии зацепления находит, какая точка линии зацепления в соответствующем параллельном сечении является точкой, относящейся к множеству точек, образующих поле зацепления.

Анализ выполнен для заданных параметров конкретной цилиндрической червячной передачи. Под понятием множество точек поля зацепления понимаем точки, относящиеся к пространству, ограниченному цилиндром головок червяка, плоскими поверхностями на расстоянии, равном ширине венца червячного колеса, наибольшим внешним цилиндром головок венца червячного колеса, глободом венца червячного колеса.

В случае, если такая точка линии зацепления отвечает этим условиям, программа проложит прямую между ближайшей точкой D_{n-1} , которая ещё не находится в поле зацепления, и той точкой D_n (см. рис. 6.3). Такое решение позволит уточнить шаг (в зависимости от требуемой точности) и определить начало поля зацепления на соответствующей линии зацепления с произвольной точностью.

Такая же процедура применяется для определения конечной точки поля зацепления U . Определяется длина линии

зацепления L_j , лежащей в этой области, и коэффициент перекрытия ε в сечении j следующим образом: $\varepsilon = L_j / \pi m_x \cos \alpha_j$, где m_x — осевой модуль червяка, m ; α_j — средний угол наклона линии зацепления в сечении j , который может быть определен из соотношения

$$\alpha_j = \frac{\alpha_{ZN} + \sum_{n-1}^{q-1} \alpha_k + \alpha_{q-1U}}{q - n + 1},$$

причём

$$\alpha_k = \arctg \frac{X_k - X_{k-1}}{Z_k - Z_{k-1}},$$

$$\alpha_{ZN} = \arctg \frac{X_n - X_z}{Z_n - Z_z},$$

$$\alpha_{q-1U} = \arctg \frac{X_U - X_{q-1}}{Z_U - Z_{q-1}}.$$

Длина линии зацепления в сечении, L_j , в свою очередь, определяется выражением $L_j = ZD_n + \bar{N}_n \bar{D}_{q-1} + D_{q-1}U$, причём

$$\bar{N}_n \bar{D}_{q-1} = \sum_{k=n+1}^{q-1} (X_k - X_{k-1})^2 + (Z_k - Z_{k-1})^2.$$

За стандартную будем считать максимальную величину коэффициента перекрытия из отдельных параллельных сечений. Оценка результатов и наблюдение линий зацепления, касательных линий и ограничение поля зацепления даны в разделе 6.7 настоящей монографии.

Жёсткость зубьев. Остановимся на определении жёсткости (податливости) зубьев цилиндрической передачи в направлении касательной к делительной окружности червячного колеса [70], т. е. параллельно оси червяка.

Жёсткость цилиндрических червячных передач была предметом рассмотрения А. Клименко и Ф. Романенко [46], которые для расчёта использовали метод конечных элементов и эксперименты проводили на моделях из оргстекла. Учитывая, что в имеющейся литературе не представлены характеристики жёсткости зубьев цилиндрических червячных передач, используем в соответствии с [70] для расчёта податливости червячных передач соотношения для цилиндрических передач с косыми зубами. В то же время будем учитывать податливость, возникающую при изгибе вала, а также податливость опор червяка:

1. Податливость от изгиба зуба как консольной балки δ_1 , $\text{м}^2\text{Н}^{-1}$ [47] определяется формулой $\delta_1 = 1,45 \cdot 10^{-11} E'$, причём $E' = (E_{Fe} / E_1 + E_{Fe} / E_2) / \cos \gamma$, где E_{Fe} — модуль упругости при растяжении стали, Па; E_1 E_2 — модуль упругости материала, используемого для червяка, червячного колеса соответственно, Па; γ — угол наклона, град.

2. Податливость от деформации боковых поверхностей зубьев δ_2 , $\text{м}^2 \cdot \text{Н}^{-1}$, определяется выражением

$$\delta_2 = 1,45 \cdot 10^{-10} E' \left(0,75 - 0,115 \log \frac{1,45 \cdot 10^{-4} F_{o2} z_2}{b_{q2} p_n \cos^2 \gamma} \right),$$

где F_{o2} — окружная сила на червячном колесе, Н;

z_2 — число зубьев червячного колеса,

b_{q2} — ширина червячного колеса, м;

p_n — шаг в нормальной плоскости, м.

3. Податливость от смещения зубьев червячного колеса с учётом тела колеса δ_3 , $\text{м}^2 \cdot \text{Н}^{-1}$, можно вывести из формулы

$$\delta_3 = \frac{1,45 \cdot 10^{-12}}{\cos \gamma} \left(\frac{E_{Fe}}{E_2} + \frac{0,8 p_n}{a_2} \frac{E_{Fe}}{E_2} \right),$$

где a_2 — радиальная толщина венца на окружности впадин червячного колеса, м.

Результирующая податливость пары зубьев от изгиба, контактной деформации и смещения зубьев δ_2 определяется по формуле

$$\delta_{\Sigma_2} = \sum_{i=1}^3 \delta_i.$$

Единичная жёсткость k_1 , $\text{Н} \cdot \text{м}^{-2}$, зубьев будет определяться выражением $k_1 = 1 / \delta_1$.

Ниже приведены ориентировочные величины единичной жёсткости зацепления, $\text{Н} \cdot \text{м}^{-2}$, при изгибе, контактной деформации и смещении в зацеплении одной пары зубьев в редукторах UCG80 (наименьший размер), UCG160 (средний), UCG315 (наибольший), производителем которых является Акционерное общество ЗТС Сабинов: $k_{UCG80} = 1,124 \cdot 10^{10}$; $k_{UCG160} = 1,153 \cdot 10^{10}$; $k_{UCG315} = 1,017 \cdot 10^{10}$.

Согласно источникам [35; 48], можно записать соотношение для жёсткости двух пар зубьев в зацеплении

$$k_{II} \approx \frac{k_1}{0,6}, \quad (6.3)$$

а для коэффициента перекрытия $2 < \varepsilon < 3$ в косозубых передачах отношение жёсткости

$$\frac{k_{II}}{k_{III}} \approx 0,75, \quad (6.4)$$

где k_{II} , k_{III} — жёсткость зацепления 2-й и 3-й пар зубьев соответственно.

Тогда для средней жёсткости зацепления при коэффициенте перекрытия $2 < \varepsilon < 3$ можно написать отношение, используя формулы (6.3) и (6.4),

$$k_{\Phi} \approx \frac{k_1}{0,45}(\varepsilon - 2) + \frac{k_1}{0,6}(3 - \varepsilon), \quad (6.5)$$

где k_{Φ} — средняя жёсткость цилиндрической червячной передачи от изгиба, контактной деформации и смещения, $\text{Н} \cdot \text{м}^{-2}$.

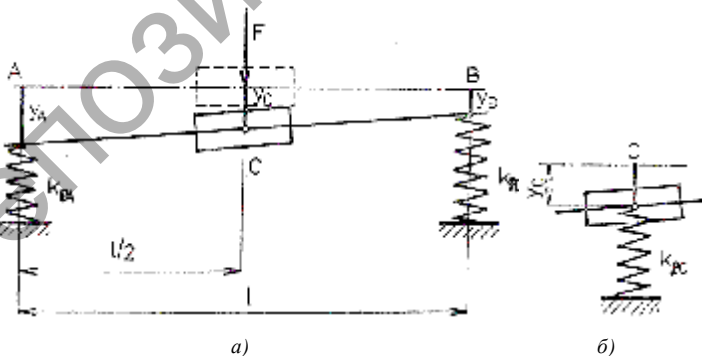
Учитывая отсутствие материалов для определения средней жёсткости зацепления цилиндрической червячной передачи, принимаем величины, измеренные в цилиндрических зубчатых передачах с косыми зубьями, т. е. червяк заменяем в первом приближении косозубой рейкой [52].

Податливость от изгиба вала червяка будем рассматривать в последующих разделах.

Жёсткость опор. Как было уже показано в соотношении (6.1), суммарная жёсткость опор Σ_{k_1} и Σ_{k_2} будет зависеть от жёсткости подшипников Σ_{k_n} и изгибной жёсткости валов, соответственно равными $k_{и1}$ и $k_{и2}$.

Суммарная жёсткость подшипников. В соответствии с пятым условием (см. раздел 6.6.2) будем считать жёсткости подшипников в направлении координатных осей x и y равными (см. рис. 6.2).

Определение суммарной жёсткости Σ_{k_nC} осуществляется следующим образом (рис. 6.4). Вал червяка, опирающийся на опоры A и B , нагружен силой F в середине вала между подшипниками. Жёсткость подшипников Σ_{k_nA} в опоре A и Σ_{k_nB} в опоре B заменим суммарной жёсткостью подшипников Σ_{k_nC} в точке C .



a — жёсткость в опорах A и B , b — приведённая (суммарная) жёсткость в опоре C

Рисунок 6.4 — Жёсткость опор вала червяка [65]

Деформация от силы F в опорах A и B определяется соответственно

$$y_A = \frac{F/2}{\sum_{k_n A}}, \quad y_B = \frac{F/2}{\sum_{k_n B}},$$

а деформация в точке C — $y_C = y_A - y_B/2 + y_B$.

После подстановки получим $y_C = F/2 (1/2 \sum_{k_n A} - 1/2 \sum_{k_n B} + 1/\sum_{k_n B})$, соответственно, суммарная жёсткость подшипников при равной жёсткости обоих $\sum_{k_n C}$ (при $\sum_{k_n A} = \sum_{k_n B}$ и далее $\sum_{k_n C} = 2 \sum_{k_n A}$) в точке C будет выглядеть следующим образом: $\sum_{k_n C} = 2 / (1/2 \sum_{k_n A} - 1/2 \sum_{k_n B} + 1/\sum_{k_n B})$.

Величины жёсткости можно найти в соответствующей литературе [29] для шариковых, роликовых и конических подшипников. Предлагаемым методом можем найти суммарные жёсткости подшипников, как для вала червяка, так и для вала червячного колеса в плоскостях $x-z$, $x-y$, $y-z$ (см. рис. 6.2).

Изгибная жёсткость валов. Валы червяка и червячного колеса нагружены тремя силами F_{x1} , F_{y1} , F_{z1} (F_{x2} , F_{y2} , F_{z2}) в направлении координатных осей (см. рис. 6.1).

Жёсткость на изгиб, определенная для гладкого вала в середине расстояния между подшипниками, рассмотрена в специальных источниках [15], и потому есть ограничения на вводе результирующих соотношений. Это связано также с так называемым «заклиниванием» подшипника, который нагружен осевой силой, действующей на конические подшипники. Такой подшипник далее не можем считать как шарнирную опору, но в определенной мере — как консольную балку. В работах зарубежных авторов [54] приведены соотношения для моментов, учитывающих «заклинивание» для разных способов посадки.

Суммарный изгиб в плоскости $x-z$ равен $y_{Cxy1} = F_{x1} \times (l_1^3 / 48EJ_1 - l_1^3 / 320EJ_1)$, где l_1 — расстояние между подшипниками, м; E — модуль упругости при растяжении, Па; J_1 — момент инерции сечения, m^4 .

Изгибная жёсткость вала червяка в плоскости $x-z$ равна $k_{иxz1} = 1 / (l_1^3 / 48EJ_1 - K')$, где K' — постоянная, зависящая от типа подшипников и способа посадки.

Точно так же поступаем в плоскости $y-z$. Если принять $k_{иxy1}$ равным $k_{иyz1}$ и, соответственно, $k_{и1}$, то можем определить жёсткость на изгиб вала червяка следующим образом:

$k_{и1} = 1 / (1/k_{k1} - K')$, где k_{k1} — изгибная жёсткость гладкого вала на шарнирных опорах в середине расстояния между подшипниками, $H \cdot м^{-1}$.

Используя первое условие в разделе 6.6.2 данного издания, можно за изгибную жёсткость гладкого вала на шарнирных опорах в середине расстояния между подшипниками взять жёсткость симметричного вала, которая была определена одним из методов в некотором сечении (например, методом снижения момента Мора).

Следует отметить, что при расчёте изгибной жёсткости вала червяка был подставлен диаметр граничного цилиндра червяка. Некоторыми авторами [62] проводились экспериментальные измерения влияния числа витков червяка на увеличение жёсткости при изгибе. По результатам этих измерений можно констатировать максимальное увеличение жёсткости на 11% у четырёхвитковых червяков. Этот факт требует использования более точных методов расчёта для определения этого влияния (например, метод конечных элементов).

Сила F_{z1} (см. рис. 6.1) не вызывает изгиб в середине расстояния между подшипниками. Получается лишь поворот сечения и смещение в центральной точке C (рис. 6.5). Угол поворота сечения β_{c1} , рад, можно определить интегрированием линии изгиба по формуле

$$\beta_{c1} = \frac{F_{z1} r_1 l_1}{12EJ_1}. \quad (6.6)$$

Этот поворот повлечёт смещение Δ_{z1} по касательной к делительной окружности червячного колеса, найдём его из выражения

$$\Delta_{z1} = \beta_{c1} r_1, \quad (6.7)$$

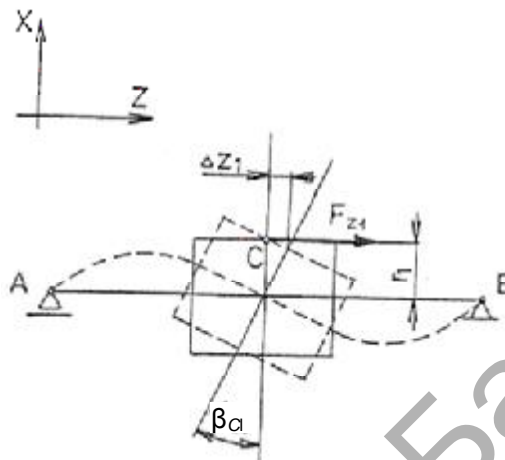


Рисунок 6.5 — Определение поворота сечения червяка и смещения центра C по линии изгиба [65]

если предположим малый поворот, т. е. $\sin J_{C1} = J_{C1}$, причём r_1 — радиус делительного цилиндра червяка, м.

Используя соотношения (6.6) и (6.7), можно непосредственно определить жёсткость в направлении касательной к делительной окружности червячного колеса либо методом эквивалентной крутильной жёсткости преобразовать эту жёсткость (податливость) в эквивалентную крутильную жёсткость червяка. С целью получения более точных результатов при расчёте может быть принята во внимание податливость подшипников.

Кроме того, при определении жёсткости на изгиб вала червячного колеса, нагруженного силами F_{x2} , F_{y2} , F_{z2} , определяем жёсткость в соответствующих направлениях. Тогда жёсткость на изгиб вала червячного колеса в плоскости x — y , соответственно, x' — y' , $\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$, $k_{и2}$ равна $k_{и2} = 1/(1/k_{k2} - K')$, где k_{k2} — жёсткость на изгиб симметричного вала на шарнирных опорах, $\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$; K' — постоянная, учитывающая вид и способ посадки.

Подобный поворот червячного колеса (сечения вала) от силы F_{y2} (рис. 6.6 и 6.7) определяется как

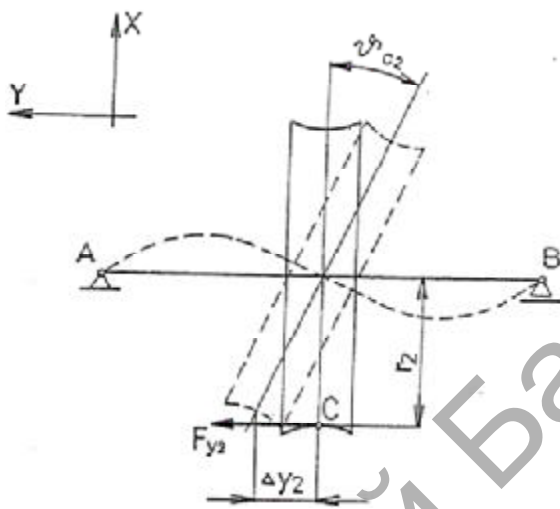


Рисунок 6.6 — Определение поворота сечения червячного колеса и смещения центра S по линии изгиба [65]

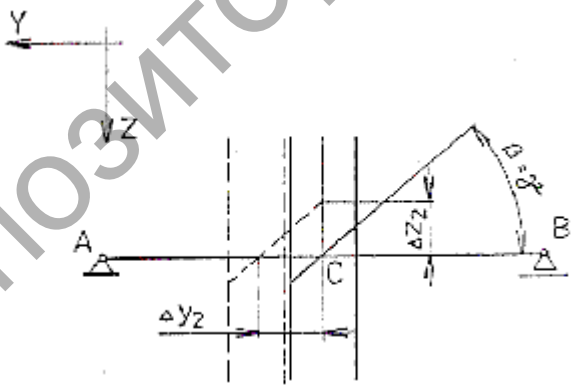


Рисунок 6.7 — Определение угла поворота червячного колеса [65]

$$\beta_{c2} = \frac{F_{y2} r_2 l_2}{12 E J_2}, \quad (6.8)$$

и для малых углов действительно $\sin \beta_{c2} \approx \beta_{c2}$, а смещение Δy_2 (см. рис. 6.6) будем иметь

$$\Delta y_2 = \beta_{c2} r_2. \quad (6.9)$$

В касательной к делительной окружности червячного колеса и параллельно оси червяка для z справедливо соотношение

$$\Delta z_2 = \operatorname{tg} \gamma \Delta y_2 = \beta_{c2} r_2 \operatorname{tg} \gamma. \quad (6.10)$$

Используя соотношения (6.8) и (6.10), можно непосредственно определить жёсткость (податливость) в направлении, противоположном повороту, либо методом эквивалентной крутильной жёсткости трансформировать в эквивалентную крутильную податливость вала червячного колеса.

6.6.4 Метод эквивалентной крутильной податливости

Метод эквивалентной крутильной податливости заключается в преобразовании изгибной податливости валов и подшипников в эквивалентную крутильную податливость (жёсткость) с учётом кинематической связи в цилиндрической червячной передаче.

В работе [29] этот метод был использован для цилиндрического зубчатого колеса с прямыми зубьями. С возможностью включения изгибной податливости в крутильную жёсткость валов встречаемся в [73], что пригодно для практических расчётов динамики зубчатых передач.

Эквивалентная крутильная податливость вала червяка. Мы помним о том, что вал червяка нагружен силами F_{x1}, F_{y1}, F_{z1} (см. рис. 6.1). В результате этого вал деформируется, и эта деформация с точки зрения крутильной податливости передачи увеличивается. Используя принцип суперпозиции, выполним анализ в различных плоскостях [64]. Перепишем соотношение (6.1) и получим

$$\Sigma_{k1} = 1 / \left(\frac{1}{\Sigma_{k_{n1}}} + \frac{1}{k_{n1}} \right), \quad (6.11)$$

где \sum_{k1} — суммарная жёсткость опор червяка в направлении осей координат, соответственно — в плоскостях $x - z$, $y - z$, $H \cdot \text{м}^{-1}$.

Плоскость $x - z$. Предположим, что боковые поверхности зубьев червяка в осевой плоскости имеют угол зацепления α_x , причём имеет место соотношение

$$\text{tg}\alpha_x = \frac{\text{tg}\alpha_n}{\cos\gamma}. \quad (6.12)$$

Для суммарного сдвига подвижной точки C (рис. 6.8) в направлении координатной оси x справедливо равенство

$$Y_{xz1} = \frac{F_{x1}}{\sum_{k1}}. \quad (6.13)$$

Выразим силу F_{x1} через подводимый момент на червяке $M_{к1}$

$$F_{x1} = \frac{M_{к1} \text{tg}\alpha_n \cos\rho}{r_1 \sin(\gamma+\rho)}, \quad (6.14)$$

подставим формулу (6.14) в равенство (6.13) и получим соотношение

$$Y_{xz1} = \frac{M_{к1} \text{tg}\alpha_n \cos\rho}{\sum_{k1} r_1 \sin(\gamma+\rho)}. \quad (6.15)$$

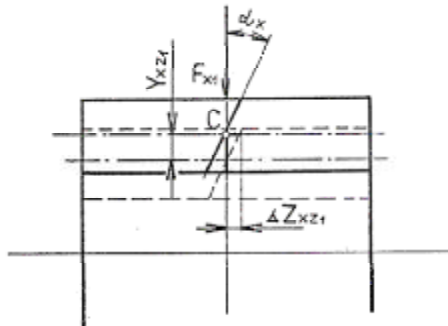


Рисунок 6.8 — Расчёт жёсткости зубьев от смещения [71]

Для расчёта осевого смещения ΔZ_{xz1} (рис. 6.9) используем выражение

$$\Delta Z_{xz1} = Y_{xz1} \operatorname{tg} \alpha_x, \quad (6.16)$$

соответственно после подстановки выражений (6.12) и (6.15) в формулу (6.16) и её преобразования получим уравнение

$$\Delta Z_{xz1} = \frac{M_{k1}}{\sum k_1} A_{xz1}, \quad (6.17)$$

при этом $A_{xz1} = \operatorname{tg}^2 \alpha_n \cos \rho / r_1 \sin(\gamma + \rho) \cos \gamma, \text{ м}^{-1}$.

Для определения Y_{xz1} (см. рис. 6.9) используем формулу

$$\Delta Y_{xz1} = \frac{\Delta Z_{xz1}}{\operatorname{tg} \gamma}. \quad (6.18)$$

Для малых углов можем записать следующее соотношение:

$$\operatorname{tg} \Delta \varphi_{xz1} \cong \Delta \varphi_{xz1} = \frac{\Delta Y_{xz1}}{r_1}, \quad (6.19)$$

где $\Delta \varphi_{xz1}$ — дополнительный поворот вала червяка из-за его деформации Y_{xz1} из предположения абсолютно жёсткого вала червячного колеса, рад;

r_1 — радиус делительного цилиндра червяка, м.

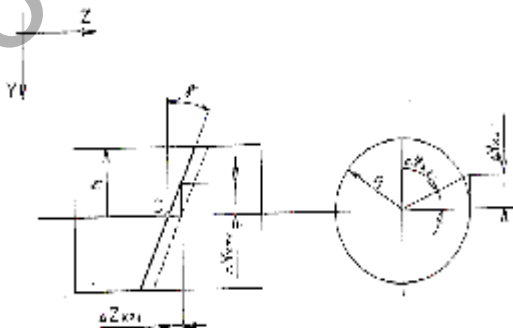


Рисунок 6.9 — Определение Y_{xz1} [65]

Используя соотношения (6.17) и (6.19), запишем $\Delta\varphi_{xz1} = M_{k1}A_{xz1} / k_1r_1 \operatorname{tg}\gamma$, причём $1/k_{txz1} = A_{xz1} / \sum_{k_1} r_1 \operatorname{tg}\gamma$, где k_{txz1} — эквивалентная крутильная жёсткость, соответствующая изгибной деформации вала червяка, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}^{-1}$.

Плоскость $y - z$. Для суммарного смещения подвижной точки C (рис. 6.10) по оси y имеет место отношение

$$Y_{yz1} = \frac{F_{y1}}{\sum_{k_1}}. \quad (6.20)$$

Выразим силу F_{y1} через передаваемый момент M_{k1} $F_{y1} = M_{k1} / r_1$, и подстановкой выражения (6.19) в равенство (6.20) получаем $Y_{yz1} = M_{k1} / \sum_{k_1} r_1$.

Из предположения абсолютного жёсткого вала червячного колеса для дополнительного поворота вала червяка y_{z1} (см. рис. 6.10) имеем соотношение $\Delta\varphi_{yz1} = M_{k1}A_{yz1} / \sum_{k_1} r$, при этом $A_{yz1} = 1/r$, кроме того, нужно учесть, что $1/k_{tyz1} = A_{yz1} / \sum_{k_1} r_1$, где k_{tyz1} — эквивалентная крутильная жёсткость, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}^{-1}$.

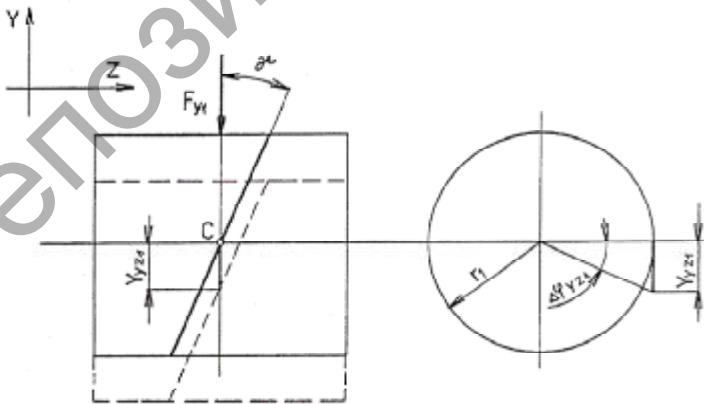


Рисунок 6.10 — Смещение точки C по оси y [65]

Поворот червяка в плоскости $x — z$ от действия силы F_{z1} (см. рис. 6.5). Используя соотношения (6.5) и (6.6) для смещения подвижной точки C по оси z , запишем формулу $\Delta z_1 = F_{z1} r_1 l_1 r_1 / 12EJ_1$.

Выразим силу F_{z1} от передаваемого момента на червяке $M_{к1}$ $F_{z1} = M_{к1} / r_1 \text{tg}(\gamma + \rho)$.

Таким же образом, как при определении $\Delta \varphi_{xz1}$ (см. рис. 6.9), руководствуясь соотношениями (6.16) и (6.17), определяем дополнительный поворот вала от деформации (поворота) силой F_{z1} по формуле $\Delta \varphi_{Fz1} = M_{к1} F_{Az1} / k_{и1} \text{tg} \gamma$, где $k_{и1}$ — жёсткость вала червяка при изгибе, $\text{H} \cdot \text{м}^{-1}$, причём $A_{z1} = 4/l_1^2 \text{tg}(\gamma + \rho)$.

Далее имеем равенство $1/k_{tFz1} = A_{Fz1} / k_{и1} \text{tg} \gamma$, где k_{tFz1} — эквивалентная крутильная жёсткость от деформации (поворота) силой F_z , $\text{H} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}^{-1}$.

Суммарная эквивалентная крутильная жёсткость вала червяка k_{oh1} , учитывающая податливость его опор, будет представлена как $k_{oh1} = 1 / (1/k_{tzz1} + 1/k_{tyz1} + 1/k_{tFz1})$.

Эту эквивалентную крутильную жёсткость требуется разместить в динамической схеме между дисками в соответствии с их осевыми моментами инерции [49].

Трансформируем эквивалентную крутильную жёсткость k_{oh1} в жёсткость в направлении касательной к делительной окружности червячного колеса от податливости опор червяка k_{oh1} , $\text{H} \cdot \text{м}^{-1}$, т. е. $k_{oh1} = k_{toh1} / r_{1f}^2$, где r_{1f} — фиктивный радиус червяка (6.2), м.

Эквивалентная крутильная жёсткость червячного колеса. Червячное колесо и его опоры нагружены силами F_{x2} , F_{y2} , F_{z2} (см. рис. 6.1). Как и у червяка, выполняем расчёт эквивалентной крутильной жёсткости (податливости) колеса в отдельных плоскостях.

Для этого берём соотношение, аналогичное (6.11), и получаем $\Sigma_{k_2} = 1 / (1/\Sigma_{k_{n2}} + 1/k_{и2})$, где $\Sigma_{k_{n2}}$ — суммарная жёсткость подшипников червячного колеса, $\text{H} \cdot \text{м}^{-1}$; $k_{и2}$ — жёсткость вала червячного колеса при изгибе, $\text{H} \cdot \text{м}^{-1}$.

Плоскость $x — y$. Предположим теперь, что червяк — абсолютно твёрдое тело. Смещение червячного колеса от действия силы F_{x2} (рис. 6.11) определяется соотношением

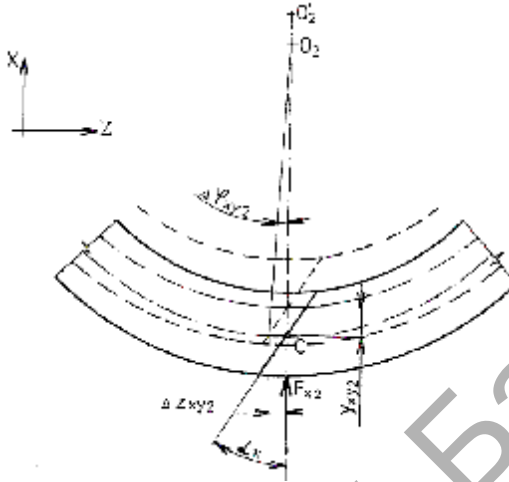


Рисунок 6.11 — Определение смещения от силы F_{x2} [65]

$$Y_{xy2} = \frac{F_{x2}}{\sum k_2}. \quad (6.21)$$

Выразим силу F_{x2} в зависимости от момента на червячном колесе $M_{к2}$ $F_{x2} = (M_{к2} / r_2) (\operatorname{tg} \alpha_n \cos \rho / \cos (\gamma + \rho))$ и подставим в формулу (6.21):

$$Y_{xy2} = \frac{M_{к2}}{\sum k_2} \frac{\operatorname{tg} \alpha_n \cos \rho}{r_2 \cos (\gamma + \rho)}. \quad (6.22)$$

Дополнительное смещение по оси z (см. рис. 6.11) выглядит следующим образом:

$$\Delta Z_{xy2} = Y_{xy2} \operatorname{tg} \alpha_x = Y_{xy2} \frac{\operatorname{tg} \alpha_x}{\cos \gamma}. \quad (6.23)$$

Перемещение ΔZ_{xy2} по соотношению (6.23) соответствует повороту колеса на угол $\Delta \varphi_{xy2}$ (причём $\operatorname{tg} \Delta \varphi_{xy2} \cong \Delta \varphi_{xy2}$), а сам угол поворота находим из формулы

$$\Delta\varphi_{xy2} = \Delta Z_{xy2} / r_2. \quad (6.24)$$

Подставляя соотношения (6.22) и (6.23) в формулу (6.24), получаем $\Delta\varphi_{xy2} = (M_{к2} / \sum k_2) A_{xy2} / r_2$, причём $A_{xy2} = \text{tg}^2 \alpha_n \cos \rho / r_2 \cos (\gamma + \rho) \cos \gamma, \text{ м}^{-1}$.

Плоскость $y'-z'$. Смещение червячного колеса $Y_{y'z'2}$ в результате действия силы F_{z2} (рис. 6.12) будет определяться соотношением $Y_{y'z'2} = F_{z2} / \sum k_2$, полученным в результате преобразования равенства

$$\frac{1}{k_{txy2}} = \frac{A_{xy2}}{\sum k_2 r_2}, \quad (6.25)$$

где k_{txy2} — эквивалентная крутильная жёсткость, соответствующая смещению в плоскости $x-y$, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}^{-1}$.

Выразим силу F_{z2} в зависимости от момента $M_{к2}$ через формулу $F_{z2} M_{к2} / r_2$.

Из предположения, что червяк абсолютно жёсткий, смещение $Y_{y'z'2}$ соответствует повороту червячного колеса $\Delta\varphi_{y'z'2}$ (для $\text{tg} \Delta\varphi_{y'z'2} \cong \Delta\varphi_{y'z'2}$), который можно выразить следующим образом:

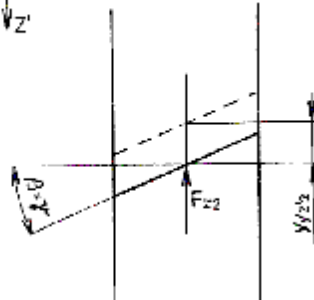


Рисунок 6.12 — Смещение червячного колеса в плоскости $y'-z'$ [65]

$$\Delta\varphi_{y'z'2} \cong \frac{Y_{y'z'2}}{r_2}. \quad (6.26)$$

Подставляя отношение (6.25) в равенство (6.26), получаем $\Delta\varphi_{y'z'2} = (M_{к2} / \sum k_2) A_{y'z'2} / r_2$, причём $A_{y'z'2} = 1 / r_2$.

Поворот червячного колеса в плоскости x — y от действия силы F_{y2} . Используя соотношение (6.9) для смещения подвижной точки по оси z в результате поворота колеса (см. рис. 6.6 и 6.7), запишем соотношение

$$\Delta z_2 = \frac{F_{y2} r_2^2 l_2}{12 E J_2} \operatorname{tg} \gamma, \quad (6.27)$$

полученное преобразованием выражения $1/k_{ty'z'2} = A_{y'z'2} / \sum k_2 r_2$, где $k_{ty'z'2}$ — эквивалентная крутильная жёсткость, соответствующая смещению $Y_{y'z'2}$ от силы F_{y2} [$\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}^{-1}$].

При абсолютно жёстком червяке смещению Δz_2 соответствует поворот червячного колеса, рад, равный

$$\Delta\varphi_{F_{y2}} = \frac{\Delta z_2}{r_2}. \quad (6.28)$$

Подставляя соотношение (6.27) в формулу (6.28), получим следующее: $\Delta\varphi_{F_{y2}} = (F_{y2} r_2 l_2 / 12 E J_2) \operatorname{tg} \gamma$.

Выразим силу F_{y2} через момент $M_{к2}$ используя выражение $F_{y2} = (M_{к2} / r_2) \operatorname{tg}(\gamma + \rho)$, и после подстановки и преобразования формулы получим итоговое выражение $\Delta\varphi_{F_{y2}} = (M_{к2} A_{F_{y2}} / k_{и2}) \operatorname{tg} \gamma$, рад, где $k_{и2}$ — жёсткость на изгиб вала червячного колеса,

$\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$; при этом $A_{F_{y2}} = \frac{4}{L_2^2} \operatorname{tg}(\gamma + \rho)$.

Результирующая эквивалентная крутильная жёсткость вала червячного колеса $k_{тоh2}$, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}^{-1}$, учитывающая податливость его опор, будет выражена уравнением

$$k_{ioh2} = \frac{1}{1/k_{ixz2} + 1/k_{r'z'2} + 1/k_{iFy2}}, \quad (6.29)$$

полученным при преобразовании равенства $1/k_{iFy2} = A_{Fy2} \operatorname{tg} \gamma / k_{и2}$, где k_{iFy2} — эквивалентная крутильная жёсткость вала червячного колеса от поворота силой F_{y2} , Н · м · рад⁻¹.

Эту эквивалентную крутильную жёсткость, аналогично тому, как уже было при анализе червяка, необходимо разместить в динамической схеме между дисками (червяка и колеса) и, соответственно, осевые моменты инерции [29].

Трансформируем эквивалентную крутильную жёсткость опор червячного колеса k_{ioh2} в жёсткость в направлении касательной к делительной окружности червячного колеса k_{oh2} , Н · м⁻¹, и получаем соотношение $k_{oh2} = k_{ioh2} / r_2^2$, где r_2 — радиус делительной окружности червячного колеса.

Включение податливости опор элементов червячного колеса к податливости всего привода было выполнено через жёсткостные характеристики. Под эквивалентной крутильной жёсткостью понимаем их обратные величины. Математическая запись динамической модели привода с цилиндрической червячной передачей выполнена в разделе 7.7 настоящей монографии.

6.6.5 Физико-математическая модель динамики цилиндрической червячной передачи

Как уже упоминалось ранее, при разработке динамической модели червячной передачи мы не можем учитывать крутильную изолированную передачу, как это имеет место в работе [74].

Объясняется это разницей в передаточном отношении с цилиндрическими зубчатыми колесами, более низкой средней жёсткостью зацепления и, главным образом, значительной изгибной податливостью вала червяка. Эта податливость, которая более всего влияет на всю податливость упруго деформируемых элементов передачи, трансформируется в крутильную жёсткость передачи, соответственно — в жёсткость по касательной к делительной окружности

червячного колеса. Для подавляющего большинства цилиндрических червячных передач (УЦГ 80...315) после изменения и создания сниженной крутильной системы обнаруживаем, что сниженная средняя жёсткость зацепления на порядок меньше, соответственно, согласуется с крутильной жёсткостью вала червяка со стороны приводного двигателя k_{tM} (см. рис. 6.2). Тем не менее, сниженная крутильная жёсткость вала червячного колеса k_{tB} со стороны приводимой машины в большинстве случаев, по крайней мере, на порядок меньше, чем сниженная жёсткость зацепления.

Под средней жёсткостью зацепления k , $\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$, будем понимать соотношение $k = 1 / (1 / k_{\phi} b_{\text{ч}2} + 1 / k_{oh1} + 1 / k_{oh2})$, где k_{ϕ} — средняя жёсткость зацепления цилиндрической червячной передачи от изгиба, контактных деформаций и смещения зубьев на единицу ширины колеса, заданная соотношением (6.5), $\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$; $b_{\text{ч}2}$ — ширина червячного колеса, м; k_{oh1} — изгибная жёсткость вала червяка, приведённая к жёсткости по касательной к делительной окружности червячного колеса, $\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$; k_{oh2} — изгибная жёсткость вала червячного колеса по касательной к делительной окружности червячного колеса и параллельно оси червяка, $\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$.

Крутильную жёсткость вала червяка со стороны ведущего двигателя k_{tM} (рис. 6.13) определяем следующим образом:

$$k_{tM} = \frac{1}{\frac{1}{k_{tM1}} + \frac{1}{k'_{tM1}}}, \quad (6.30)$$

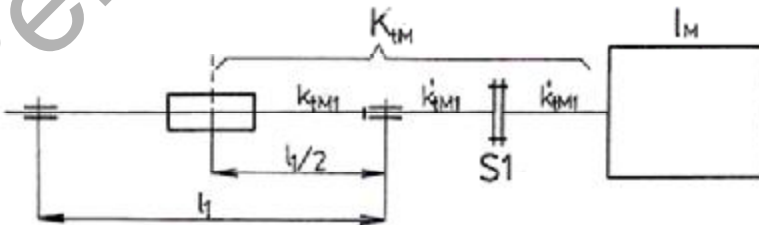


Рисунок 6.13 — Определение крутильной жёсткости вала червяка [65]

где k_{tM1} — крутильная жёсткость вала червяка от середины расстояния между подшипниками до подшипника ведущего двигателя, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}^{-1}$;

k'_{tM1} — крутильная жёсткость вала червяка от подшипника до муфты S1, соответственно — от муфты до ротора приводного двигателя I_M , $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}^{-1}$.

Опираясь на соотношение (6.30), предполагаем, что муфта S1 является абсолютно жёсткой и крутильная жёсткость вала приводного двигателя до его ротора равна жёсткости вала червяка от подшипника до муфты S1.

Аналогично делаем расчёт и для крутильной жёсткости вала червячного колеса k_{tB} (рис. 6.14) и получаем соотношение $k_{tB} = 1 / (1 / k_{tB2} + 2 / k'_{tB2})$, где k_{tB2} — крутильная жёсткость вала червячного колеса от середины расстояния между подшипниками до подшипника ведомой машины, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}^{-1}$; k'_{tB2} — крутильная жёсткость вала червячного колеса от подшипника до муфты S2, соответственно — от муфты S2 до I_B , $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}^{-1}$.

На основе анализа параметров жёсткости цилиндрической червячной передачи были сделаны следующие выводы:

1) в результате большого передаточного числа, которое характерно для червячных передач, после приведения на вал

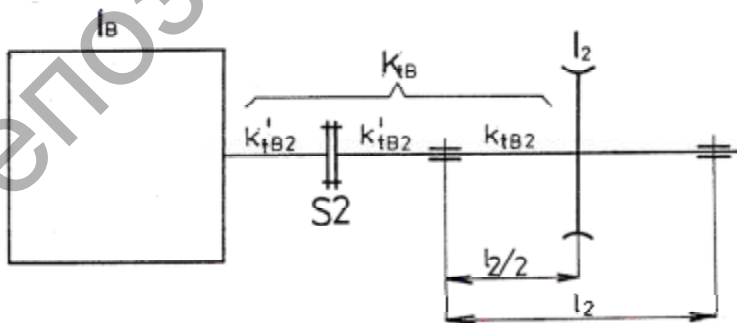


Рисунок 6.14 — Крутильная жёсткость вала червячного колеса [65]

червяка получаем сравнительно малый приведенный осевой момент инерции ведомой машины;

2) приведённая средняя жёсткость зацепления на порядок меньше, соответственно, совпадает с крутильной жёсткостью;

3) приведённая средняя жёсткость зацепления больше, чем приведённая крутильная жёсткость (см. рис. 6.2), соответственно для средних и крупных размеров редукторов эта разница на порядок больше;

4) в связи с приведением осевой момент инерции червячного колеса на несколько порядков больше осевого момента инерции червяка.

Для ориентации введём значения расчётных жёсткостей для среднего размера передачи UCG160 (осевой модуль равен 6,3 мм, угол — 20°, количество витков— 4, передаточное число — 10): крутильная жёсткость вала червячного колеса со стороны ведущего двигателя — 1,124105 Н·м·рад⁻¹, приведённая крутильная жёсткость зацепления — 3,177104 Н·м·рад⁻¹, приведённая крутильная жёсткость червячного колеса со стороны ведомого механизма — 4,379 103 Н·м·рад⁻¹; при этом приведённая крутильная жёсткость зацепления $k_{тпр}$, Н·м·рад⁻¹, (рис. 6.15), определяется следующим образом: $k_{тпр} = kr_{1f}^2 / u^2$, $k_{тв пр} = k_{тв} / u^2$.

Учитывая пункты 2, 3, 1 (см. с. 190—191), с определённым упрощением можно осуществить «одностороннюю изоляцию», т. е. со стороны рабочей машины. В связи с вышеизложенным примем крутильную колебательную модель (см. рис. 6.15 и 6.16) за динамическую модель цилиндрической червячной

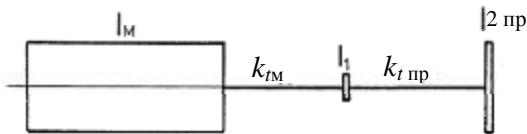


Рисунок 6.15 — Крутильная жёсткость зацепления червячной передачи [65]

передачи, причём положим момент $M_{I1} \cong 0$, тогда момент инерции редуктора $M_{I2 \text{ ред}}$ определится следующим образом: $M_{I2 \text{ ред}} = M_{I2} / u^2$.

Преобразуем крутильную колебательную модель (см. рис. 6.15) в линейную колебательную (см. рис. 6.16). Для определения крутящих моментов механизма $M_{\text{км}}$ и редуктора $M_{\text{к2 ред}}$ имеем следующие равенства: $M_{\text{км}} = M_{I\text{м}} / r_{1\phi}^2$,

$M_{\text{к2 ред}} = M_{I2 \text{ ред}} / r_2^2$, где $r_{1\phi}$ — фиктивный радиус червяка (6.2), м; r_2 — радиус делительной окружности червячного колеса, м.

Чтобы рассчитать переменную жёсткость зацепления, учитывающую также приведённую крутильную жёсткость со стороны двигателя k_t , $\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$, используем формулу

$$k_t = \sum_{v=1}^n x_v e^{i(v\omega t + \varphi)},$$

где x_n — амплитуда кинематической гармонической составляющей, м;
 ω — зубчатая частота, с^{-1} ;
 φ — фазовый сдвиг (по отношению к переменной жёсткости), рад.

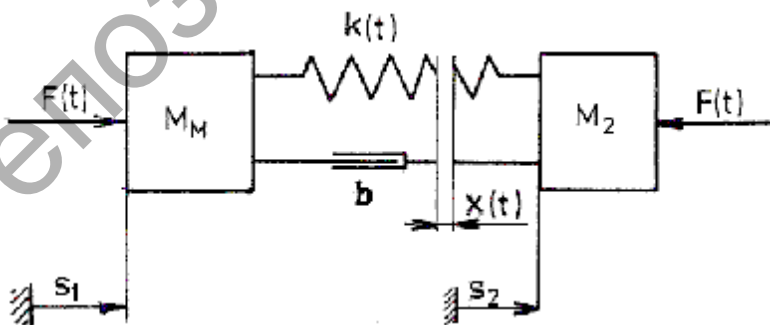


Рисунок 6.16 — Динамическая модель цилиндрической червячной передачи [65]

Ход переменной жёсткости зацепления (рис. 6.17) тесно связан с величиной t_z (время сдвига точки зацепления на один шаг), которая определяется из формулы $t_z = 2\pi / \omega$.

Для малых колебаний можно считать движение этой точки по линии зацепления (у прямозубых передач) равномерным, и жёсткость зацепления далее является функцией времени (см. рис. 6.17).

Так как речь идет о периодической функции, то можем ее заменить рядом Фурье в комплексном виде (по [1], с изменениями):

$$k(t) = \sum_{j=-\infty}^{\infty} k_j e^{ij\omega t},$$

причём $k_j = \int_0^{t_z} k(t) e^{-ij\omega t} dt$.

Коэффициенты ряда Фурье: $k_\Phi = k_{III} (\varepsilon - 2) + (3 - \varepsilon) k_{II}$,

$$k_j = k_{-j} = \frac{1}{\pi j} (k_{III} - k_{II}) \sin [j\pi (\varepsilon - 2)].$$

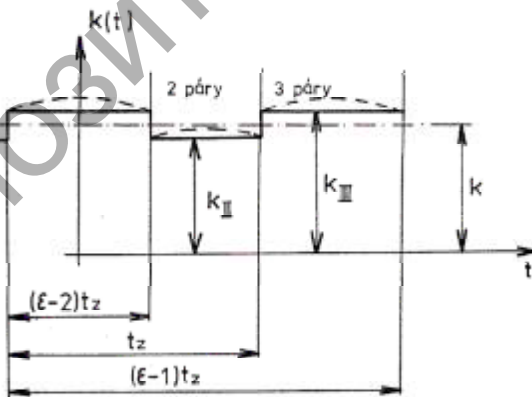


Рисунок 6.17 — Ход переменной жёсткости зацепления [65]

К динамической модели (см. рис. 6.16) относятся уравнения:

$$M_{к.м} \ddot{x}_1 - b[\dot{x}_2 - \dot{x}_1 + x(t)] - k(t)[s_2 - s_1 + x(t)] = F(t), \quad (6.31)$$

$$M_{к2\text{ред}} \ddot{x}_2 - b[\dot{x}_2 - \dot{x}_1 + x(t)] - k(t)[s_2 - s_1 + x(t)] = -F(t). \quad (6.32)$$

После перемножения выражения (6.31) с $(-M_{к2\text{ред}})$ и (6.32) с $M_{к.м}$ соответственно суммируем получившиеся результаты и после преобразования получаем следующие выражения: $M_{к.м} M_{к2\text{ред}} / M_{к.м} + M_{к2\text{ред}} = m$, $s_2 - s_1 = s$, где s — переменное относительное отклонение колёс.

Переменную силу $F(t)$ получаем через соотношение

$$m \ddot{x} + b[\dot{x} + x(t)] + k(t)[s + x(t)] = -F(t), \quad (6.33)$$

а после преобразований и введения новых обозначений: $b / m = 2\delta$, $k(t) / k_{\phi} = k'(t)$, $k_{\phi} / m = \Omega^2$, $\delta / \Omega = b_p$ — получаем $f(t) = -[k(t)x(t) + bx(t)]$.

Разделив выражение (6.33) на массу m , получим равенство

$$\ddot{x} + 2\delta \dot{x} + \Omega^2 k'(t)x = -F(t) \frac{1}{m} + \frac{f(t)}{m}. \quad (6.34)$$

Уравнение (6.33) является линейным дифференциальным уравнением второго порядка с периодическими переменными коэффициентами и с правой стороной. Так как $k(t)$ является чётной функцией (k_j равно k_{-j}) и одним из уравнений Хилла, используя принцип суперпозиции, уравнение решим отдельно и результаты суммируем. Сила $F(t)$ представляет собой внешнее возбуждение. Выполним анализ решения для случая, когда зацепление нагружено постоянной силой и для внешнего возбуждения — периодической силой. Сила $f(t)$ представляет собой внутреннее возбуждение от отклонения $x(t)$. Рассмотрим следующие варианты:

1. *Однородное уравнение Хилла, область неустойчивости.* Решение уравнения (6.34) состоит из решения однородного дифференциального уравнения и частного решения: $s = s_h + s_p$.

Однородное решение с увеличением времени сворачивается, s_p описывает вынужденные колебания. Более важным, чем детальный расчёт функции $s_h(t)$, является ограничение области устойчивости. По [66] в области $\omega \equiv \Omega$ (т. е. первой области неустойчивости) должно быть выполнено условие: $2b_p > \Sigma_{k1} / \Sigma_{k\phi}$.

Так как в нашем случае критическое затухание $b_{кр}$ составляет 0,03...0,07, можно реально предположить относительное затухание колебаний червячной передачи b_p , равное 0,2...0,3. Можем констатировать, что неустойчивое состояние в такой передаче с переменной жёсткостью практически не происходит.

2. *Колебания, вызванные постоянным пересопряжением зацепления.* Решение простое, если в уравнение (6.34) введём безразмерные величины $s / s_{st} = \eta$, $F_0 / k_\phi = s_{st}$, $\lambda = \omega / \Omega$, $F_0 = F_{02}$, соответственно получаем равенство

$$i\eta + 2\delta\eta + \Omega^2 k'(t)\eta = -\Omega^2, \quad (6.35)$$

причём член справа соответствует пересопряжению зацепления от силы F_0 . Решение предполагаем в виде функции с равной периодичностью, какую имеет жёсткость зацепления, т. е.

$$\eta(t) = \sum_{j=-\infty}^{\infty} \eta_j e^{j\omega t}. \quad (6.36)$$

Подставляем выражение (6.36) в уравнение (6.35) и получим следующее соотношение:

$$-\sum_{j=-\infty}^{\infty} \eta_j (j\lambda)^2 e^{j\omega t} + 2b_p i \sum_{j=-\infty}^{\infty} \eta_j \lambda e^{j\omega t} + \left(\sum_{j=-\infty}^{\infty} k'_j e^{j\omega t} \right) \left(\sum_{j=-\infty}^{\infty} \eta_j e^{j\omega t} \right) = -1.$$

Сравнением коэффициентов при соответствующих функциях получаем систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{j=-\infty}^{\infty} k'_j \eta_j = -1, \\ [-(n\lambda)^2 \pm 2b_p \lambda n i] \eta_n + \sum_{j=-\infty}^{\infty} k'_{-j+n} \eta_j = 0 \\ k'_o = 1, \quad k'_j = k'_{-j}, \quad \eta_j = \eta_{-j}, \\ \eta_o + \sum_{j=1}^{\infty} k'_j (\eta_j + \eta_j) \eta_j = -1, \\ [-(n\lambda)^2 + 2b_p \lambda n i] \eta_n + k'_n \eta_o + \sum_{j=1}^{\infty} (k'_{-j+n} \eta_j + k'_{-j+n} \eta_j) = 0, \\ [-(n\lambda)^2 - 2b_p \lambda n i] \eta_n + k'_n \eta_o + \sum_{j=1}^{\infty} (k'_{-j+n} \eta_j + k'_{-j+n} \eta_j) = 0. \end{array} \right.$$

Так как $k'_1 = 0,068 = k'$, то k_j равно 0 для $j \geq 2$. Решением системы получаем η в виде показательного ряда k' . Ряд Фурье сходится к показателю k' , равному 0,0858, поэтому рассмотрим только первые два члена ряда:

$$\bar{\eta}_1 = \sqrt{\eta_1 \eta_1} = \frac{k' \sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2b_p \lambda)^2}}{D_1} \times \\ \times \sqrt{1 + \frac{k'^2}{D_1 D_2} [(1-\lambda^2)(1-4\lambda^2)] - 8\lambda^2 b_p^2}$$

$$\bar{\eta}_2 = \sqrt{\eta_2 \eta_2} = \frac{k' \sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2b_p \lambda)^2}}{D_1 \sqrt{D_2}},$$

где $k' = 0,0858$, $b_p = 0,3$, $\lambda = 2,707$, причём

$$D_1 = (1-\lambda^2)^2 + (2b_p \lambda)^2 - 2k'^2 (1-\lambda^2), \quad D_2 = (1-4\lambda^2)^2 + (4b_p \lambda)^2 - \\ - \frac{2k'^2}{D_1} [(1-\lambda^2)(1-4\lambda^2) - 8b_p^2 \lambda^2].$$

3. Колебания, вызванные неточностью зацепления. Функция $x(t)$ является периодической и выглядит следующим образом:

$$x(t) = \sum_{v=1}^n x_v e^{i(v\omega t + \varphi)}.$$

Если наиболее важная гармоническая составляющая имеет зубцовую частоту, то решение выполняется для колебаний, вызванных ею.

Функция $f(t)$ в этом случае принимает вид такого соотношения: $f(t) = \Phi e^{i\omega t} + \Phi e^{-i\omega t}$.

В уравнение $\ddot{\eta} + 2\delta\dot{\eta} + \Omega^2 k(t)\eta = \Omega^2 f(t)$ подставим выражение (6.36) и, сравнивая коэффициенты, получим систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \eta_0 + \sum_{j=1}^{\infty} k_j (\eta_j + \eta_j) = 0, \\ [-\lambda^2 + 2b_p \lambda_i] \eta_1 + k'_1 \eta_0 + \sum_{j=1}^{\infty} (k'_{-j+1} \eta_j + k'_{j+1} \eta_j) = \Phi, \\ [-\lambda^2 - 2b_p \lambda_i] \eta_1 + k'_1 \eta_0 + \sum_{j=1}^{\infty} (k'_{-j+1} \eta_1 + k'_{j+1} \eta_j) = \Phi, \\ [-(n\lambda)^2 \pm 2b_p \lambda n i] \eta_n + k'_n \eta_0 + \sum_{j=1}^{\infty} (k'_{-j+n} \eta_j + k'_{j+1} \eta_j) = 0. \end{array} \right.$$

Полагая k'_1 равным k' , k'_j равным 0 для $j \geq 2$, получим решение в виде степенного ряда η_j , который сходится к нулю, практическое же значение имеет только первый член

$$\bar{\eta}_1 = \frac{\sqrt{\Phi\Phi^*}}{(1-\lambda^2)^2 + (2b_p \lambda)^2}.$$

Параметры Φ , Φ^* определяем для конкретной передачи в зависимости от степени точности её изготовления и характера нагрузки.

Ход величины $\bar{\eta}_j$ для подобной передачи (рис. 6.18) представим из условия амплитуды возбуждения, равной 1/10 статической деформации (рис. 6.19).

4. Колебания, вызванные переменной внешней силой.

Система описывается уравнением движения $m\ddot{s} + b\dot{s} + k_0s + k_1s = F(t)$.

Переменную жёсткость зацепления с учётом k_ϕ , $\sum k_1$, причём k_j равно 0 для $j \geq 2$, можно записать в виде соотношения $k_t = k_\phi + 2 \sum k_1 \cos \omega t$.

Возбуждающая сила может быть представлена следующим выражением: $F(t) = \sum_{n=0}^{\infty} f_n \cos n\omega t + \sum_{n=0}^{\infty} q_n \sin n\omega t$.

Используя обозначения (6.34) и (6.35), получим уравнение

$$m\ddot{s} + 2\delta\dot{s} + (\Omega_0^2 + 2\Omega_1^2 \cos \omega t)s = \sum_{n=0}^{\infty} F_n \cos n\omega t + \sum_{n=1}^{\infty} Q_n \cos n\omega t, \quad (6.37)$$

причём $F_n = f_n/m$, $Q_n = q_n/m$.

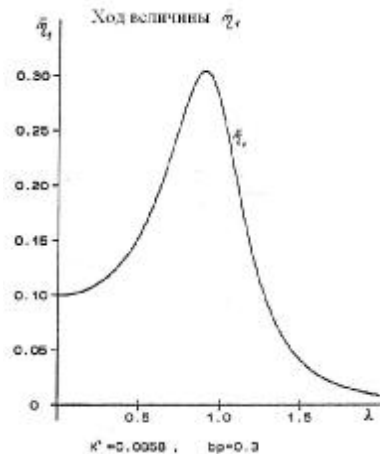
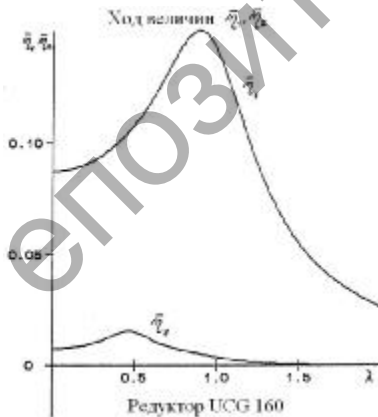


Рисунок 6.18 — Ход величин η_1, η_2 [65]

Рисунок 6.19 — Ход величины η_4 [65]

Согласно [55], имеем частное решение в виде соотношения

$$s(t) = \sum_{n=0}^{\infty} A_n \cos n\omega t + \sum_{n=1}^{\infty} B_n \sin n\omega t,$$

которое подставим в уравнение (6.37) и соответственно получим итоговое выражение

$$\begin{aligned} & \sum_{n=1}^{\infty} -n^2 \omega^2 (A_n \cos n\omega t + B_n \sin n\omega t) + \\ & + \sum_{n=1}^{\infty} 2n\delta\omega (-A_n \sin n\omega t + B_n \cos n\omega t) + \\ & + \Omega_0^2 \left(\sum_{n=0}^{\infty} A_n \cos n\omega t + \sum_{n=1}^{\infty} B_n \sin n\omega t \right) + \\ & + \Omega_1^2 \left(\begin{aligned} & \sum_{n=0}^{\infty} A_n [\cos(n+1)\omega t + \cos(n-1)\omega t] + \\ & + \sum_{n=1}^{\infty} B_n [\sin(n+1)\omega t + \sin(n-1)\omega t] \end{aligned} \right) = \\ & = \sum_{n=0}^{\infty} F_n \cos n\omega t + \sum_{n=1}^{\infty} Q_n \sin n\omega t. \end{aligned}$$

Сравнением коэффициентов и введением следующих обозначений получим алгебраические уравнения для коэффициентов A_n и B_n : $\omega / \Omega = \lambda$, $2\delta / \Omega_0 = 2b_p$, $\Omega_1^2 / \Omega_0^2 = k'$, $A_0 + k'A_1 = F_0 / k_\phi$, $(1 - \lambda^2) A_1 + 2b_p\lambda B_1 + k'(A_0 + A_2) = F_1 / k_\phi$, $(1 - \lambda^2) B_1 + 2b_p\lambda A_1 + k'B_2 = Q_1 / k_\phi$, $(1 - \lambda^2) A_2 + 4b_p\lambda B_2 + k'(A_1 + A_3) = F_2 / k_\phi$, $(1 - \lambda^2) B_2 + 4b_p\lambda A_2 + k'(B_1 + B_3) = Q_2 / k_\phi$.

Число коэффициентов, которые мы рассматриваем, зависит от соотношения \sum_{k_1} / k_ϕ , близкого единице. Для \sum_{k_1} / k_ϕ , равного 0,0858, достаточно использовать только первые два члена. Например, если система нагружена внешней

возбуждающей силой $F = f_1 \cos \omega t$, максимальное отклонение s_1 будет выглядеть следующим образом:

$$s_1 = \sqrt{A_1^2 + B_1^2}.$$

Подобным образом поступаем при поиске решения для процесса внешнего нагружения $q_1 \sin \omega t$ и других.

Дополнительная динамическая сила зацепления имеет вид $F_{\text{дин}}(t) = ks(t)$, соответственно, $F_{\text{дин}}(t) = ks_{st} \eta(t)$ или $F_{\text{дин}}(t) = ks_1(t)$.

Согласно приближенным расчётам, динамическая сила зацепления $F_{\text{дин}}$ в резонансной зоне изменяется в пределах (1...2) F_{z2} , что согласуется с результатами других, экспериментальных, методов расчёта [70].

6.6.6 Модальный анализ

Приводим динамическую модель на быстроходный вал, конкретно в нашем случае — на вал червяка. Получаем систему (рис. 6.20), состоящую из нематериальных валов и дисков.

Внешний переменный нагружающий момент выразим в виде уравнения $M_{\text{Вт}} = M_{\text{Вое}} e^{i(\omega t + \varphi_{\text{В}})}$.

Величину кинетической энергии для системы из N дисков можем записать следующим образом:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^N I_j \varphi_j^2,$$

потенциальной энергии V —

$$V = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^N k_{j,j+1} (\varphi_j - \varphi_{j+1})^2$$

диссипативную функцию —

$$D = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^n b_{j,j+1} (\dot{\varphi}_j - \dot{\varphi}_{j+1})^2.$$

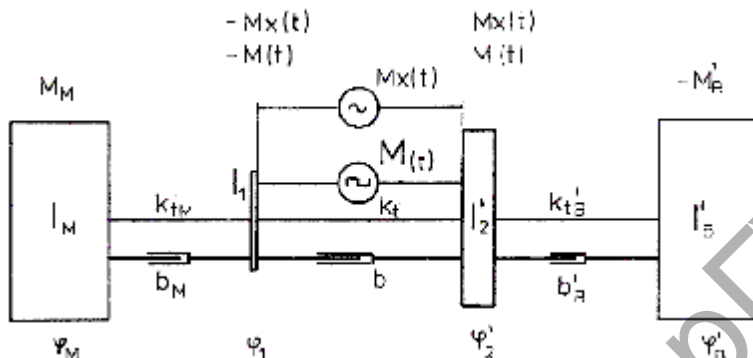


Рисунок 6.20 — Динамическая модель червячной передачи [71]

Примечание.

- $M_{к.м}$ — крутящий момент двигателя (M_M — const при установившемся режиме работы), Н · м;
- $k_{тМ}$ — крутильная жёсткость вала червяка, рассматриваемая подобно тому, как и ранее (см. рис. 6.12), Н · м рад⁻¹;
- M_{I1} — осевой момент инерции червяка (M_{I1} равен 0), кг · м²;
- $k_{тпр}$ — приведённая крутильная жёсткость зацепления, в которую включена также эквивалентная крутильная жёсткость от податливости опор, Н · м рад⁻¹, причём $k_t = k_{тпр}^2$;
- b — демпфирующая постоянная (для линейной системы и вязкого демпфирования), Н см⁻¹;
- M_{xt} — переменный возбуждающий момент, возникающий из-за геометрического отклонения зацепления, причём $M_{xt} = k_{тпр}(x(t) / r_1)$;
- M_t — переменный возбуждающий момент, зависящий от переменной жёсткости зацепления, определяемый соотношением $M_t = (k_t(t) / k_t - 1) M'_{в}$, причём за положительный принимаем такой $M(t)$, который тормозит червяк и ускоряет червячное колесо (представляет увеличение жёсткости зацепления). $M'_{в} = M_B(t) / p$, при передаточном числе $u = \omega_1 / \omega_2 = r_2 / r_1$;
- φ'_2, φ'_B — приведённый угол поворота червячного колеса, ведомой машины соответственно, рассчитываются по формулам: $\varphi'_2 = \varphi_2 / u, \varphi'_B = \varphi_B / u$;
- M_{I2} — приведённый осевой момент инерции червячного колеса, равный $M_{I2} = M_{I2} / u^2$;
- $k'_{тв}$ — приведённая крутильная жёсткость вала червячного колеса со стороны ведомой машины (см. рис. 6.13) вытекает из равенства $k'_{тв} = k_{тв} / u^2$;
- $M_{I'в}$ — приведённый осевой момент инерции рабочей машины, равный $M_{I'в} = M_{I'в} / u^2$.

Уравнение Лагранжа второго типа записываем в виде соотношения

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} + \frac{\partial V}{\partial \varphi} + \frac{\partial D}{\partial \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)} = Q$$

и после преобразований получаем уравнение движения системы (см. рис. 6.19) в матричной форме

$$I \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + B \frac{d\varphi}{dt} + K\varphi = M, \quad (6.38)$$

где I — диагональная матрица

$$I = \begin{pmatrix} A_M & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & A_B \end{pmatrix};$$

B, K — симметричные квадратные матрицы, причём

$$B = \begin{pmatrix} b_M & -b_M & 0 & 0 \\ -b_M & b_M + b & -b & 0 \\ 0 & -b & b + b'_B & -b'_B \\ 0 & 0 & -b'_B & b'_B \end{pmatrix},$$

$$K = \begin{pmatrix} k_{tM} & -k_{tM} & 0 & 0 \\ -k_{tM} & k_M + k_t & -k_t & 0 \\ 0 & -k_t & k_t + k'_{tB} & -k'_{tB} \\ 0 & 0 & -k'_B & k'_{tB} \end{pmatrix};$$

φ — матрица-столбец вектора отклонений

$$\varphi = \begin{vmatrix} \Phi_M \\ \Phi_1 \\ \Phi_2' \\ \Phi_B' \end{vmatrix};$$

M — матрица-столбец вектора возбуждающих моментов

$$M = \begin{vmatrix} M_M \\ -M_x(t) - M(t) \\ M_x(t) + M(t) \\ -M_B'(t) \end{vmatrix}.$$

Для определения собственных частот и собственных векторов незатухающей системы используем уравнение

$$I \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + K \varphi = 0,$$

решение которого определяется равенством $\varphi = \Phi e^{i\omega t}$. Тогда с учётом $d^2 \varphi / dt^2 = -\Omega^2 \varphi$ получим соотношение

$$(K - \Omega^2 I) \Phi = 0. \quad (6.39)$$

Условием, при котором $\Phi \neq 0$, является следующее выражение:

$$\text{Det} |K + \Omega^2 I| = 0, \quad (6.40)$$

что является характеристическим уравнением для определения квадрата собственной частоты Ω^2 . Если подставить в соотношение (6.39) некоторые из рассчитанных корней, получим для элементов вектора Φ систему четырёх однородных линейных уравнений, которые зависят друг от друга, или тогда действительно соотношение (6.40). Из трёх выбранных

уравнений можем рассчитать три отношения $(\Phi_i / \Phi_1)_n$ и таким образом определить собственный вектор, соответствующий Ω_v^2 . При этом можем выбрать Φ_{1v} , равный 1. Для каждого Ω_v^2 существует один собственный вектор Φ_v .

Множество всех собственных векторов создает модальную матрицу $U = (\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \Phi_4)$.

Пусть $A = I^{-1}K$ (если I является инвертируемой вырожденной матрицей K). Перепишем соотношение (6.37) в виде равенства (6.41), причём обозначим $\lambda = \Omega^2$, тогда

$$\lambda \Phi = A \Phi, \quad (6.41)$$

а для конкретного Φ_n получим соотношение $\lambda_n \Phi_n = A \Phi_n$.

Для всех собственных векторов Φ_n и всех λ_n имеет место равенство

$$AU = U\Lambda, \quad (6.42)$$

где Λ — диагональная матрица, элементами которой являются все рассчитанные собственные числа. Из уравнения (6.42) выходит, что $\Lambda = U^{-1}AU$.

Матрица Λ называется спектральной матрицей. Для механических систем под корнем из собственных чисел понимается собственная угловая частота.

Ортогональность собственных векторов. Для любой пары собственных векторов (Φ_i, Φ_j) при условии, что они ортогональные, можем написать соотношение $K\Phi_i = \lambda_i I \Phi_i$. Если умножить левую часть уравнения на вектор Φ_j^T , получаем следующее равенство:

$$\Phi_j^T K \Phi_i = \lambda_i \Phi_j^T I \Phi_i \quad (6.43)$$

для j аналогично — $\Phi_i^T K \Phi_j = \lambda_j \Phi_i^T I \Phi_j$.

Для $\lambda_i \neq \lambda_j$ должно иметь место соотношение $\Phi_j^T I \Phi_i = 0$, а для $\lambda_i = \lambda_j = \lambda_n$ соответственно —

$$\Phi_n^T I \Phi_n = \tilde{I}_n \neq 0, \quad (6.44)$$

что определяет условие ортогональности собственных векторов.

По соотношению (6.43) для $\lambda_i = \lambda_j$ получаем следующее равенство:

$$\Phi_n^T K \Phi_n = \lambda_n \tilde{K}_n. \quad (6.45)$$

От выбора соотношений при расчёте собственных векторов зависят величины \tilde{I}_n, \tilde{K}_n . Их называют модальной массой, соответственно — модальной жёсткостью, и они могут быть упорядочены в форме диагональных матриц: $\tilde{I} = \text{diag} [\tilde{I}_n]$, $\tilde{K} = \text{diag} [\tilde{K}_n]$.

Модальное преобразование. Используем модальную матрицу U для преобразований координат вектора φ в вектор q с так называемыми модальными (главными, нормальными) координатами с помощью правила [56] и получаем соотношение

$$\varphi = Uq, \quad (6.46)$$

которое называется модальным преобразованием.

Подставим это соотношение в формулу $I\ddot{\varphi} + K\varphi = M$, умножив левую часть уравнения на матрицу U^T , в результате чего получим равенство

$$U^T I U \ddot{q} + U^T K U q = U^T M. \quad (6.47)$$

Учитывая приведённые выше соотношения (6.44) и (6.45) и используя отношения для нормирования матриц собственных векторов, получаем уравнение $\tilde{I} \ddot{q} + \tilde{K} q = U^T M$, которое может быть расписано на ряд независимых друг от друга уравнений движения в виде $\tilde{I}_n \ddot{q}_n + \tilde{K}_n q_n = \Phi_n^T M$, в модальных координатах q_n , ($n = 1, 2, \dots, N$). Использование модального преобразования для замены системы взаимных уравнений движения механических

структур системой взаимно независимых друг от друга уравнений является основополагающим принципом современной области динамики, которая называется модальным анализом [56].

Перепишем уравнение (6.38) и получим следующее равенство:

$$I\ddot{\varphi} + B\dot{\varphi} + K\varphi = M. \quad (6.48)$$

В общем, можем предположить для пропорционального затухания линейную зависимость матрицы B от матрицы массы, соответственно — матрицы жёсткости [56]

$$B = a_1 I + a_2 K. \quad (6.49)$$

Используя модальное преобразование (6.46) в уравнении (6.48) получаем в соотношении (6.47) дополнительный член $U^T B U$, который можем выразить с помощью диагональной матрицы B . Далее получим систему $\tilde{I}\ddot{q} + \tilde{B}\dot{q} + \tilde{K}q = U^T M$, которую можем расписать на независимые уравнения (при том, что $\tilde{B} = a_1 \tilde{I} + a_2 \tilde{K}$).

6.6.7 Некоторые методы решения простых крутильных систем

Механическое сопротивление. Довольно часто простые задачи анализа вибрации крутильных систем можно легко решить обычным расчётом с использованием знаний из теории линейных схем, разработанных в электротехнике.

Использование подобных методов особенно подходит для расчёта собственных и вынужденных колебаний вращающихся линейных систем со сосредоточенными элементами при гармонических возбуждающих моментах. К этой области также относится с определённым упрощением и динамическая модель привода с цилиндрическим червячным редуктором. Для расчёта вибрации этих систем вводится понятие комплексного механического сопротивления Z , которое определяется [55] как отношение $Z = M/\Phi$, где M — амплитуда гармонических

величин моментов, причём $M_t = M e^{i\omega t}$; φ — амплитуда скорости и $\dot{\varphi}(t) = \dot{\varphi} e^{i\omega t}$.

Дифференцируя φ , получаем равенства:

$$\varphi = \frac{\dot{\varphi}}{i\omega}, \quad \dot{\varphi} = i\omega\varphi. \quad (6.50)$$

Тогда для механического сопротивления с использованием компонентов I , K , B далее будем иметь отношения: $Z_I = i\omega I$, $Z_K = K / i\omega$, $Z_B = B$. К примеру, диск с моментом инерции I вызывает «сопротивление» Z_I гармоническому возбуждающему моменту с амплитудой M . В свою очередь момент сопротивления M определяется с использованием равенства (6.50) из соотношения $M = I\dot{\varphi} = i\omega I\varphi = Z_I\varphi$. Аналогично можем определить Z_K и Z_B .

При параллельном включении механических сопротивлений действует равенство скоростей ($\dot{\varphi} = \text{const}$) и уравновешенность

моментов $\left(\sum_j M_j = 0 \right)$ у элементов, связанных с общим узлом.

В результате сопротивление определяется суммой отдельных сопротивлений $Z = \sum_j Z_j$, при последовательном включении имеет

место определение момента сопротивления через соотношение $M = \text{const}$, $\dot{\varphi} = \sum_j \dot{\varphi}_j$, из чего далее следует, что результирующая

механическая податливость G определяется величиной, обратной механическому сопротивлению, т. е. $G = 1 / Z$, и представлена суммой отдельных механических податливостей G_j .

Суммарное механическое сопротивление Z равно $Z = 1 / \sum_j (1 / Z_j)$.

На основе выше приведённого, можно установить частотную зависимость амплитуды (поворота, скорости, ускорения) от величины амплитуд моментного возбуждения.

Рассмотрим, к примеру, систему с двумя дисками (рис. 6.21). Механические сопротивления дисков $Z_1 = i\omega I_1$

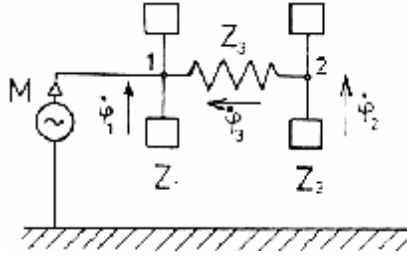


Рисунок 6.21 — Система с двумя дисками [65]

и $Z_2 = i\omega I_2$ соответственно, связаны они с валом жёсткостью K , которая возбуждена гармоническим моментом с амплитудой M . В этом случае для общего механического сопротивления Z имеем следующие расчёты: $M = \Phi Z$, $\Phi = \Phi_1 = \Phi_2 + \Phi_3 = M_1/Z_1$, $Z = Z_1 + (1 / (1/Z_2 + 1/Z_3))$; для амплитуды угловых скоростей после коррекции: $\Phi_1 = M/Z$, $\Phi_2 = M/Z_2(1 - Z_1/Z)$, $\Phi_3 = M/Z_3(1 - Z_1/Z)$; для взаимного поворота дисков: $\varphi_3 = \Phi_3/i\omega$.

В случае отсутствия внешнего возбуждения у двойной системы (см. рис. 6.21) собственные частоты определяются следующим образом (для ω , равном Ω , из условия, что M равно 0):

$$M = Z\Phi = \left(i\Omega I_1 + \frac{1}{\frac{1}{i\Omega I_2} + \frac{i\Omega}{K}} \right) \Phi = 0,$$

после коррекции —

$$i\Omega \left(I_1 + \frac{I_2}{1 + \frac{\Omega^2 I_2}{K}} \right) = 0,$$

и как результат — $\Omega_1 = 0$, $\Omega_2 = \sqrt{\frac{I_2 + I_1}{I_2 I_1}} K$, где Ω_1 представляет

поворот вокруг оси, а Ω_2 — собственную частоту крутильного колебания двойной системы. Аналогично можно решать и более сложные системы.

Крутильные системы получаются чаще всего последовательным подключением валов и дисков. Основываясь на предыдущем, можем после присоединения обыкновенного j -го элемента с сопротивлением вала $K_j / i\omega$ и диска $i\omega J_j$ к системе с сопротивлением Z^{j-1} определить поворот вала φ_j , равный $\varphi_j = \frac{M}{i\omega} = M / i\omega Z_j (1 - Z^{j-1} / Z^j)$, при этом $Z^j = Z^{j-1} + Z_j$, $Z_j = i\omega J_j / (1 - \omega^2 I_j / K_j)$.

При заданной амплитуде M и круговой частоте возбуждения ω можем определить реакцию системы, т. е. амплитуду поворота валов последовательно в выбранных точках частотного спектра. Изменением величины отдельных элементов системы и повторным расчётом можно легко настроить систему с целью достижения оптимальных динамических свойств.

В случае если оценивается система без затухания, то обычно определяют реальное механическое сопротивление Z следующим расчётом: $Z^0 = M / \varphi$.

Преимуществом этого определения является то, что работают с реальными числами, однако это не позволяет при B , равном 0, исследовать колебание вблизи собственных частот.

Матрица сопротивлений. Для простой динамической системы выгодно использовать метод механической податливости [55], для более сложных, когда прямой расчёт не является простым, — целесообразно использовать метод матрицы сопротивлений [55].

Рассмотрим модель системы, состоящей из элементов I , K , B , которые связаны между собой в узлах $j = 0, 1, 2 \dots n$. Узлом j , равным 0, обозначим внешнюю инерционную систему (раму машины). Используя известные правила умножения матриц, легко убедиться, что такая система может быть описана с помощью матричного уравнения

$$M = Z \Phi, \quad (6.51)$$

где M — вектор-столбец, элементы M_j которого соответствуют амплитудам отдельных возбуждающих моментов, последовательно действующих в узлах $j = 1, 2, \dots, n$;

Φ — элементы вектора-столбца j , соответствующие амплитудам угловых скоростей в отдельных узлах по отношению к раме;

Z — матрица сопротивлений.

Матрицу сопротивлений можем образовать двумя способами:

1) если рассматриваемое комплексное механическое сопротивление является размерностью отношения (6.51) $2n$ и матрица сопротивления Z имеет для работы с комплексными числами четверку квадрантов с реальными частями (подматрица B) и мнимыми частями (остальные квадранты), тогда согласно правилу

$$Z(\omega) = \begin{vmatrix} B & -\omega I + \frac{K}{\omega} \\ I\omega - \frac{K}{\omega} & B \end{vmatrix}, \quad (6.52)$$

причём элементы $j = 1, 2, \dots, n$ вектора M , Φ соответственно содержат действительную составляющую, элементы $j = n + 1, n + 2, \dots, 2n$ — мнимую составляющую амплитуду.

2) если рассматриваемое действительное механическое сопротивление (система без затухания) является размерностью отношения (6.51) n и матрица Z представлена следующим образом:

$$\tilde{Z}(\omega) = -\omega^2 I + K.$$

Способ составления частотной независимой подматрицы B (рис. 6.22), аналогичен таковому для матриц K, I . При составлении достаточно поменять соответствующие символы (рис. 6.23).

Составим матрицу сопротивлений \tilde{Z} незатухающей системы, соответственно Z , для $B = 0$. Уравнение для расчёта собственных частот Ω_v получим из условия сингулярности $\det Z(\omega) = 0$, для $v = 1, 2, \dots, n$.

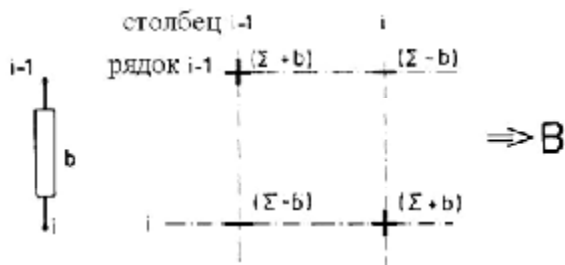


Рисунок 6.22 — Способ составления частотной независимой подматрицы B , K , I соответственно [65]

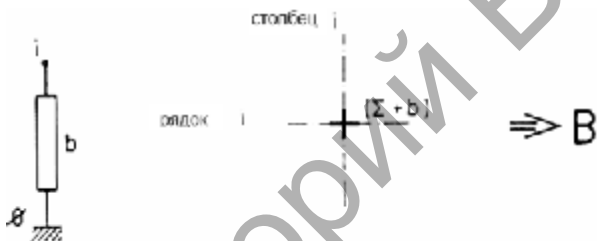


Рисунок 6.23 — Преобразование подматрицы B [65]

Расчёт вынужденных колебаний осуществляется с помощью соответствующего метода итерации, например, деления на интервалы.

Определим к матрице Z обратную матрицу Z^{-1} , и вычислим реакцию Φ к данному гармоническому возбуждению

с помощью соотношений: $\Phi = Z^{-1}M$, $\varphi = \frac{i}{\omega} \Phi$, $\Phi = i\omega \varphi$.

Метод пространства состояний. Предназначен для числового определения временной реакции сложной линейной системы с сосредоточенными элементами при возбуждении сигналом общего процесса [55].

Исходя из кинетических дифференциальных уравнений движения системы (6.53)

$$\begin{pmatrix} \Phi \\ \Phi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} I^{-1} & O \\ O & J \end{pmatrix} \left\{ \begin{pmatrix} -B & -K \\ J & O \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Phi \\ \Phi \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} M \\ O \end{pmatrix} \right\}, \quad (6.53)$$

кратко можно записать уравнение состояния

$$\dot{x} = Ax + Dq, \quad (6.54)$$

при этом обозначили $x = \begin{pmatrix} \Phi \\ \Phi \end{pmatrix}$ (так называемый вектор состояния), $q = \begin{pmatrix} M \\ O \end{pmatrix}$ и ввели матрицу A коэффициентов системы.

Отношение (6.53) записано с учётом сигналов общего процесса аналогично конструкции (6.52), матрицы B , K определяются в порядке (см. рис. 6.22 и 6.23).

При использовании метода числовой интеграции [55] для дискретного временного момента kT (k равно 0,1) можем записать равенство

$$x_{k+1} = x_k + T\dot{x}_k, \quad (6.55)$$

где T — соответствующий интервал времени.

Подставляя уравнение (6.53) в формулу (6.55), получаем рекуррентное соотношение для последующего определения вектора состояния x $x_{k+1} = (J + TA)x_k + TDq$ или

$$x_{k+1} = P(T)x_k + Q_k(T), \quad (6.56)$$

при этом A и D определяются следующим образом:

$$A = \begin{pmatrix} I^{-1} & O \\ O & J \end{pmatrix} \begin{pmatrix} -B & -K \\ J & O \end{pmatrix}, \quad D = \begin{pmatrix} I^{-1} & O \\ O & J \end{pmatrix},$$

где J — единичная матрица;

O — нулевая матрица.

Для возбуждения q_k , дискретно выбранного в промежутках kT , (при $k = 0, 1, 2, \dots$) в течение постоянного периода T можно аналитическим методом [53] найти точное решение уравнения (6.54) в рекуррентном виде

$$x_{k+1} = e^{AT} x_k + \int_0^T e^{A(T-t)} dt D q_k. \quad (6.57)$$

Разведением к сходящемуся ряду

$$e^{AT} = \sum_{j=0}^{\infty} \frac{T^j}{j} A^j, \quad \int_0^T e^{A(T-t)} dt = T \sum_{j=0}^{\infty} \frac{T^j}{(j+1)} A^j$$

и подстановкой в уравнение (6.57) получим соотношение, соответствующее виду (6.56); так называемая переходная матрица $P(T)$ далее дана соотношением

$$P(T) = \sum_{j=0}^{\infty} \frac{T^j}{j} A^j, \quad (6.58)$$

или

$$Q_k(T) = S(T) q_k = T \sum_{j=0}^{\infty} \frac{T^j}{(j+1)} A^j D q_k. \quad (6.59)$$

Матрицы P , S можем (при выбранном T) предварительно определить для данной системы. Расчёт ряда (6.58), (6.59) производим по одинаковому алгоритму для конечного числа членов ряда по достижении достаточно малых элементов матрицы остатков.

Для исследования систем с нелинейными, возможно, временно переменными элементами, можем выполнить расчёт по аппроксимируемым линейным интервалам и коррекцией переходных матриц P и S для отдельных линейных интервалов.

Метод пространства состояний является выгодным прежде всего для синтеза крутильных систем при проверке максимальных напряжений в переходных режимах.

6.7 Результаты динамического анализа

Для реализации динамического анализа был использован ряд расчётных программ, которые позволили определить, соответственно, рассчитать и поле зацепления, и жёсткостные параметры передачи, и профили эвольвентного червяка, и линии зацепления, и контактную линию, плюс к этому — определить собственные частоты и частоты переходного колебания. Программы TurboPascal были созданы автором [62] в рамках многолетнего исследования червячных передач на кафедре деталей машин и механизмов машиностроительного факультета Кошицкого технического университета и на кафедре деталей машин факультета производственных технологий в Прешове (Словакия).

Порядок выполнения динамического анализа червячной передачи вытекает из концептуального алгоритма (рис. 6.24).

6.7.1 Числовой способ определения поля зацепления и коэффициента перекрытия цилиндрической червячной передачи

В соответствии с разделом 6.6.3 данной монографии были выполнены расчёты с целью определения границ поля зацепления червячной передачи с эвольвентным червяком и коэффициента перекрытия в отдельных параллельных сечениях в осевой плоскости червяка.

Были вычерчены поля зацепления в трёх взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 6.25). Для ориентации вводим коэффициенты перекрытия в отдельных параллельных сечениях для геометрических параметров (см. рис. 6.25).

Сечение 1-1,816	Сечение 7-1,763
2-2,430	8-1,672
3-2,638 максимальная величина	9-1,596
4-2,409	10-1,292
5-2,124	11-0,964
6-1,907 осевой	

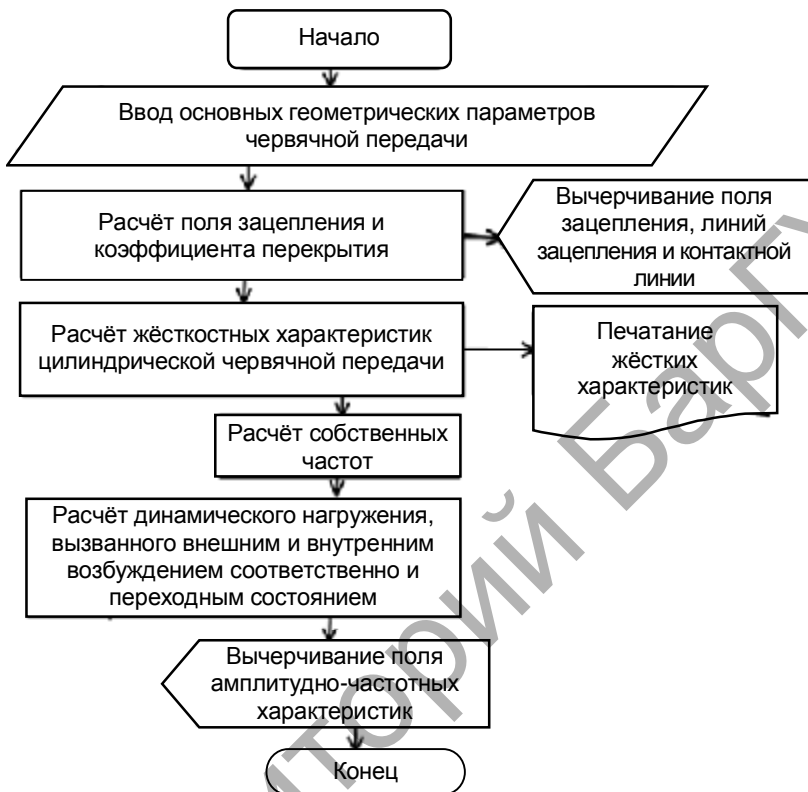
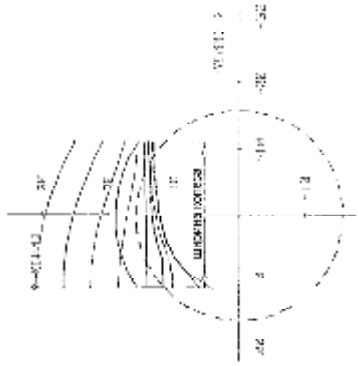


Рисунок 6.24 — Алгоритм динамического анализа цилиндрической червячной передачи [65]

Порядок сечений начинается сверху, где сечение 1 имеет плоскость, проведенную для Y , равного -11 мм, и сечение 11 для Y , равного 11 мм соответственно. Величина среднего коэффициента перекрытия рассчитана в соответствии с выражением в технической литературе [54] для $2,162$, что является более низкой величиной по сравнению с максимальной.

Используемая методика может быть применена при определенной программе и для других параметров геометрий червяков, например: для определения средней величины жёсткости зацепления, для расчёта контактных напряжений вдоль контактных линий и для



РЕДУКТОР UCG80

осевой модуль $m_x = 3,15$

число витков $z_1 = 4$

число зубьев колеса $z_2 = 22—41$

угол подъёма витков червяка $21,8$ град

смещение исходного контура $x = 0$ мм

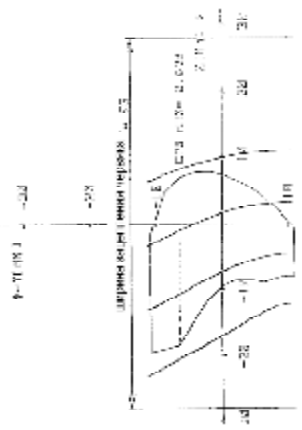
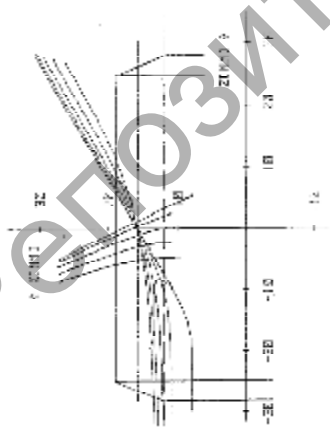
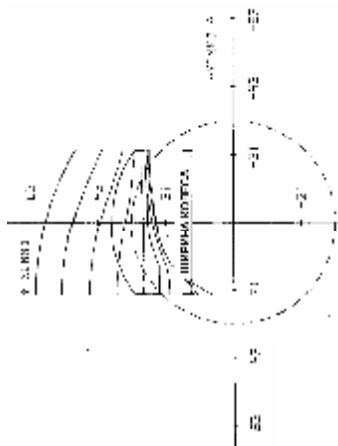


Рисунок 6.25 — Поле зацепления и коэффициент перекрытия для редуктора UCG80 (по Павленко) [65]



РЕДУКТОР УСГ160

осевой модуль $m_k = 6,32$ мм

число витков $Z_1 = 4$

число зубьев колеса $Z_2 = 41$

угол подъёма витков червяка $21,8$ град

коэффициент смещения $x = -0,630$ мм

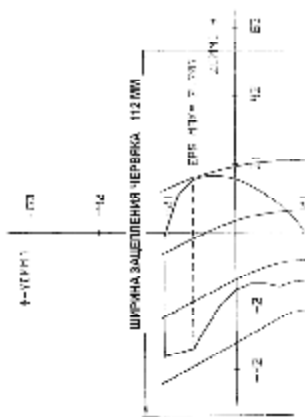
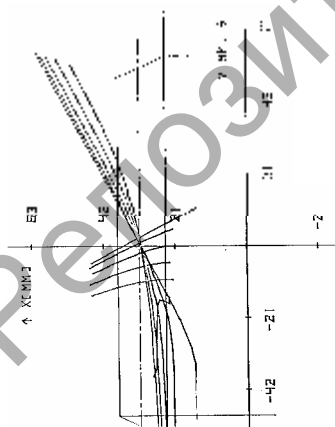
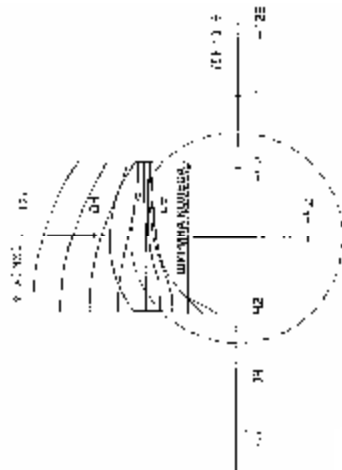


Рисунок 6.26 — Поле зацепления и коэффициент перекрытия для редуктора УСГ160 (по Павленко) [65]



РЕДУКТОР УСГ315

осевой модуль $m_x = 6,32$ мм
 число витков $Z_1 = 4$
 число зубьев колеса $Z_2 = 41$
 угол подъема витков червяка $21,8$ град
 коэффициент смещения $x = -0,630$ мм

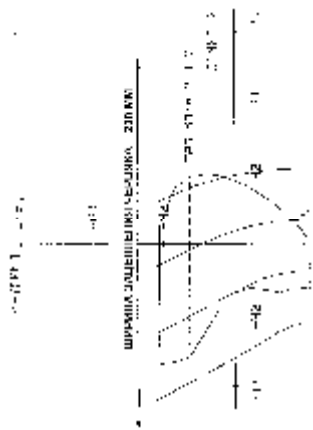
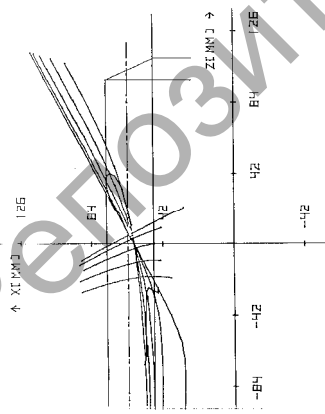


Рисунок 6.27 — Поле зацепления и коэффициент перекрытия для редуктора УСГ315 (по Павленко) [65]

определения оптимальной длины червяка (по сравнению с современной технологией можно сократить время изготовления витков червяка).

Поля зацеплений и коэффициенты перекрытия зацеплений для геометрических параметров испытанных редукторов UCG80 (наименьший размер), UCG160 (средний размер) и UCG315 (наибольший размер) также представлены в данном разделе (см. рис. 6.25—6.27).

При тех же геометрических параметрах было исследовано влияние смещения полюса зацепления (корректирования) на вид поля зацепления. Покажем вид сверху поле зацепления (рис. 6.28 и 6.29) при смещении полюса зацепления на величину половины осевого модуля в положительном, а также в отрицательном направлении, причём под отрицательной коррекцией понимается смещение полюса зацепления ближе к середине колеса. По всему видно, что отрицательной коррекцией

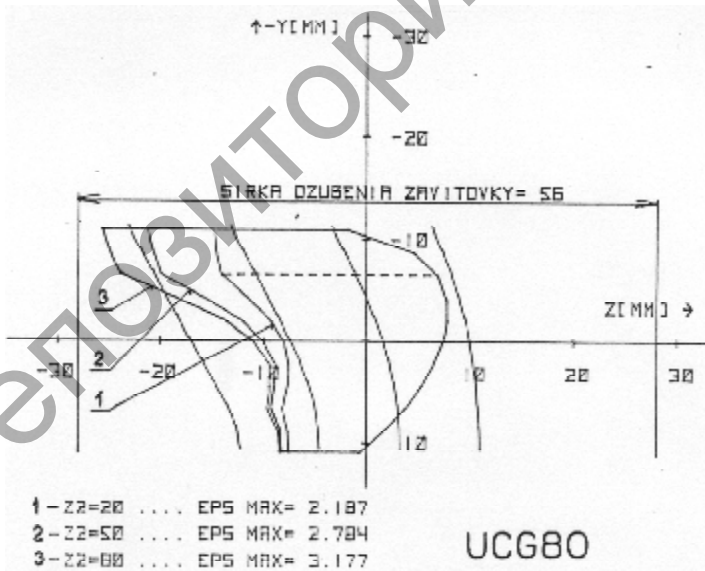


Рисунок 6.28 — Влияние числа зубьев червячного колеса на вид поля зацепления и коэффициент перекрытия для редуктора UCG80 [65]

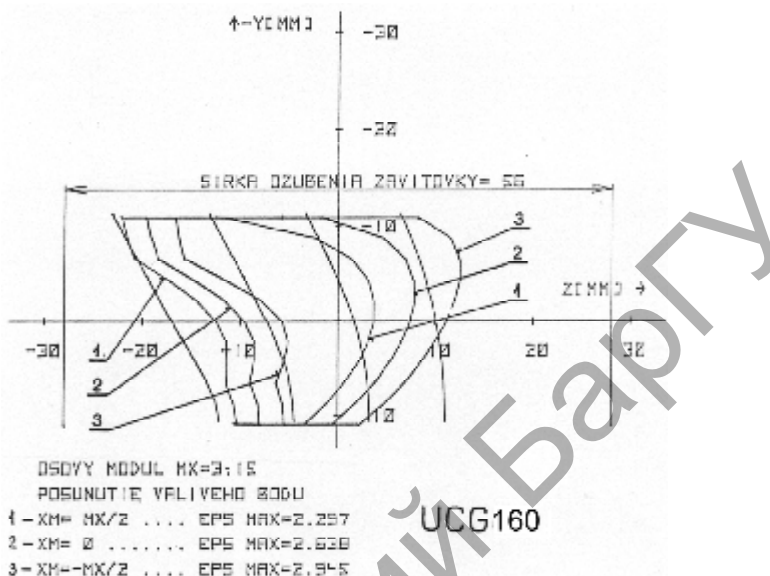


Рисунок 6.29 — Влияние числа зубьев червячного колеса на вид поля зацепления и коэффициент перекрытия для редуктора UCG160 [65]

можно достичь удлинение поля зацепления и тем самым — приближение к целому числу коэффициента перекрытия, который с точки зрения динамики более благоприятен [74].

6.7.2 Влияние геометрических параметров на собственные частоты

Программой, которая использует метод матрицы сопротивлений, приведенный в разделе 6.6.6, были рассчитаны собственные частоты динамической модели цилиндрической червячной передачи (см. рис. 6.16) и динамической модели привода с червячным редуктором (см. рис. 6.20). Было обнаружено влияние осевого момента инерции червячного колеса и изгибной жёсткости вала червяка на изменение собственной частоты цилиндрической червячной передачи.

Результаты представлены в виде пространственных графов для отдельных испытанных редукторов (рис. 6.30—6.32). Осевой момент инерции, как и изгибная жёсткость, меняются в 0,6...1,4 раза по сравнению с современной технологией изготовления.

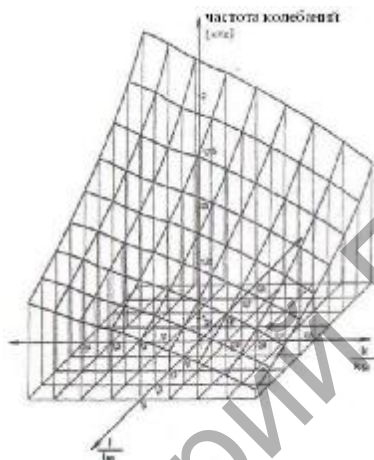


Рисунок 6.30 — Редуктор UCG80
(по Павленко [65])

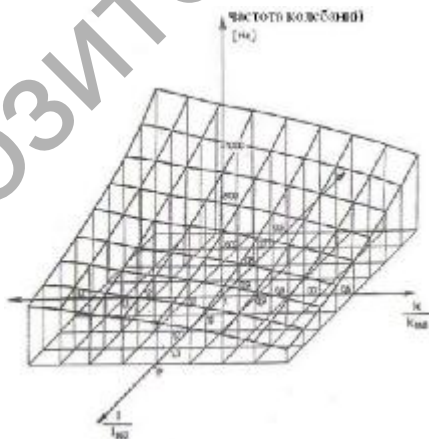


Рисунок 6.31 — Редуктор UCG160
(по Павленко [65])

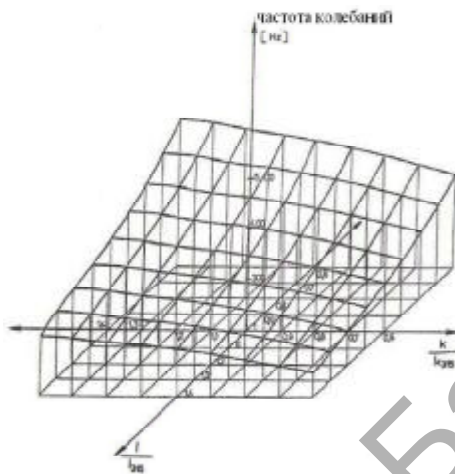


Рисунок 6.32 — Редуктор UCG315
(по Павленко [65])

6.7.3. Динамическое нагружение зубьев цилиндрического червячного редуктора

Изменения величин $\bar{\eta}_1$ для трёх размеров редукторов UCG можно увидеть (рис. 6.33—6.35). Величина K' изменяется в пределах 0,0858...0,0835 для отдельных видов редукторов. Если примем упрощение $I_1 \approx 0$ (без учёта момента массы червяка), после подстановки переменной жёсткости зацепления к серии с массой со стороны двигателя получим K' в пределах 0,0178...0,0140, а это означает, что влияние переменной жёсткости является весьма малым.

Влияние внешнего возбуждения. Программа для динамического анализа позволяет посчитать в любом узле динамической модели отклонения, скорость, а также ускорение. Аналогично позволяет определить силу и момент соответственно в любом элементе модели.

Изменение дополнительной динамической силы было определено так, что вводилась внешняя синусоидальная сила и определялась величина дополнительной динамической силы в зацеплении при разной частоте возбуждающей силы. Это

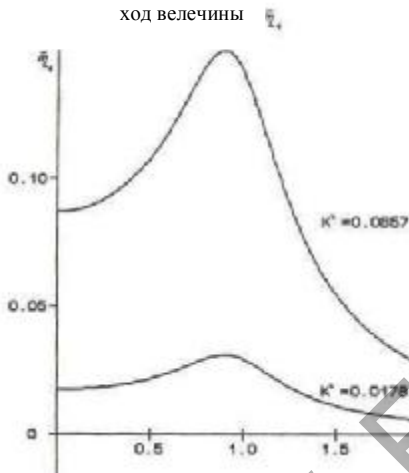


Рисунок 6.33 — Редуктор UCG80
(по Павленко [65])

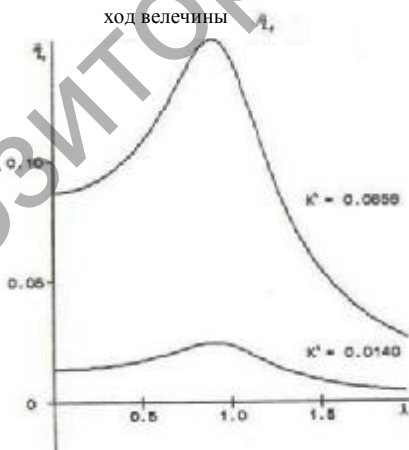


Рисунок 6.34 — Редуктор UCG160
(по Павленко [65])

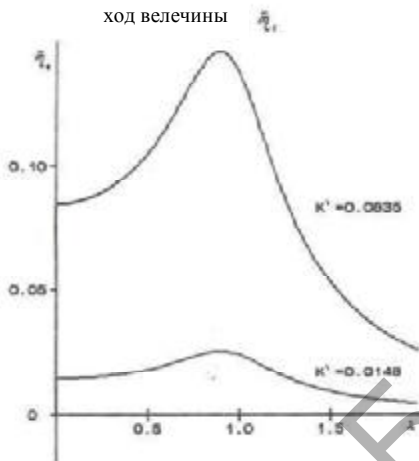


Рисунок 6.35 — Редуктор UCG315
(по Павленко [65])

изменение видно (рис. 6.36—6.39) для динамической модели редуктора (см. рис. 6.16) и для динамической модели привода (см. рис. 6.20). Величины относительных затуханий обозначены под соответствующими графами.

Влияние внутреннего возбуждения. Рассмотрим изменение дополнительной динамической силы при одновременном действии внешнего и внутреннего возбуждения (рис. 6.40).

Отчётливо видно, что влияние внутреннего возбуждения больше в области второго резонанса, т. е. при частоте, которую считаем за близкую собственной частоте цилиндрической червячной передачи. Для сравнения (см. рис. 6.39): когда действует только внешнее возбуждение, то превалирует значительная динамическая сила в области первого резонанса, т. е. первой собственной частоты привода (рис. 6.41). Влияние внутреннего возбуждения в приводе, также предложено для рассмотрения (рис. 6.42), при том, что $I_M = 0,5 I_2$, а $I_B = 10 I_2$.

Влияние фазового сдвига. Мы уже показали (см. рис. 6.40) влияние фазового сдвига внешнего и внутреннего возбуждения на дополнительную динамическую силу.

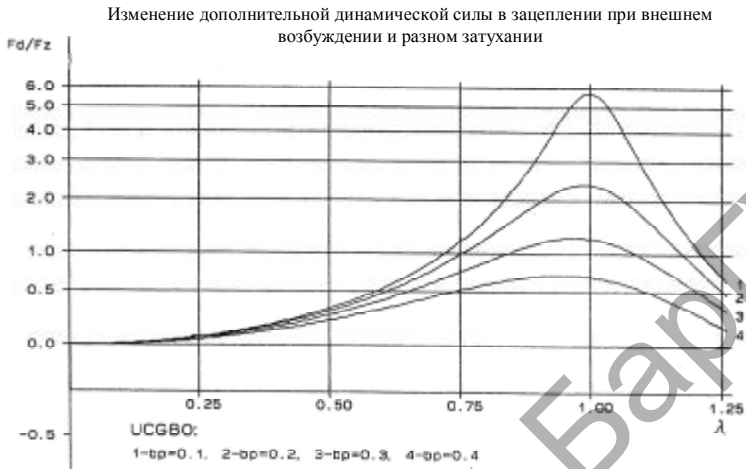


Рисунок 6.36 — Изменение дополнительной динамической силы в редукторе UCG80 (по Павленко [65])

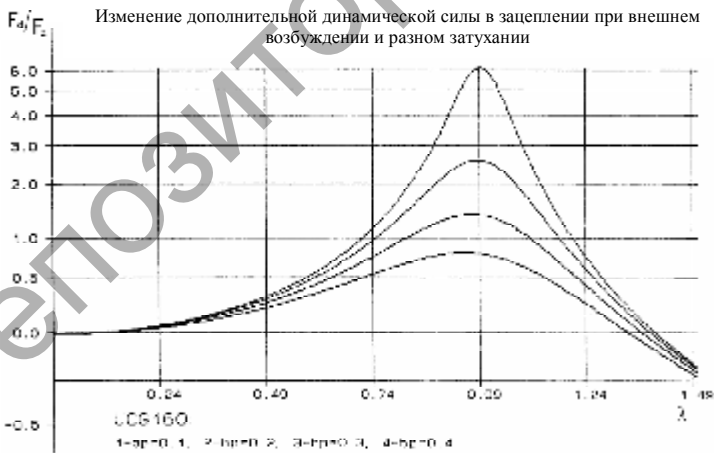


Рисунок 6.37 — Изменение дополнительной динамической силы в редукторе UCG160 (по Павленко [65])

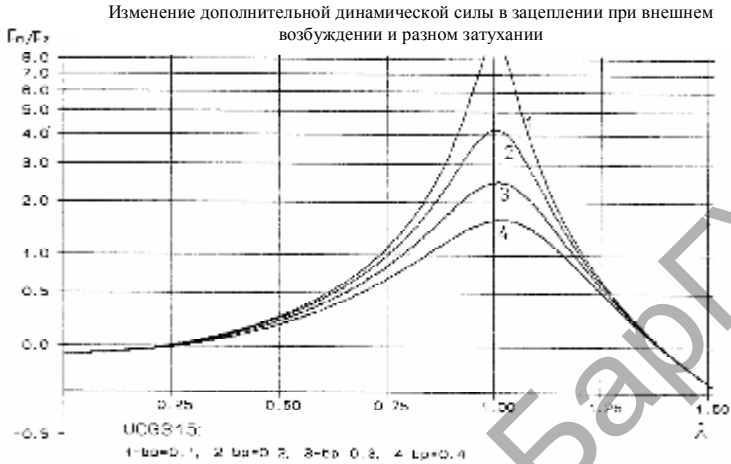


Рисунок 6.38 — Изменение дополнительной динамической силы в редукторе UCG160 (по Павленко [65])

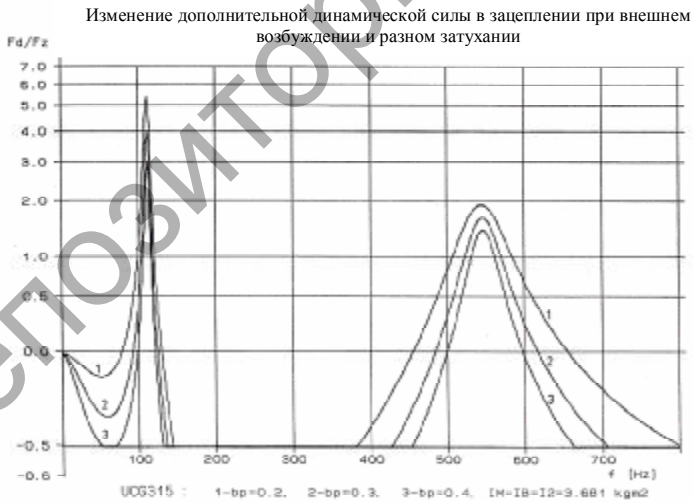


Рисунок 6.39 — Изменение дополнительной динамической силы в редукторе UCG315 (по Павленко [65])

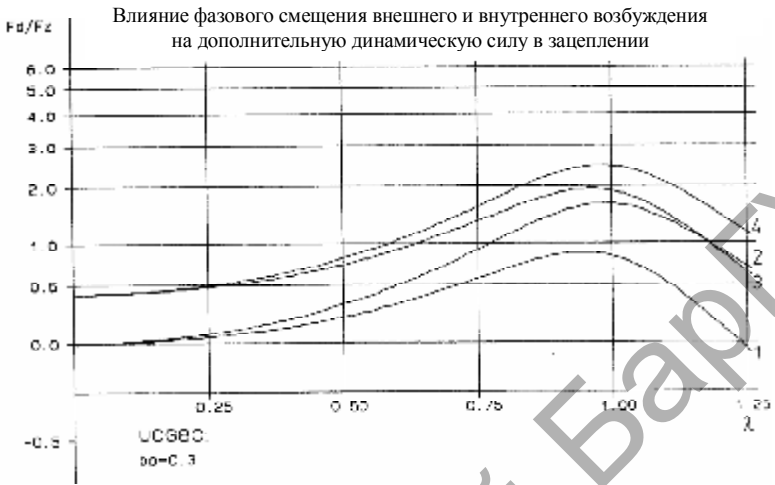


Рисунок 6.40 — Изменение дополнительной динамической силы при одновременном влиянии внешнего и внутреннего возбуждения (по Павленко [65])

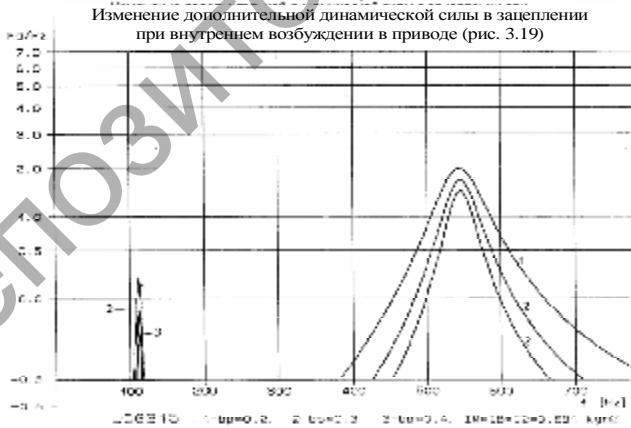


Рисунок 6.41 — Изменение дополнительной динамической силы в зацеплении при внутреннем возбуждении в приводе (по Павленко [65])



Рисунок 6.42 — Изменение дополнительной динамической силы в зацеплении при внутреннем возбуждении в приводе (по Павленко [65])

Уточним, что кривые 1 и 2 представляют изменение фазового смещения на π при внутреннем возбуждении. Увеличение динамической нагрузки обосновано тем, что в этом случае (кривая 2) внутреннее и внешнее возбуждение получено до фазы (для динамической модели (см. рис. 6.16), влияние переменной жёсткости зацепления заменено внутренним возбуждением с амплитудой, равной 1).

На кривых 3 и 4 показано влияние фазового смещения внешнего и внутреннего возбуждения. Кривая 3 — для амплитуды $\sqrt{2}$ и $\varphi = \pi/2$; кривая 4 — амплитуда $\sqrt{2}$ и $\varphi = 3/2\pi$. Смещение обеих кривых кверху вызвано повышением амплитуды внешнего возбуждения величиной $\sqrt{2} - 1 = 0,414$.

Влияние коэффициента перекрытия. Влияние внешнего возбуждения при изменении коэффициента перекрытия в пределах 2...3 при одновременном влиянии внутреннего

возбуждения (рис. 6.43) приводит лишь к незначительному изменению собственной частоты.

Влияние изгибной жёсткости червяка. Изменение дополнительной динамической силы может происходить под влиянием внешнего возбуждения и изменения изгибной жёсткости червяка (рис. 6.44): при снижении изгибной жёсткости падает динамическая нагрузка в зацеплении.

На дополнительную динамическую силу может также влиять и изменение осевого момента инерции червячного колеса (рис. 6.45).

Влияние демпфирования. Влияние демпфирования зубчатой передачи (в нашем случае — червячной) на динамическую нагрузку в зацеплении является существенным (см. рис. 6.36—6.38).

6.7.4. Переходные состояния

Для динамической модели привода с червячной передачей (см. рис. 6.20) был выполнен динамический анализ при переходных состояниях. Покажем (рис. 6.46) изменение разницы отклонения между дисками I_1 и I'_2 , т. е. элементами, представляющими

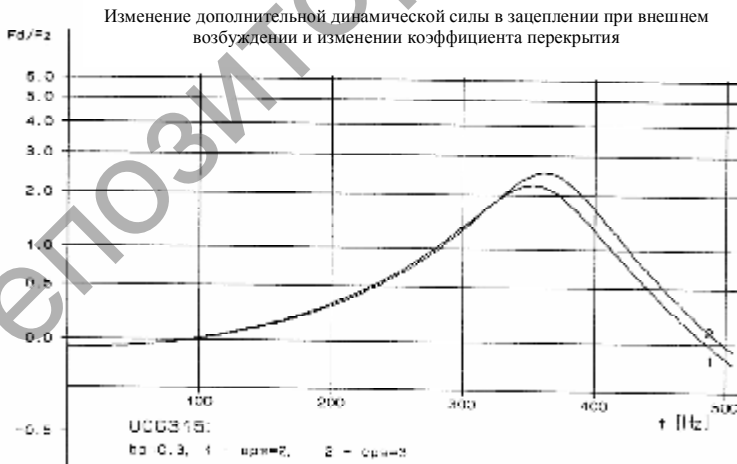


Рисунок 6.43 — Влияние внешнего возбуждения и изменения коэффициента перекрытия на дополнительную динамическую силу (по Павленко [65])

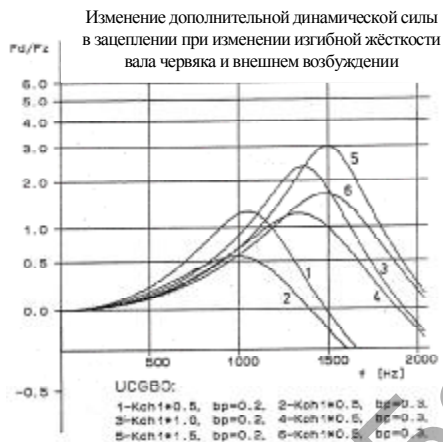


Рисунок 6.44 — Влияние внешнего возбуждения и изменения изгибной жёсткости вала червяка на дополнительную динамическую силу (по Павленко [65])

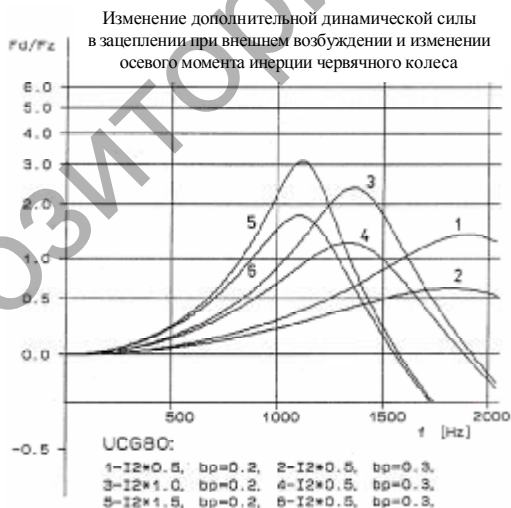


Рисунок 6.45 — Влияние внешнего возбуждения и изменения осевого момента инерции червячного колеса на дополнительную динамическую силу (по Павленко [65])

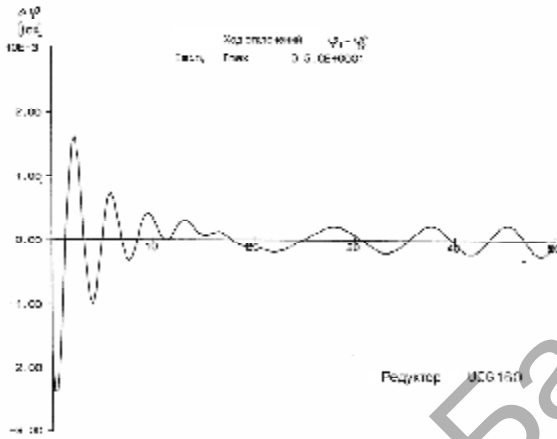


Рисунок 6.46 — Влияние отклонений на демпфирование передачи (по Павленко [65])

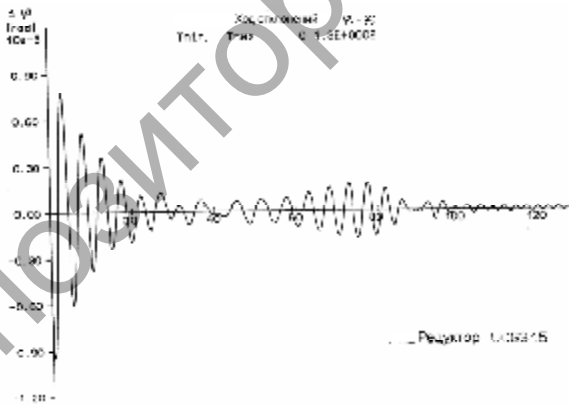


Рисунок 6.47 — Влияние отклонений на демпфирование передачи (по Павленко [65])

жёсткость зацепления при возбуждении на диске I_M с шагом $Q(I_M) = \sin(0,01t^2)$ и $Q(I_B) = 0,5$ (на диске I_B). В расчётных условиях был определён временной шаг величиной $X(I_M) = -0,5$ на диске I_M . Другие величины: I_M равен 20 кгм^2 , $I_1 = 0,0003 \text{ кгм}^2$, $I_2 = 0,00143 \text{ кгм}^2$, $I_B = 19,04 \text{ кгм}^2$. Временной шаг $\Delta t = 0,295$ (геометрические параметры для редуктора UCG160, $\Omega_1 = 3,1 \text{ Hz}$, $\Omega_2 = 713,5 \text{ Hz}$).

Аналогично (рис. 6.47) показано изменение демпфирования передачи при равных величинах возбуждения, но с шагом $0,218$ для редуктора UCG315 ($I_M = 50 \text{ кгм}^2$, $I_1 = 0,0015 \text{ кгм}^2$, $I_2 = 0,0386 \text{ кгм}^2$, $I_B = 47,59 \text{ кгм}^2$, $\Omega_1 = 4,376 \text{ Hz}$, $\Omega_2 = 364,3 \text{ Hz}$).

Величины выбраны с целью документирования результатов вычислительной программы. Саму программу, главным образом, используют для анализа динамических нагрузок при резких изменениях в приводе (например, в самотормозящих приводах при заклинивании передачи). Вычислительные условия и возбуждения необходимо определять для конкретных условий анализируемого привода.

Г Л А В А 7 УДАР В ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Червячные передачи предназначены для редуцирования скорости при передаче энергии между перекрещивающимися, главным образом под углом 90° , осями. Редукторы с червячными передачами широко применяют в приводах различных машин, например: кранов, лифтов, других подъёмно-транспортных устройств — и условия работы очень сложные. Большие переменные нагрузки, частые пуски и остановки, реверс — всё это вызывает значительный износ рабочих поверхностей зубьев червячных колёс и, как следствие, приводит к потере работоспособности редукторов. Вопросы повышения работоспособности червячных редукторов являются весьма актуальными. Одним из путей повышения их работоспособности является улучшение свойств смазки, обеспечивающей благоприятные условия работы червячной передачи с точки зрения повышения износостойкости рабочих поверхностей зубьев колёс и витков червяков, а также демпфирующей способности, противостоящей ударным импульсам, возникающим при пусках, остановках и реверсе. Очень важным при этом является также расчёт работоспособности редуктора, который бы обеспечил выбор необходимых параметров передачи при соответствующем ресурсе.

Обычно при расчётах червячных передач рассматривают модель скольжения двух поверхностей и, исходя из этой модели, подбирают соответствующие противозадирные, противозносные смазки. Считается, что определенный слой смазки, находящийся в контакте между зубом колеса и витком червяка, не только уменьшает коэффициент трения при скольжении поверхностей, но и демпфирует, в определенной степени, возникающие динамические нагрузки. Демпфирующая способность смазки зависит от ее вязкости и толщины слоя. Сорт смазки влияет на коэффициент трения: наиболее низкие величины

коэффициента трения получены у смазок, основанных на растительных маслах. Увеличение вязкости смазки влияет на коэффициент трения подобно увеличению скорости скольжения. С возрастанием вязкости повышается доля жидкостного трения в контакте, но одновременно увеличивается сила вязкого сдвига, определяющая коэффициент жидкостного трения. В результате коэффициент трения падает. С увеличением вязкости смазки растут потери на взбалтывание масла, что ведет к снижению КПД. При отсутствии в червячной передаче чисто жидкостного трения коэффициент трения будет являться функцией нагрузки, увеличиваясь с её возрастанием. Резкое увеличение коэффициента трения начинается вследствие возникновения начальной формы заедания в виде повышенного износа зубьев червячного колеса. Основным видом смазки, применяемый в червячных передачах, — погружение в масляную ванну червяка и червячного колеса (как вариант может рассматриваться поливание маслом). Смазка такого рода применяется при окружных скоростях червяка по делительному цилиндру до 10 м/с вне зависимости от того, что окунается: червяк или червячное колесо.

Выше было показано, что из-за геометрических погрешностей изготовления элементов редуктора и ошибок монтажа в процессе работы редуктора возникают вибрации, которые усиливают динамическую нагруженность редуктора. Но ни в какое сравнение не идет увеличение динамических нагрузок по причине ударов, которые происходят у редукторов, работающих в режиме реверса, частых пусков и остановов. Такой режим работы характерен, например, для грузоподъемных кранов, лебёдок, лифтов и тому подобных механизмов.

В литературе по червячным передачам существует мнение, что из-за многопарности зацепления червячные передачи работают плавно, без ударов, поэтому практически не должны изнашиваться. Однако это не совсем согласуется с практикой. Червячные передачи, особенно червячные колёса, так же, как и обычные зубчатые передачи, подвержены износу.

Известно, что червячные передачи имеют гарантированные боковые зазоры, что в подшипниках имеются радиальные и осевые зазоры, что валы передачи обладают определенной жёсткостью и что это всё вместе, определённым образом

суммируясь, образует так называемый свободный (мёртвый) ход редуктора. Свободный ход даже часто служит критерием качества сборки редуктора, так как легко измеряется.

В то же время свободный ход является в реверсивных передачах причиной возникновения ударов, что будет показано далее.

В червячных передачах в связи с наличием зазоров наблюдается отставание червячного колеса по углу поворота при изменении направления вращения червяка.

Свободный ход является отрицательным явлением, так как снижает кинематическую точность редуктора, однако он неизбежен из-за наличия гарантированного бокового зазора в передаче, зазоров в опорах и податливости валов. Остановимся более подробно на составляющих свободного хода.

1. Зазор j_n (рис. 7.1) между зубьями червячного колеса и витками червяка при неподвижных подшипниках червяка.

По степени точности червячные передачи разделены на две группы:

1) кинематические передачи с регулируемым взаимным расположением червяка и червячного колеса по межосевому расстоянию и положению средней плоскости колёс, изготовленных по 3...6-й степеням точности;

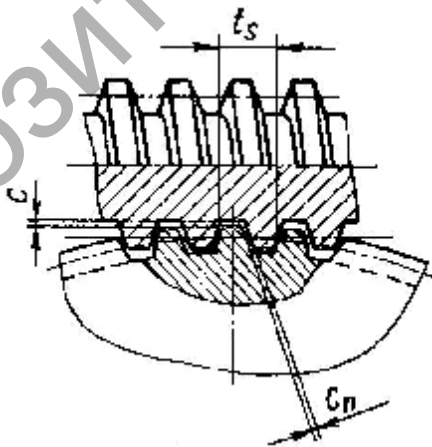


Рисунок 7.1 — Боковой зазор в червячной передаче [39]

2) силовые передачи с нерегулируемым взаимным расположением червяка и червячного колеса, изготовленных по 5...9-й степеням точности.

Гарантированный боковой зазор червячной передачи нормируется изменением толщины витка червяка. Регулировать боковой зазор червячной передачи за счёт изменения межосевого расстояния не рекомендуется, так как это приведёт к нарушению пятна контакта между зубьями колеса и витками червяка. В процессе длительной эксплуатации червячной передачи из-за износа зубьев колеса и витков червяка боковой зазор увеличивается, что было показано выше.

Свободный ход при наличии боковых зазоров может быть выражен углом $\Delta\varphi$ поворота колеса при неподвижном червяке. Тогда $\Delta\varphi_2 = j_n / r_2 \sin \alpha \cos \gamma_{\text{ш}} = 1,063 (j_n / r_2 \cos \gamma_{\text{ш}})$, рад, или $\Delta\varphi_2 = 3660 (j_n / r_2 \cos \gamma_{\text{ш}})$, мин, где r_2 — радиус начальной окружности червячного колеса, причём $r_2 = z_2 m / 2 = z_2 p_t / 2\pi$; α — угол зацепления, равный 20° ; γ — начальный угол подъёма витка червяка; p_t — делительный осевой шаг витка червяка.

2. Радиальный зазор в подшипниках червячного колеса $\Delta r = r - r_1$ (рис. 7.2)

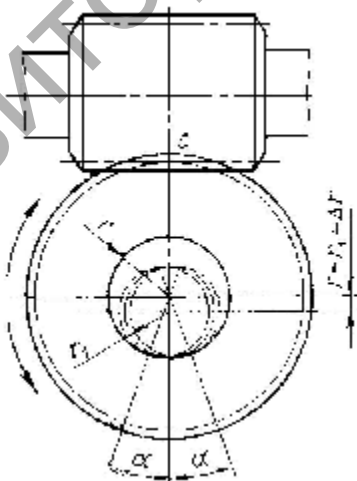


Рисунок 7.2 — Радиальный зазор в подшипниках червячного колеса [39]

Если принять условно червяк неподвижным, то червячное колесо будет занимать различные положения в пределах 2α , перекатываясь вокруг полюса зацепления.

3. Осевой люфт червяка в опорах вызывает эффект стояния червячного колеса при реверсе червяка. Червячное колесо начинает движение только после выбора осевых зазоров в опорах червяка.

4. Радиальный зазор в опорах червяка. Эта причина не особенно сказывается на величине свободного хода. Однако у высокоточных червячных передач её следует учитывать. Кроме того, радиальный зазор в опорах червяка также влияет на динамику червячной передачи.

Существует ряд методов, уменьшающих величину свободного хода, они будут рассмотрены в главе 8 данного издания.

К сожалению, полностью устранить свободный ход не удастся в связи с наличием радиального биения зубчатого венца червячного колеса и витков червяка. Поэтому при проектировании точных червячных передач следует назначать максимально допустимые нормы точности червяков и нормы кинематической точности червячных колёс с учётом возможностей производства.

Расчёт свободного хода червячного редуктора производится в отсчётных единицах. Цену оборота колеса T в отсчётных единицах, т. е. число отсчётных единиц, соответствующих одному обороту колеса, рассчитывают по формуле $T = T_{ч1}u$, где $T_{ч1}$ — цена оборота червяка в отсчётных единицах; u — передаточное число редуктора.

Определение числа отсчётных единиц червяка производится следующим образом: если за 10 оборотов червяка отсчётный диск, закреплённый на валу червячного колеса, повернется на 360 отсчётных единиц, то цена оборота червяка будет составлять $360 / 10 = 36$ отсчётных единиц.

Свободный ход червячного редуктора в отсчётных единицах рассчитывают по формуле $\Delta\varphi_{о.е.} = (K + K_{п} + K_{ж.п.}) T / 100d_2 \cos \gamma = (K + K_{п} + K_{ж.п.}) T / 100d_1 \sin \gamma$, где K — коэффициент, учитывающий величину бокового зазора в передаче, зависит от точности и конструкции передачи; $K_{п}$ — коэффициент, характеризующий класс точности подшипников; $K_{ж.п.}$ — коэффициент, зависящий от степени жёсткости передачи, выбирается конструктором исходя из расчёта жёсткости вала.

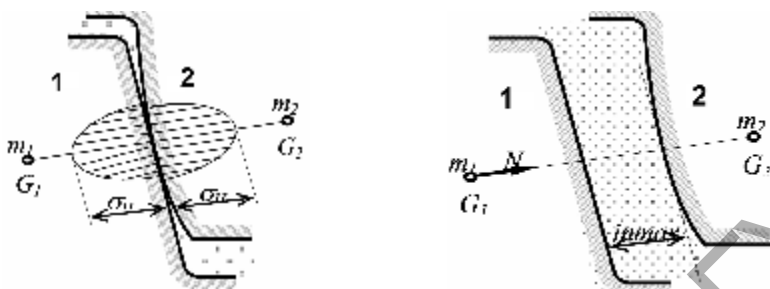
Перевод величины свободного хода в отсчётных единицах на величину свободного хода в минутах производится по формуле $\Delta\varphi_{\text{мин}} = 21600 (\Delta\varphi_{\text{о.е.}} / T)$.

На самом деле модель червячной передачи значительно сложнее. Вначале происходит удар двух рабочих поверхностей (первая фаза), а затем уже — их относительное скольжение. Именно удар одной поверхности о другую имеет решающее значение в дальнейшем процессе изнашивания. В процессе столкновения двух поверхностей динамическая сила превышает номинальную в 2...3 раза и выталкивает смазку из зоны контакта. Практически скольжение происходит при ограниченном или даже при сухом трении, что приводит к задирам и износу. Исследователи усложняют состав смазки различными присадками, пытаясь уменьшить и замедлить износ, однако исключить его не удаётся, так как не удаётся предотвратить непосредственный контакт металлических поверхностей, приводящий к задирам и износу. Главная задача состоит в том, чтобы не допустить непосредственного контакта рабочих поверхностей зубьев колеса и витков червяка. Это возможно осуществить лишь с помощью упругого промежуточного элемента, в качестве которого может быть полимерное покрытие или кластерная смазка.

Червячные передачи имеют много общего с зубчатыми передачами, они тоже относятся к передачам зацепления, поэтому всё, что относится к свойствам зацепления, характерно и для червячных передач. Но есть и существенные отличия червячных передач от зубчатых. Например, если в зубчатых передачах с эвольвентным зацеплением в полюсе зацепления наблюдается лишь относительное качение рабочих поверхностей зубьев колёс, то в червячных передачах даже в полюсе зацепления будет лишь скольжение. Червячные передачи отличаются большей плавностью работы по сравнению с зубчатыми за счёт того, что в зацеплении находится большее число зубьев колеса, т. е. коэффициент перекрытия у червячных передач значительно больше. Как уже было отмечено выше, в червячных передачах поверхности зубьев колёс скользят по виткам червяка, поэтому зубчатый венец червячного колеса должен быть изготовлен из антифрикционного материала и обязательно должна быть обеспечена хорошая смазка передачи. Именно в направлении

улучшения свойств материалов червячной пары и смазки направлены все усилия инженеров и исследователей [31, 4]. В работе [37] также рассматривается вопрос некоторой модификации зубьев червячного колеса с целью уменьшения трения в процессе зацепления. Есть работы, посвящённые динамике червячных передач. Однако чаще всего целью в них [62] является определение влияния погрешностей изготовления и сборки на динамику передачи. В отличие от зубчатых передач, вопросам динамики которых посвящено значительное число работ [2] и для которых указаны конкретные меры по уменьшению или даже устранению явлений, связанных с динамикой передачи, в червячных передачах так остро вопрос о динамике не поставлен. Традиционным считается решение проблемы уменьшения трения между рабочими поверхностями зубьев колеса и витков червяка всевозможными методами, но в основном подбором материалов пары, их термообработкой и улучшением смазки. Такая точка зрения оправдана в том случае, если червячные редукторы работают в спокойном режиме, без частых пусков и остановов, без реверса. Но для приводов таких конструкций, как краны, различные подъёмно-транспортные и транспортные устройства, лифты, характерным чаще всего является режим частых пусков и остановов, реверса при достаточно больших нагрузках одновременно.

Известно также (и это было отмечено в работе [37]), что при пуске нагрузка в передаче увеличивается в 2...3 и более раз по сравнению с номинальной. Это наблюдается также и при реверсивном движении передачи. В этом случае никакая смазка, за исключением твёрдой, не в состоянии предотвратить локальный контакт рабочих поверхностей зубьев колеса с витками червяка. Смазка выдавливается из зоны контакта (рис. 7.3), собираясь вокруг него. Происходит упругая и, возможно, некоторая пластическая деформация рабочей поверхности зуба колеса. А так как в это же время происходит скольжение поверхностей в локализованном контакте при высокой нагрузке, возникает температурная вспышка, размягчение материала, увеличение молекулярных сил сцепления из-за высокого контактного давления и, как следствие, заедание. Чаще всего червячные передачи выходят из строя по причине износа зубьев червячного



G_1, G_2 — центры тяжести витка червяка и зуба колеса соответственно, σ_H — контактное напряжение, N — сила удара, J_{\max} — максимальный гарантированный боковой зазор

Рисунок 7.3 — Схема контакта рабочих поверхностей зубьев червяка и червячного колеса

колеса, обусловленного заеданием рабочих поверхностей червячной пары. Заедание может протекать в виде натира, т. е. в мягкой форме, вызывая постепенный износ зубьев, сопровождающийся намазыванием бронзы на червяк. При этой форме заедания червячная передача может еще работать некоторое время, обусловленное интенсивностью износа зубьев. Значительно более тяжелой формой заедания является задира рабочих поверхностей червячной пары. При задирах резко повышается коэффициент трения в зацеплении, контактное напряжение увеличивается в 2,5...3,0 раза, а напряжение изгиба может превысить предел текучести материала. Рабочие поверхности зубьев колес сильно изнашиваются и подвергаются прогрессивному выкрашиванию. Для возникновения заедания, помимо больших контактных напряжений на вершинах гребешков неровностей, необходимо, чтобы хотя бы на части поверхности контакта имело место граничное трение. Заедание не наступит, если между сопряженными поверхностями установится жидкостное трение, т. е. если они будут разделены слоем смазки, имеющим устойчивую несущую способность. Явления заедания и задира довольно часто наблюдаются инженерами и исследователями и объясняются ими как специфическая особенность червячной передачи.

7.1 Две фазы зацепления червячной передачи

Исходя из представленной картины зацепления червячной передачи можно сделать вывод о двух фазах, происходящих в процессе зацепления зуба червячного колеса с витком червяка. Первая фаза — это удар рабочей поверхности витка червяка о рабочую поверхность зуба червячного колеса, вторая фаза — это относительное скольжение рабочих поверхностей витка червяка и зуба колеса. Чтобы уменьшить износ поверхностей зубьев колеса, предлагается подбирать соответствующие материалы червячной пары [19], заменить жидкую смазку полужидкой с различными противозадирными, противоиносными и иными присадками [13]. Но замена жидкой смазки на полужидкую с более высокими показателями вязкости требует более высоких затрат энергии на перемешивание масла, что, в свою очередь, приводит к уменьшению КПД передачи. Однако износ и задиры всеми этими мерами все-таки предотвратить не удастся. И главная причина заключается именно в том, что все эти исследования проводятся без учёта первой фазы зацепления червячной передачи, т. е. без учёта удара двух поверхностей.

В зубчатых передачах удар зубьев пытаются смягчить с помощью конструктивных решений, т. е. выполняя зубчатые колеса с пониженной виброактивностью. Как показали исследования, благодаря применению таких конструкций, удается уменьшить динамику передачи на 20...25% [3]. Это даёт существенный эффект: значительно повышается работоспособность передачи.

Авторы [42], заимствуя опыт конструирования зубчатых передач, предложили ряд конструкций червячных колёс пониженной виброактивности.

7.2 Упругий промежуточный элемент в червячных передачах

Более существенным, однако, как для червячных, так и для зубчатых передач, является создание промежуточного демпфирующего элемента между ударяющимися рабочими поверхностями витков червяка и зубьев червячного колеса. Слои

смазки не обладает достаточной прочностью и упругостью, чтобы обеспечить сопротивление возникающей в передаче динамической нагрузке во время удара и предотвратить локальный контакт металлических поверхностей зуба колеса и витка червяка. Промежуточным элементом должен быть более прочный и упругий материал, который бы обладал следующими основными свойствами:

- сопротивляться динамическим нагрузкам в передаче;
- обладать хорошими антифрикционными свойствами, чтобы при нагрузке и непосредственном контакте с рабочими поверхностями зубьев колёс и витков червяка не повредить их при относительном скольжении;
- не вступать в реакции с активными присадками, имеющимися в смазке, не растворяться в смазке;
- иметь хорошие адгезионные свойства;
- работать в высоком диапазоне температур, не изменяя своих свойств;
- сохранять прочность и износостойкость в течение длительного времени.

Таковыми промежуточными элементами могли бы быть полимерные покрытия на зубьях червячного колеса или на витках червяка, соответствующие по своим свойствам перечисленным выше требованиям, или же кластеры, т. е. небольшие частички твёрдого материала, внесённые в смазку и создающие при работе червячной передачи вместе со смазкой промежуточный слой между зубом червячного колеса и витком червяка.

Некоторые исследователи для улучшения свойств смазки добавляют порошки графита, дисульфида молибдена или алмаза. Дисульфид молибдена растворяется в смазке и потому не может создать промежуточный демпфирующий слой, графит при значительных нагрузках разрушается, а алмазный порошок может внедриться в более мягкую поверхность зуба колеса и начать царапать рабочие поверхности витков червяка, постепенно изнашивая их.

Нанесение полимерного покрытия требует соответствующей технологии и специального оборудования, поэтому этот процесс может быть осуществлен лишь на специализированных предприятиях, где налажено серийное или массовое производство червячных передач.

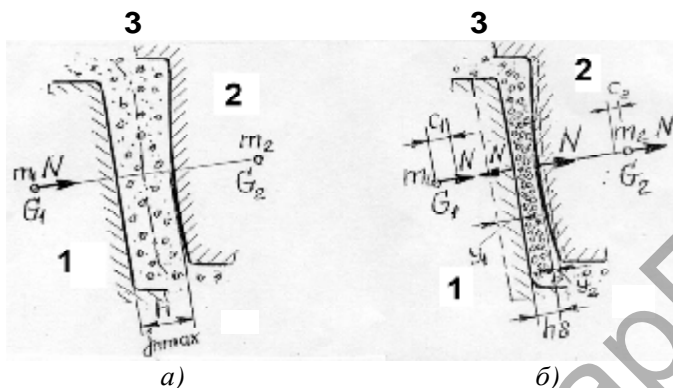
7.3 Модель удара в червячной передаче

При работе червячной передачи червяк, вращаясь, боковыми поверхностями заставляет перемещаться зубья червячного колеса. Поэтому можно считать, что сила, действующая на зуб колеса от витка червяка, направлена по нормали к обоим рабочим поверхностям.

В соответствии со стандартом [7н] в червячных передачах в зависимости от окружной скорости и степени точности передачи предусмотрен гарантированный максимальный боковой зазор $J_{л\max}$ (см. рис. 7.3). При повышении температуры колеса и червяка в процессе работы боковой зазор, давая возможность зубьям увеличиваться по ширине, предохраняет зацепление зубьев колеса от заклинивания между витками червяка, но при этом позволяет смазке оставаться на рабочих поверхностях зубьев колеса и витков червяка. К сожалению, при ударе, как было показано выше, смазка не предохраняет рабочие поверхности зубьев колеса и витков червяка от непосредственного контакта.

Червячную передачу представим в виде двух абсолютно жёстких недеформируемых тел: червяка 1 и червячного колеса 2, при этом между зубьями колеса и витками червяка находится упругий элемент — слой 3 смазки с частицами фторопласта (рис. 7.4). Будем считать, что промежуточный элемент настолько мягок, а соударяющиеся тела червяка и колеса настолько жёсткие, что деформациями соударяющихся тел червяка и колеса можно пренебречь и учитывать лишь деформацию упругого промежуточного элемента.

Анализ процессов, происходящих при ударе в червячной передаче, будем проводить на основе современной теории удара, которая предполагает одновременное существование в теле потенциальной и кинетической формы энергии после удара благодаря тому, что напряжения и деформации от точки контакта распространяются по телу не мгновенно, а с некоторой конечной скоростью — скоростью волны. Так, например, скорость распространения волны сжатия/растяжения определится формулой [68] $\varphi = \sqrt{E/\rho}$, где E — модуль упругости материала; ρ — плотность.



a — положение до удара, *b* — положение во время удара, 1 — виток червяка, 2 — зуб червячного колеса, 3 — промежуточный элемент, m_1 , c_1 , m_2 , c_2 — массы и перемещения центров тяжести витка червяка и зуба колеса соответственно, h — начальная толщина упругого промежуточного элемента, h_8 — толщина упругого промежуточного элемента после удара

Рисунок 7.4 — Модель соударения витка червяка и зуба червячного колеса

В связи с этим та часть тела, которая уже охвачена волной напряжения, обладает потенциальной энергией, а та часть тела, которую волна нагружения еще не достигла, сохраняет начальную кинетическую энергию.

Аналогичным образом к моменту окончания удара, когда ударная нагрузка снимается, часть тела не успевает разгрузиться от напряжений, а следовательно, и от потенциальной энергии. При сжатии тела деформируются, и скорости точек изменяются. Благодаря волновому характеру распространения деформаций, поле скоростей точек тела становится неоднородным. Те области, которые уже охвачены волной деформаций, изменяют свою скорость — в тех же областях, которых волна еще не достигла (сюда может войти и точка центра тяжести), сохраняется прежняя скорость [32].

Рассмотрим положение витка червяка и зуба колеса перед ударом (см. рис. 7.4). На этом этапе виток 1 червяка, имеющий массу m_1 и скорость v_{01} , приближается к ударяемому зубу колеса 2,

имеющему массу m_2 и скорость v_{02} . Скорости v_{01} и v_{02} имеют все точки тел червяка и колеса, в том числе и их центры тяжести G_1 и G_2 . Упругий промежуточный элемент 3 пока не сжат, его свободная толщина h . Пунктирная линия (см. рис. 7.4, б) как раз и показывает положение упругого тела в начале удара, в момент касания с ударником, т. е. червяком. От этого положения производится отсчёт перемещения центров тяжести витка и зуба во время удара c_1 и c_2 . Поскольку тела червяка и колеса твёрдые, перемещения рабочих поверхностей витка червяка и зуба колеса y_1 и y_2 пропорциональны и равны перемещению их центров тяжести, т. е. $y_1 = c_1$ и $y_2 = -c_2$ [40]. После касания витка червяка с упругим элементом последний изменит свою толщину, и эта изменившаяся во время удара величина обозначена как h_δ .

Величину сжатия упругого элемента (см. рис. 7.4) определяем как

$$\delta = h - h_\delta = c_1 - c_2. \quad (7.1)$$

Сила сопротивления сжатию упругого элемента N зависит от его свойств, что можно в общем виде записать как

$$N = f(\delta). \quad (7.2)$$

Так, например, если упругим элементом будет смазка вместе с кластерами, то сила сопротивления будет пропорциональна вязкости масла и упругости кластеров.

Сила сжатия упругого элемента действует на оба тела, сообщая им ускорения. Вследствие этого скорость центров тяжести витка червяка и зуба колеса должна и после удара иметь значения: для витка червяка $v_1 = c_1 = dc_1 / dt$, для зуба колеса $v_2 = c_2 = dc_2 / dt$. Обозначим соответственно ускорения витка червяка $\omega_1 = dv_1 / dt = d^2c_1 / dt^2$ и зуба колеса $\omega_2 = dv_2 / dt = d^2c_2 / dt^2$.

За положительное направление сил, скоростей примем направление первоначальных перемещений, тогда дифференциальное уравнение движения тел во время удара получит вид $m_1 (d^2c_1 / dt^2) = -N$, $m_2 (d^2c_2 / dt^2) = N$.

Упрощая задачу, будем считать, что колесо до удара было неподвижным (v_{01} равно 0), а упругий элемент до удара не имел начального сжатия (δ_0 равно 0), тогда, присоединяя к дифференциальным уравнениям движения витка и зуба уравнения (7.1) и (7.2), получим систему дифференциальных уравнений:

$$m_1 \frac{d^2 c_1}{dt^2} = -N \quad \text{или} \quad m_1 \frac{dv_1}{dt} = -N, \quad (7.3, a)$$

$$m_2 = \frac{d^2 c_2}{dt^2} = N \quad \text{или} \quad m_2 \frac{dv_2}{dt} = N, \quad (7.3, б)$$

$$N = f(\delta), \quad (7.3, в)$$

$$\delta = h - 1 = c_1 - c_2. \quad (7.3, г)$$

При начальных условиях, когда t, c_1, c_2 соответствуют 0, имеем следующие равенства: $m_1 \int_{v_2}^{v_1} dv_1 = - \int_0^t N dt, \quad m_1(v_1 - v_2) = - \int_0^t N dt,$

$$m_2 \int_0^{v_2} dv_2 = \int_0^t N dt, \quad m_2 v_2 = \int_0^t N dt.$$

Исключая интеграл силы по времени, получаем уравнение $m_1 v_0 = m_1 v_1 + m_2 v_2$.

Это известная запись закона сохранения количества движения. Из этого выражения определяем скорость $v_1 = dc_1 / dt = v_0 - (m_2 / m_1) (dc_2 / dt)$.

Дифференцируем уравнение (7.3, г) по времени:

$$\frac{d\delta}{dt} = \frac{dc_1}{dt} - \frac{dc_2}{dt}. \quad (7.4)$$

Подставляя значения соотношения dc_1 / dt в выражение (7.4), получим

$$\frac{dc_2}{dt} = v_0 - \frac{m_2}{m_1} \frac{dc_2}{dt} - \frac{d\delta}{dt} \quad (7.5, a)$$

или

$$\frac{dc_2}{dt} = \frac{m_1}{m_2 + m_2} \left(v_0 - \frac{dc}{dt} \right). \quad (7.5, б)$$

Дифференцируем полученное выражение по времени

$$\frac{d^2c_2}{dt^2} = -\frac{m_1}{m_1 + m_2} \frac{d^2\delta}{dt^2}. \quad (7.6)$$

Подставляя соотношение (7.6) в формулу (7.3, з), в которой, в свою очередь, сила выражена через сближение равенством (7.3, в), имеем следующее выражение:

$$m_2 \frac{d^2c_2}{dt^2} = -\frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \frac{d^2\delta}{dt^2} = f(\delta). \quad (7.7)$$

Наконец, приводя выражение (7.7) к виду, обычному для дифференциальных уравнений, получим результат в виде

$$\frac{d^2\delta}{dt^2} + \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} f(\delta) = 0 \quad (7.8, а)$$

или

$$\delta'' + \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} f(\delta) = 0. \quad (7.8, б)$$

Для преобразования уравнения (7.8, б) в более общую форму используем часто применяемую зависимость $d(\delta)^2 / dt = 2\delta'\delta'' = 2\delta''(d\delta / dt)$, откуда $d(\delta')^2 = 2\delta''dc$, $\delta'' = d(\delta')^2 / dt$.

Подставляя полученную величину δ'' в формулу (7.8, б), получаем отношение

$$d(\delta')^2 = -2 \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} f(\delta) dc. \quad (7.9)$$

Прежде чем приступить к интегрированию, найдем начальное значение $(\delta')^2$. Из выражения (7.4) следует, что при t , равном 0, $dc_1 / dt = v_0$, $dc_2 / dt = 0$, $\delta' = d\delta / dt = v_0 - 0$, искомое значение $(\delta')^2$ определяется как $(\delta')^2 = v_0^2$.

Интегрируя выражение (7.9), получаем

$$\left. \begin{aligned} \int_{v_0^2}^{(\delta')^2} d(\delta')^2 &= -2 \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} \int_0^{\delta} f(\delta) d\delta, \\ (\delta')^2 - v_0^2 &= -2 \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} \int_0^{\delta} f(\delta) d\delta, \\ \delta' - \frac{d\delta}{dt} &= \sqrt{v_0^2 - 2 \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} \int_0^{\delta} f(\delta) d\delta}. \end{aligned} \right\} (7.10)$$

Разделяя переменные и интегрируя, получим формулу для определения времени сжатия тел t

$$t = \int_0^{\delta} \frac{d\delta}{\sqrt{v_0^2 - 2 \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} \int_0^{\delta} f(\delta) d(\delta)}}. \quad (7.11)$$

Максимальному сжатию тел во время удара δ_{\max} соответствует условие экстремума $d\delta / dt = 0$. В этом случае из равенства (7.10) вытекает

$$\frac{d\delta}{dt} = \sqrt{v_0^2 - 2 \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} \int_0^{\delta} f(\delta) d\delta} = 0,$$

а значит,

$$\int_0^{\delta_m} f(\delta) d\delta = \frac{m_2}{m_1 + m_2} \frac{m_1 v_0^2}{2} = A_p, \quad (7.12)$$

где A_p — часть кинетической энергии витка червяка, которая в процессе удара переходит в потенциальную энергию.

Необходимо отметить, что в момент достижения максимального сближения тел их скорости оказываются одинаковыми. Это можно видеть из условия экстремума, которое, на основании уравнения (7.3, з), равно $d\delta / dt = dc_1 / dt - dc_2 / dt = 0$, или $dc_1 / dt = dc_2 / dt$, т. е. при $\delta = \delta_{\max}$ $v_1 = v_2 = v$.

Величину скорости тел витка червяка и зуба колеса в этот момент можно определить из выражения (7.5, а): $v(m_1 + m_2) / m_1 = v_0$, откуда

$$v = \frac{v_0 m_1}{m_1 + m_2}. \quad (7.13)$$

Время, соответствующее максимуму сжатия, t_1 получим из выражения (7.11), подставляя в качестве верхнего предела интегрирования $\delta = \delta_{\max} = \delta_m$,

$$\tau_1 = \int_0^{\delta_m} \frac{d\delta}{\pm \sqrt{v_0^2 - 2 \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} \int_0^{\delta} f(\delta) d\delta}} = \frac{1}{v_0} \int_0^{\delta_m} \frac{d\delta}{\sqrt{1 - \frac{1}{A_p} \int_0^{\delta} f(\delta) d\delta}}. \quad (7.14)$$

Получить полное время удара подобным образом невозможно. Дело в том, что в момент окончания удара, N и δ соответствуют 0, т. е. верхний предел интегрирования оказывается равным нижнему. Но в этом случае интеграл тождествен нулю. Поэтому целесообразно разбить время удара на два периода: первый — от момента начала удара t , равного 0, до момента максимального сближения t , равного τ_1 ; второй — от момента максимального сближения t , соответствующего τ_1 , до момента окончания удара t_u , когда N соответствует 0 [12]. Обозначим продолжительность второго периода τ_2 , тогда $t_u = \tau_1 + \tau_2$.

Уравнения, описывающие первый и второй периоды, совершенно одинаковы. Отличаются лишь начальные условия. Для второго периода начальными условиями будут параметры ударной системы в конце первого периода, т. е. при $t = \tau_1$, $\delta = \delta_m$, $d\delta / dt = 0$, $(d\delta / dt)^2 = 0$, а в конце этого периода $t = t_u$ и $\delta = 0$.

Поэтому нет смысла повторять решение системы дифференциальных уравнений, подставим лишь эти пределы в выражение продолжительности первого периода удара

$$\tau_2 = \frac{1}{v_0} \int_0^{\delta_m} \frac{d\delta}{\pm \sqrt{-\frac{1}{A_p} \int_0^{\delta} f(\delta) d\delta}} = \pm \frac{1}{v_0} \int_0^{\delta_m} \frac{d\delta}{\sqrt{\frac{1}{A_p} \int_0^{\delta} f(\delta) d\delta}}. \quad (7.15)$$

7.4 Полное время удара витка червяка о зуб червячного колеса

Для доказательства равенства t_1 и t_2 необходимо доказать равенство выражений (7.14) и (7.15). Для этого интеграл, находящийся под корнем выражения (7.15), представим в виде двух интегралов: $\frac{1}{A_p} \int_0^{\delta_m} f(\delta) d\delta = \frac{1}{A_p} \int_0^{\delta_w} f(\delta) d\delta - \frac{1}{A_p} \int_0^{\delta} f(\delta) d\delta$.

А поскольку, согласно формуле (7.12), первый интеграл равен единице, идентичность выражений (7.14) и (7.15) доказана. Следовательно, независимо от свойств промежуточного элемента сближение витка червяка и зуба колеса, а значит, и сила, и ускорение при ударе имеют во времени симметричный характер.

Таким образом, полное время удара будет равно $t_u = \tau_1 + \tau_2 = 2\tau_1 = 2\tau_2$, т. е.

$$t_u = \frac{2}{v_0} \int_0^{\delta_m} \frac{d\delta}{\sqrt{1 - \frac{1}{A_p} \int_0^{\delta} f(\delta) d\delta}} = \frac{2\sqrt{A_p}}{v_0} \int_0^{\delta_m} \frac{d\delta}{\sqrt{A_p - \int_0^{\delta} f(\delta) d\delta}} \quad (7.16)$$

или

$$t_u = \frac{2\sqrt{A_p}}{v_{0j}} \int_0^{\delta_m} \frac{d\delta}{\sqrt{\int_0^{\delta_m} f(\delta) d\delta}}. \quad (7.17)$$

Максимальная сила удара N_m соответствует наибольшему сжатию упругого элемента, т. е. $N_m = f(\delta_m)$.

Наибольшее напряжение при ударе σ_m выводим из соотношения $\sigma_m = N_m / S$, где S — площадь сечения, в котором определяется напряжение.

Наибольшие ускорения, естественно, соответствуют наибольшей силе и, согласно уравнениям (7.3, а) и (7.3, б), равны $d^2c_1 / dt^2 = -N_m / m_1$, $d^2c_2 / dt^2 = N_m / m_2$.

Перемещение витка червяка и зуба колеса во время удара может быть найдено путём интегрирования выражений (7.5, а) и (7.4) по периодам удара. Найдём сначала перемещение зуба червячного колеса m_2 в первом периоде c_{21} . Пределы интегрирования для первого периода: перемещение — от нуля до c_{21} , время — от нуля до τ_1 , сжатие — от нуля до δ_m . В интегральном виде выражение (7.5, б) для первого периода имеет вид

$$\int_0^{c_{21}} dc_2 = \frac{m_1}{m_1 + m_2} \left(\int_0^{\tau_1} v_0 dt - \int_0^{\delta_m} d\delta \right). \quad (7.18)$$

Перемещение зуба червячного колеса в первом периоде c_{21} определяется формулой

$$c_{21} = \frac{m_1 (v_0 \tau_1 - \delta_m)}{m_1 + m_2}. \quad (7.19)$$

Перемещение зуба червячного колеса во втором периоде определяется следующими пределами интегрирования: перемещение — от c_{21} до c_{2m} , время — от τ_1 до t_u , сжатие — от δ_m до нуля. Подставляя эти пределы в выражение (7.18), получим интегральное выражение

$$\int_{c_{21}}^{c_{2m}} dc_2 = \frac{m_1}{m_1 + m_2} \left(\int_{\tau_1}^{t_u} v_0 dt - \int_{\delta_m}^0 d\delta \right). \quad (7.20)$$

После решения интеграла получаем равенство

$$c_{2m} - c_{21} = \frac{m_1 [v_0 (t_u - \tau_1) + \delta_m]}{m_1 + m_2}, \quad (7.21)$$

и тогда полное перемещение зуба колеса будет равно

$$c_{2m} = c_{21} + \frac{m_1}{m_1 + m_2} [v_0(t_u - \tau_1) + \delta_m]. \quad (7.22)$$

Подставим значение c_{21} из выражения (7.19) в выражение (7.22) и окончательно получим

$$c_{2m} = \frac{m_1 v_0 t_u}{m_1 + m_2}, \quad (7.23)$$

где t_u определяется по формулам (7.16) и (7.17).

Перемещение c_{1m} витка червяка во время удара определяется по формуле (7.5, а). Используя её, найдём перемещение витка червяка в течение первого периода удара. В этом случае пределы интегрирования следующие: для перемещения витка червяка — от нуля до c_{11} , время — от нуля до τ_1 , для перемещения зуба колеса — от нуля до τ_{21} . Тогда в интегральном виде выражение

$$(7.5, a) \text{ имеет вид } \int_0^{c_{11}} dc_1 = \int_0^{\tau_1} v_0 dt - \frac{m_2}{m_1} \int_0^{c_{21}} dc_2.$$

Решая интегралы в указанных пределах и подставляя вместо последнего выражение (7.18), получим итоговое выражение $c_{11} = v_0 \tau_1 - [(m_2/m_1)(m_1/m_1 + m_2)](v_0 \tau_1 - \delta_m) = [(m_2/m_1 + m_2)v_0 \tau_1] + [(m_2/m_1 + m_2)\delta_m] = (m_1/m_1 + m_2)(v_0 \tau_1 / 2) + [(m_2/m_1 + m_2)\delta_m]$.

Во втором периоде пределы интегрирования: для перемещения витка червяка — от c_{11} до c_{1m} , время — от τ_1 до t_u , для перемещения зуба колеса — от c_{21} до c_{2m} . Тогда в интегральном виде выражение (7.5, а) получит следующий

$$\text{вид: } \int_{c_{11}}^{c_{1m}} dc_1 = \int_{\tau_1 = t_u/2}^{t_u} v_0 dt - \frac{m_2}{m_1} \int_{c_{21}}^{c_{2m}} dc_2.$$

Интегрируя и подставляя значение последнего интеграла из формулы (7.21), получим как результат $c_{1m} = c_{11} + (v_0 t_u / 2) - (m_2 / m_1 + m_2)(v_0 \tau_u / 2 + \delta_m) = (m_1 / m_1 + m_2) v_0 \tau_u$.

Таким образом, полное перемещение витка червяка во время удара равно полному перемещению зуба червячного колеса, т. е. c_{1m} равно c_{2m} .

К моменту окончания удара потенциальная энергия в системе отсутствует (сжатие упругого элемента с

соответствует 0, а соударяющиеся виток червяка и зуб колеса были приняты несжимаемыми). Поэтому после удара система имеет энергию только в кинетической форме — энергию движения соударяющихся тел.

Если пренебречь гистерезисными потерями энергии в упругом элементе, то можно утверждать, что для определения коэффициента передачи энергии от одного тела к другому вполне применим принцип сохранения кинетической энергии (по классической теории удара), которая для скоростей после удара дает следующие зависимости [40]: $v_1 = (m_1 - m_2 / m_1 + m_2) v_0$, $v_2 = (2m_1 / m_1 + m_2) v_0$, а для коэффициента передачи энергии удара — уравнение $\eta = 4m_1m_2 / (m_1 + m_2)^2$.

Если же промежуточный элемент является совершенно неупругим, т. е. если он не способен восстанавливать свои размеры, удар закончится в первом периоде. Тогда время удара определится формулой (7.14); перемещение витка червяка и зуба колеса во время удара — выражениями (7.18) и (7.23); их скорость после удара — формулой $v = m_1v_{01} / m_1 + m_2$; коэффициент передачи энергии выразится следующим образом: $\eta = A_1 / A_0 = m_1 / m_1 + m_2$.

Для расчёта времени и сил при неупругом ударе необходимо знать закон изменения $N = a(\delta)$ для промежуточного элемента.

Основные расчётные формулы для подобных систем:

$$\int_0^{\delta_m} f(\delta) d\delta = \frac{m_1}{m_1 + m_2} \frac{m_1 v_0^2}{2} = A_p; \quad t_u = (2/v_0) \int_0^{\delta_m} \left(d\delta / \sqrt{1 - \frac{1}{A_p} \int_0^{\delta} f(\delta) d\delta} \right) =$$

$$= (2\sqrt{A_p} / v_0) \int_0^{\delta_m} \left(d\delta / \sqrt{A_p - \int_0^{\delta} f(\delta) d\delta} \right); \quad \text{максимальное сжатие:}$$

$$\int_0^{\delta_m} f(\delta) d\delta = A_p; \quad \text{максимальная сила удара: } \sqrt{N = f(\delta_m)};$$

$$\text{время удара: } t_u = (2\sqrt{A_p} / v_0) \int_0^{\delta_m} \left(d\delta / \sqrt{A_p - \int_0^{\delta} f(\delta) d\delta} \right); \quad \text{переме-}$$

щение тел витка червяка и зуба колеса во время удара $c_{1m} = c_{2m} = (m_1 v_0 t_u) / (m_1 + m_2)$.

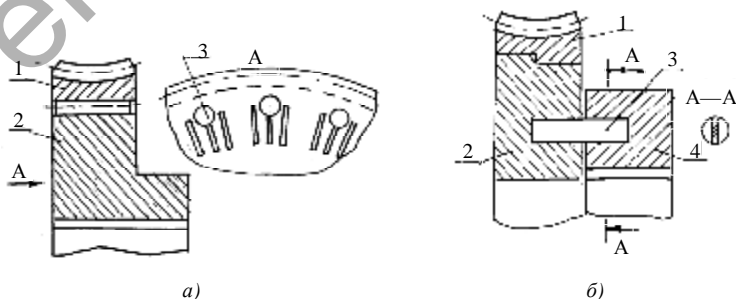
Г Л А В А 8 ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ НАДЁЖНОСТИ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

8.1 Червячные колёса с упругими промежуточными телами

Одним из возможных путей уменьшения жёсткости зацепления червячных передач могут быть специальные конструкции (рис. 8.1) [42; 38]. Между зубчатым венцом и телом колеса на равном расстоянии поставлены стержни (см. рис. 8.1, а), выполненные из упругого материала (резина, пластмасса), при этом зубчатый венец должен свободно скользить по поверхности тела. Следующий вариант — конструкция, в которой ступица, сидящая на валу, передает вращение червячному колесу с помощью упругих элементов (см. рис. 8.1, б). В качестве упругих элементов могут служить плоские пружины, спиральные пружины (рис. 8.1, в), пальцы и др.

Ещё один пример — конструкция червячного колеса, в которой зубчатый венец 1 получает крутящий момент от тела 2 через упругие втулки 3, охватывающие шипы 4 (см. рис. 8.1, г).

И в довершение можно предложить конструкцию червячного колеса, которая состоит из зубчатого венца 1, тела 2, резьбового соединения 3 и втулки 4, создающей упругое соединение между зубчатым венцом и телом (см. рис. 8.1, д).



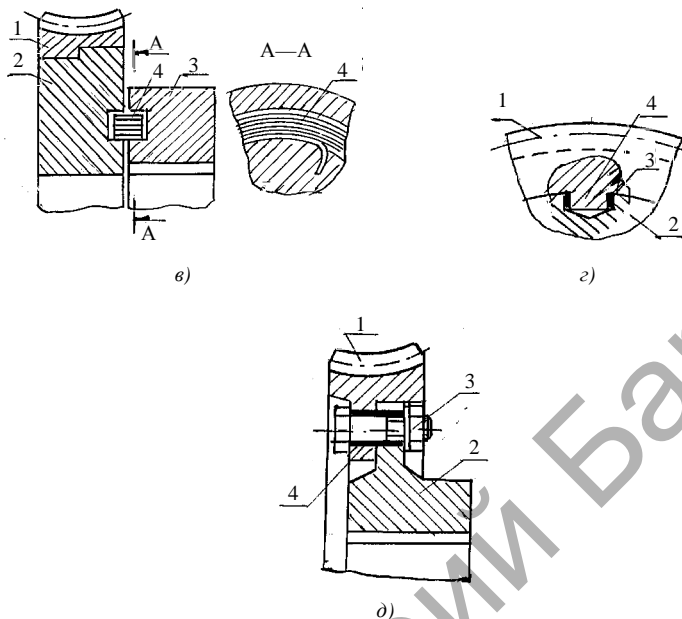


Рисунок 8.1 — Червячные колёса с упругими промежуточными телами [65]

8.2 Силы, действующие в червячной передаче

При передаче крутящего момента $M_{к1}$ червяком, согласно источнику [37], можно рассматривать в червячной передаче действие следующих сил (рис. 8.2), определяемых соответствующими формулами:

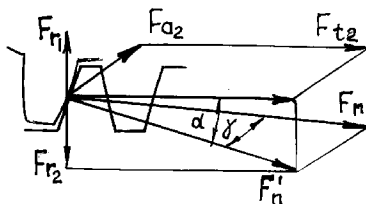


Рисунок 8.2 — Расчёт сил, действующих в червячной передаче

- окружная сила в червяке (осевая сила в червячном колесе):
 $F_{t1} = F_{a2} = 2M_{к1} / d_1$;
- окружная сила в червячном колесе (осевая сила в червяке):
 $F_{t1} = F_{a1} = 2M_{к2} / d_2 = 2M_{к1}u\eta / d_2$;
- радиальная сила в червячном колесе (равна радиальной силе в червяке, но противоположна по знаку): $F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha$;
- нормальная сила: $F_n = F_n / \cos \gamma = F_{t2} / \cos \alpha \cos \gamma$.

Эти силы действуют в передаче при нормальной спокойной работе, без толчков, ударов и реверса. Но если работа идёт с реверсом, то из-за наличия бокового зазора и смены направления вращения передачи возникают ускорение и инерционные силы, которые приводят к удару зубьев колеса о витки червяка. Как показано в источнике [9], кинетическая энергия во время удара переходит в потенциальную и равна

$A_p = \int_0^{\delta_m} f(\delta) d\delta = \frac{m_2}{m_1 + m_2} \frac{m_1 v_0^2}{2}$, где m_1 и m_2 — массы червяка и червячного колеса; v_0 — начальная скорость витка червяка при ударе.

Время удара t_u определяется по формуле

$$t_u = \frac{2\sqrt{A_p}}{v_0} \int_0^{\delta_m} \frac{d\delta}{\sqrt{A_p - \int_0^{\delta} (\delta) d\delta}}, \quad (8.1)$$

где δ — максимальная совместная деформация зубьев червячного колеса и витков червяка, причём δ определяется суммой трёх составляющих: максимального свободного хода в передаче ΔC_{\max} и деформаций витка червяка и зубьев червячного колеса, δ_1 и δ_2 соответственно, т. е.
 $\delta = \Delta C_{\max} + \delta_1 + \delta_2$.

Если принять тела червяка и червячного колеса абсолютно жёсткими, то $\delta_1 = \delta_2 = 0$ и величина деформации пружины должна быть больше величины свободного хода червячной передачи. Величина свободного хода ΔC_{\max} определяется по формуле, взятой из источника [39],

$$\Delta C_{max} = 0,94\Delta_b S + \sqrt{0,9(\Delta S^2 + \Delta_{01}^2) + 2(\Delta_b a^2 + \Delta_b a_0^2) + \Delta_{p1}^2 + \Delta_{p2}^2}, \quad (8.2)$$

где $\Delta_b S$ — наименьшая толщина витка червяка;
 ΔS — допуск на толщину витка червяка;
 Δ_{01} — осевой люфт в опорах вращения червяка;
 $\Delta_b a, \Delta_b a_0$ — верхние предельные отклонения межосевого расстояния в передаче и в обработке;
 Δ_{p1}, Δ_{p2} — радиальный люфт в опорах вращения червяка и червячного колеса.

Все числовые значения в формулу (8.1) берутся из норм допусков на червячные передачи.

Реальное значение свободного хода в червячных передачах может быть определено простым измерением при стопорении червяка и качании червячного колеса в одну и другую сторону. Если измеренное значение было получено в миллиметрах, то это значение подставляем в формулу

$$\delta\varphi_{max} = 6,88 \frac{\delta C_{max}}{d}, \quad (8.3)$$

где d — диаметр делительной окружности червячного колеса, мм, и получаем значение свободного хода в минутах

Для расчёта свободного хода вероятностным методом определяют координаты центра поля и поле рассеяния свободного хода передачи в угловых единицах (минутах):
 $\bar{\Delta}_\omega = 0,5(\delta\varphi_{min} + \delta\varphi_{max})$; $\omega = \delta\varphi_{max} - \delta\varphi_{min}$.

Значение свободного хода передачи при выбранном проценте риска p определяют по формуле $\delta\varphi = \Delta_\omega + k\sqrt{i\omega^2} = \Delta_\omega + k\omega\sqrt{i}$, где K — коэффициент, принимаемый в зависимости от p из следующего ряда:

$p, \%$	10,00	4,50	1,00	0,27	0,10
K	0,21	0,28	0,39	0,46	0,50.

Для перевода полученной величины из угловых единиц в метрические (в миллиметрах) следует воспользоваться формулой $\Delta C = \delta\varphi d / 6,88$.

8.3 Направления уменьшения динамической нагруженности червячных передач

Авторы, исходя из анализа данных эксплуатации и испытаний редукторов, пришли к выводу, что наряду с существующими технологиями изготовления червячных передач имеется, по крайней мере, ещё два направления, по которым можно добиться повышения работоспособности червячных редукторов.

Первое направление — это улучшение вибрационных характеристик червячной передачи конструктивными доработками червячного колеса и червяка. Исследования показывают, что вибрация редуктора, возникающая за счёт погрешностей изготовления и монтажа, высокой жёсткости элементов передачи, вызывает шум при работе редуктора и негативно влияет на его работоспособность. Из-за вибраций происходит соударение зубьев и витков червяка с нерабочими поверхностями, увеличение динамической нагрузки и вследствие этого — повышенный износ зубьев колеса. Кроме того, на износ зубьев влияет возникновение ударов при пусках или остановках редуктора, при реверсе передачи. Для уменьшения вибрации и шума авторы предлагают ряд конструктивных элементов, позволяющих уменьшить жёсткость зацепления, увеличить податливость элементов передачи.

Второе направление — это улучшение эксплуатационных условий работы червячной передачи. Статистические данные эксплуатации червячных редукторов в различных машинах свидетельствуют о том, что почти 80% редукторов работают в условиях режима частых пусков и остановов, что приводит к перегрузкам в контакте зубьев колеса и витков червяка и, как следствие этого, вызывает задиры (заедание) и повышенный износ поверхностей зубьев колеса. Для предотвращения заедания, наиболее опасного вида повреждения зубьев червячных колес, предлагается в качестве промежуточных демпфирующих частиц, находящихся в контакте между рабочими поверхностями зубьев колеса и витков червяка, использовать мелкие частицы фторопласта (0,5...1,5 мм) [39]. Частицы фторопласта обладают высокими антифрикционными свойствами,

теплостойкостью, достаточной упругостью и инертностью к химическим воздействиям окружающей среды. Эти частицы, получаемые путём дробления фторопластной стружки (отходов производства) на дробилке, вводятся в смазку, которая используется в редукторе. Кроме демпфирования, частицы выполняют ещё роль кластеров, удерживающих вокруг себя смазку.

Из опыта изготовления зубчатых колёс пониженной виброактивности известно несколько вариантов их конструирования [18]:

- зубчатые колеса с повышенной податливостью зубьев, дисков, размещённых между венцом и ступицей;
- зубчатые колеса, имеющие накладные демпферы;
- составные зубчатые колеса, состоящие из венцов и ступиц, соединённых упругими сосредоточенными или размещёнными вдоль поверхности разъёма элементами;
- металлополимерные и полимерные шестерни;
- зубчатые передачи, между взаимодействующими элементами которых введены упругие элементы.

Вполне понятно, что не все эти пути пригодны для применения в конструировании червячных колёс и червяков. В результате анализа возможности применения этих путей для червячных передач установлено, что зубчатые колеса первой группы имеют увеличенные по высоте зубья, а также повышенную податливость зубьев, которая достигается за счёт наличия канавок во впадинах или модификации впадин по длине [18]. В ряде технических решений повышенная податливость зубьев достигается за счёт выполнения продольных, размещённых вдоль плоскости по оси симметрии прорезей или глухих полостей со стороны торцов зубьев, а также кольцевых проточек со стороны торцовых поверхностей, выполненных в непосредственной близости от зубьев.

8.4 Расчёт пружин для червячного колеса

Для расчёта пружины необходимо наличие следующих данных: F_1 — предварительное усилие, F_2 — рабочее усилие, h — рабочий ход, v_0 — наибольшая скорость перемещения подвижного конца пружины при нагружении или при

разгрузке, N_F — заданная выносливость, D_1 — наружный диаметр пружины (по необходимости).

Все эти данные легко найти при расчёте червячной передачи. Действительно, предварительное усилие можно принять равным окружному усилию на червячном колесе, найденному при действии на передачу номинального крутящего момента. Рабочее усилие опять-таки равно окружной силе на червячном колесе, но уже с учётом динамической нагрузки, которая может быть в 2,0...2,5 раза выше номинальной. В предварительных расчётах не следует точно её определять, можно увеличить номинальную нагрузку ориентировочно в 2,0...2,5 раза. Рабочий ход пружины равен или несколько больше свободного хода червячной передачи, который подсчитывается по формуле (8.2)

Наибольшая скорость перемещения подвижного конца пружины при нагружении или при разгрузке определяется как частное от деления рабочего хода пружины на время удара, найденное по формуле (8.1).

Заданная выносливость пружины определяется долговечностью червячной передачи, которая назначается при расчёте. Наружный диаметр определяется конструктивно в зависимости от размеров и конструкции червячного колеса. При расчёте сил, действующих на пружину, производится некоторое увеличение этих сил ввиду того, что диаметр окружности, по которой расположены пружины, меньше делительного диаметра, по которому определяются окружные силы. Это ведёт к некоторому увеличению запаса прочности пружины.

Пружины сжатия разбиты на классы [9]. Отличительными признаками класса являются выносливость рассчитываемой пружины и инерционное соударение витков. Отсутствие последнего определяется отношением $v_0 / v_k \leq 1$, где v_0 — наибольшая скорость перемещения подвижного конца пружины при нагружении или при разгрузке, $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$; v_k — критическая скорость пружины сжатия (соответствует возникновению соударения витков пружины от сил инерции), $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$, её определяют по таблице 19.1 пособия [30, с. 475]. Существует несколько классов пружин в зависимости от нагрузки F_3 при максимальной деформации, диаметре проволоки и максимальных касательных напряжениях (табл. 8.1).

Т а б л и ц а 8.1 — Классы пружин сжатия и их выносливость

Класс пружины	Нагружение	Выносливость, циклы	Инерционное соударение витков
1	Циклическое	$1 \cdot 10^7$	Отсутствует
2	Циклическое и статическое	$1 \cdot 10^5$	Отсутствует
3	Циклическое	$1 \cdot 10^3$	Допускается

Основные нагрузочные характеристики пружины сжатия можно видеть на диаграмме (рис. 8.3). Геометрические параметры и силовые характеристики определяются по следующим зависимостям:

- сила пружины при максимальной деформации $F_3 = F_2 / (1 - \delta)$;
- относительный инерционный зазор $\delta = 1 - F_2 / F_3$, для пружин сжатия 1 и 2 класса $\delta = 0,05$;

- сила предварительного напряжения $F_0 = (0,1 \dots 0,25) F_3$, Н;
- диаметр проволоки d , мм, жёсткость одного витка c_1 , Н · мм⁻¹;
- максимальная деформация одного витка пружины c_3 , мм
- максимальное касательное напряжение пружины τ_3 , МПа, выбирают из таблиц стандарта на пружины;

- критическая скорость пружины сжатия $v_k = \tau_3 (1 - F_2 / F_3) / \sqrt{2G\rho} \cdot 10^{-3}$, м · с⁻¹;

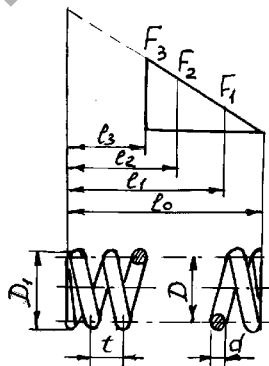


Рисунок 8.3 — Диаграмма пружины сжатия

- модуль сдвига (для пружинной стали) $G = 7,85 \cdot 10^4$, МПа;
- динамическая (гравитационная) плотность материала $\rho = 8 \cdot 10^3$, Н · с² · м⁻⁴;
- жёсткость пружины $c = F_2 - F_1 / h = Gd^4 / 8D^3n$;
- средний диаметр пружины $D = D_1 - d = D_2 + d$, мм;
- число рабочих витков пружины $n = c_1 / c$;
- полное число витков пружины $n_1 = n + n_2$, где n_2 — число опорных витков;
- индекс пружины $i = D / d$;
- деформация пружины, мм, предварительная $s_1 = F_1 / c$, рабочая $s_2 = F_2 / c$, максимальная $s_3 = F_3 / c$;
- длина пружины, мм, при максимальной деформации $L_3 = (n_1 + 1 - n_3) / d$, где n_3 — число обработанных витков, в свободном состоянии $L_0 = L_3 + s_3$, при предварительной деформации $L_1 = L_0 - s_1$, при рабочей деформации $L_2 = L_0 - s_2$;
- шаг пружины в свободном состоянии $t = s_3 + d$, мм;
- коэффициент, учитывающий кривизну витка пружины, $K = (4i - 1) / (4i - 4) + 0,615 / i$.

Независимо от количества установленных пружин расчёт проводится так, как будто бы установлена лишь одна пружина. Получающаяся в результате этих расчётов некоторая недогрузка пружин идёт в запас прочности.

Итак, последовательность расчёта и подбора пружин для червячного колеса пониженной виброактивности может быть следующей:

- определяется максимальный свободный ход червячной передачи по формуле (8.3), он будет соответствовать рабочему ходу пружины;
- определяется номинальный момент, передаваемый червячным колесом, а также силы, действующие в червячной передаче;
- определяется динамическая нагрузка на червячное колесо, эта нагрузка будет соответствовать максимальной силе, действующей на пружину; при предварительных расчётах можно принять динамическую нагрузку в 2...2,5 раза больше номинальной;
- определяется время действия пружины, которое соответствует времени удара зубьев червячного колеса о витки червяка, по формуле (8.1);

- определяется наибольшая скорость перемещения конца пружины v_0 и критическая скорость соударения витков пружины v_k ;
- выбирается диаметр проволоки и диаметр пружины исходя из размеров червячного колеса;
- определяется максимальная деформация пружины при нагрузке F_3 ;
- определяется класс и разряд пружины;
- по найденным параметрам разрабатываются рабочие чертежи червячного колеса пониженной виброактивности и пружины сжатия.

В варианте (см. рис. 8.1, а) могут быть применены штифты цилиндрические, выполненные из упругих материалов (резины, пластических материалов), а также — спиральные пружины. Штифты могут быть сплошные и полые в виде втулок. Таких элементов (в зависимости от передаваемой нагрузки) по окружности колеса может быть установлено несколько, причём находиться они должны на равном расстоянии друг от друга.

8.5 Червячные передачи с кластерной смазкой

Современные тенденции применения смазочных материалов в червячных передачах обусловлены задачами повышения их КПД, нагрузочной способности, долговечности и безотказности.

Выбор смазочных средств и разработка рекомендаций по их применению основываются на изучении функций смазочной среды в зоне контакта в зависимости от кинематики сопрягаемых поверхностей, параметров нагружения, материалов трущихся пар.

В условиях реального зацепления передач в зоне контакта одновременно реализуются гидродинамический и граничный режимы трения. Условия создания стабильного гидродинамического клина определяются, с одной стороны, зависимостью вязкости от температуры и давления в контакте, а с другой — термомеханической и химической стабильностью смазочного материала в течение всего ресурса передачи. Эффективность граничного трения определяется процессами адсорбции, хемосорбции и образованием химических связей в процессе модифицирования трущихся поверхностей [13].

Современные индустриальные масла представляют собой нефтяные базовые масла, содержащие композиции различных присадок, а также синтетические масла и полужидкие смазки.

Требования к базовым маслам становятся более жёсткими, особенно по вязкостно-температурным свойствам, для улучшения которых необходимы высокоиндексные базовые масла с высокой стойкостью к окислению и высокой приёмистостью к композициям многофункциональных присадок. Применение высокоиндексных масел позволяет снизить расход смазочных средств и уменьшить затраты на обслуживание за счёт увеличения срока службы, а также создать ряд унифицированных масел, позволяющих использовать их в различных передачах. Высокоиндексные масла используются для производства высококачественных масел с присадками, обладающими противозадирными, антиокислительными, противоизносными, антифрикционными, противокоррозионными, противопенными и другими функциональными свойствами.

Снижение виброактивности червячных колёс может быть достигнуто также путём улучшения свойств смазки с точки зрения ее демпфирующих свойств. Свойства смазки могут быть улучшены путём добавления в смазку мельчайших частиц, которые выполняют задачу демпферов во время пусков и остановок редуктора (когда нагрузки наиболее значительны), а также являются кластерами, собирающими вокруг себя смазку, которая остаётся на рабочих поверхностях зубьев червячного колеса и витков червяка (рис. 8.4) [8, 7]. Кластерами могут быть частички порошка величиной 0,5...1,0 мм, полученные путём измельчения фторопластовой стружки (отходов производства) [43]. Полученный порошок



Рисунок 8.4 — Кластерная смазка между зубьями червячного колеса и витками червяка

разделяется на фракции с определённой величиной частиц, например, 0,2...0,5 мм, 0,5...0,8 мм, 0,8...1,0 мм. Большие частицы должны подвергнуться повторному измельчению. На основе выполненных расчётов по динамике передачи, свойств и характеристик промежуточного элемента определяются необходимые величины частиц фторопласта и их количество, размещающееся на площадке контакта рабочих поверхностей зубьев колеса и витков червяка. Исходя из этого количества, определяется общее количество частиц фторопласта, которое необходимо засыпать в смазку редуктора.

Фторопласт 4 — политетрафторэтилен (на Западе имеет название — тефлон), обладает прекрасными свойствами, выпускается под марками С, П, ПН, О, Т (ГОСТ 10007-80Е). По химической стойкости превосходит все основные полимеры, не растворяется ни в одном из распространённых растворителей, характеризуется высокими и стабильными свойствами: плотность $\rho = 2200 \text{ кг/м}^3$, рабочая температура, при которой свойства фторопласта не изменяются ($-269...+260^\circ\text{C}$), прочность на растяжение (сжатие) $\sigma_{\text{в}} = 14...35 \text{ МПа}$, прочность на изгиб $\sigma_{\text{и}} = 14...18 \text{ МПа}$, твёрдость НВ = 3...4, модуль упругости $E = 470...850 \text{ МПа}$.

Кроме того, сам фторопласт является хорошим смазочным материалом, не теряющим своих свойств при высоких и низких температурах в довольно широких пределах, инертным к щелочам, кислотам и их солям. Частички фторопласта, полученные путём измельчения стружки [43], которая является отходом при изготовлении деталей, обладают достаточной твёрдостью и упругостью, чтобы противостоять возникающим при работе червячных передач динамическим нагрузкам.

Имеются сведения, что одна из японских фирм поставляет противокоррозионный смазочный материал марки Торифроо. Он содержит ультрадисперсный порошок тефлона и наносится на металлическую поверхность распылением. Образовавшийся при этом слой имеет достаточно высокую прочность и обеспечивает высокую смазываемость, износостойкость и долговечность трущейся пары.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В монографии детально рассмотрены все виды червячных передач. Даны общие сведения о передачах, об особенностях их конструктивного исполнения. Представлены геометрические расчёты, как цилиндрических червячных передач, так и глобоидных. За основу приняты расчёты из книг Л. М. Часовникова [37] и И. А. Болотовского [33] с учётом последних стандартов. Рассмотрены методы изготовления червячных колёс и червяков. Представлены методы испытаний червячных передач и редукторов (некоторые сведения взяты из литературных источников, но большая часть представляет опыт самих авторов). Впервые, по нашему мнению, рассмотрены методы ускоренных испытаний червячных редукторов по критериям износа и свободного (мёртвого) хода. В отличие от общепринятого мнения об отсутствии динамических нагрузок в червячных передачах, подробно анализирован процесс зацепления зубьев червячного колеса с витками червяка и показано, что и в червячных передачах возможны динамические нагрузки. Подробно исследованы погрешности, вызывающие динамические явления в червячной передаче. За основу взяты исследования, проведённые С. Павленко [65] и другими авторами. Показано, что в реверсивных передачах, работающих в режимах частых пусков и остановов, могут возникать удары, в результате которых смазка из зоны контакта зубьев колеса и витков червяка выдавливается, что приводит к металлическому их контакту и далее — к заеданию и износу.

Показано, что для смягчения и предотвращения удара следует между зубьями колеса и витками червяка поместить упругий промежуточный элемент, который будет служить демпфером ударной системы и в то же время обеспечивать минимальный коэффициент трения при относительном скольжении рабочих поверхностей витков червяка и зубьев червячного колеса. Характер соударения витков червяка и зубьев колеса зависит от типа и свойств упругого промежуточного элемента.

Снижение виброактивности червячных передач, повышающее их долговечность, возможно осуществить с помощью применения новых оригинальных конструкций червячных колес, в которые внедрены упругие элементы, воспринимающие динамические нагрузки. В качестве упругого промежуточного элемента могут служить полимерные покрытия на рабочих поверхностях витков червяка и зубьев червячного колеса или же кластерная смазка, которая представляет собой обычную смазку с добавленными в неё частицами фторопласта, так называемыми кластерами.

Характер соударения витков червяка и зубьев колеса зависит от типа и свойств упругого промежуточного элемента.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Авакян, В. А. Исследование вибрационных сил при явлении удара в цилиндрическом зубчатом зацеплении / В. А. Авакян // Динамика станков : Всесоюз. научн.-техн. конф. — Куйбышев : [б. и], 1980. — С. 3—6.
2. Айрапетов, Э. Л. Колебания зубчатых передач / Э. Л. Айрапетов, М. Д. Генкин // Вибрации в технике. — М. : Машиностроение, 1980. — Вып. 3. — С. 90—117.
3. Берестнев, О. В. Зубчатые колеса пониженной виброактивности / О. В. Берестнев, В. Л. Басинюк, В. Б. Чемисов. — Новополоцк : ПГУ, 1997. — 122 с.
4. Бершадский, Л. И. Повышение надёжности передач путём применения новых смазочных материалов / Л. И. Бершадский. — Киев : Знание, 1979. — 34 с.
5. Благодарный, В. М. Использование физико-энергетического принципа для описания модели ускоренных испытаний деталей на износ / В. М. Благодарный // Надёжность и контроль качества. — 1978. — № 8. — С. 16—29.
6. Благодарный, В. М. Критерий работоспособности червячных редукторов при испытаниях на надёжность / В. М. Благодарный // Kvalita spoľahlivosti strojov : 5 Medzinár. vedecké symp., Sprievodna akcia Medzinárodného strojárskeho veľtrhu 2000 v Nitre 31.05—01.06.2000. — Nitra : [s. n.], [2000?]. — S. 7—8.
7. Благодарный, В. М. Переработка фторопластной стружки в порошок / В. М. Благодарный, В. А. Божков // Ресурсосберегающие и экологически чистые технологии : материалы науч.-техн. конф. — Гродно : [б. и.], 1998. — С. 98—99.
8. Благодарный, В. М. Червячные колёса с накладными демпферами / В. М. Благодарный, В. А. Дремук // Вестн. Брест. гос. техн. ун-та. — 2011. Вып. 4 (70). — С. 46—49.
9. Благодарный, В. М. Удар в червячных передачах / В. М. Благодарный, С. Павленко // Вестні НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. — 2003. — № 4. — С. 103—112.
10. Благодарный, В. М. Ускоренные испытания червячных передач на надёжность по критерию свободного хода / В. М. Благодарный, С. Павленко, П. Хорбай // XXI. Medzinár. konf. katedier častí a mechanizmov strojov: zb. referátov, 6-á sept. 2000. — Košice : [s. n.], [2000?]. — S. 25—28.
11. Вейц, В. Л. Динамические характеристики машинного агрегата с самотормозящим механизмом. Зубчатые и червячные передачи / В. Л. Вейц. — М. : Машиностроение, 1974. — 183 с.
12. Воронков, И. М. Курс теоретической механики / И. М. Воронков. — М. : Физматгиз, 1961. — 596 с.
13. Выбор и применение новых смазочных материалов в редукторах общего назначения : метод. указания. — М. : НИИИФОРМ, 1983. — 121 с.
14. Громан, М. Б. Режимы нагрузки и работы, их учёт при расчёте зубчатых передач / М. Б. Громан / Передачи в машиностроении : сб. тр. ИМАШ. — М. : ИМАШ, 1953. — С. 63—81.

15. *Заблонский, К. Н.* Зубчатые передачи / К. Н. Заблонский. — Киев : Техника, 1977.
16. *Зак, П. С.* Глобoidная передача / П. С. Зак. — М. : Машгиз, 1962.
17. *Иванов, М. Н.* Детали машин / М. Н. Иванов. — М. : Высш. шк., 1984. — 336 с.
18. *Иванов, М. Н.* Детали машин / М. Н. Иванов, В. Н. Иванов. — М. : Высш. шк., 1975. — 551 с.
19. Исследование работоспособности и надёжности червячного редуктора с новыми бронзами: отчёт о НИР / Всесоюз. науч.-исслед. ин-т редукторов. — Киев : [б. и.], 1980. — 81 с. — № Б 933559.
20. *Клименко, А. А.* Изгибная прочность зубьев колёс цилиндрической червячной передачи / А. А. Клименко, Ф. А. Романенко // Детали машин : сб. — Вып. 20. — Киев : Техника, 1974.
21. *Костецкий, Б. И.* Механохимические процессы при граничном трении / Б. И. Костецкий, М. Э. Натансон, Л. И. Бершадский. — М. : Наука, 1972. — 170 с.
22. *Крагельский, И. В.* Основы расчётов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. — М. : Машиностроение, 1977. — 526 с.
23. *Литвин, Ф. Л.* Теория зубчатых зацеплений / Ф. Л. Литвин — М. : Наука, 1968. — 584 с.
24. *Литвин, Ф. Л.* Червячные передачи с червяком вогнутого профиля / Ф. Л. Литвин, В. Н. Комков, И. П. Бернацкий // Вестн. машиностроения. — 1967. — № 9.
25. Машины и стенды для испытания деталей / под ред. Д. Н. Решетова. — М. : Машиностроение, 1979. — 343 с.
26. *Налимов, В. В.* Теория эксперимента / В. В. Налимов. — М. : Наука, 1971. — 208 с.
27. Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения: справ. / Л. С. Бойко [и др]. — М. : Машиностроение, 1984.
28. *Решетов, Д. Н.* Детали машин / Д. Н. Решетов. — М. : Машиностроение, 1989.
29. *Ривин, И. И.* Динамика привода станков / И. И. Ривин. — М. : Машиностроение, 1966.
30. *Скойбеда, А. Т.* Детали машин и основы конструирования / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик. — Минск : Высш. шк., 2000. — 584 с.
31. *Снесарев, Г. А.* Методические основы конструирования редукторов / Г. А. Снесарев — М. : Машиностроение, 1974.
32. *Соколинский, В. Б.* Расчёт динамики ударного инструмента волновым методом / В. Б. Соколинский // Науч. сообщ. ИГД им. А. А. Скочинского. — 1963. — Вып. XVIII.
33. Справочник по геометрическому расчёту эвольвентных зубчатых и червячных передач / И. А. Болотовский [и др]. — М. : Машиностроение, 1986. — 448 с.
34. Статистические методы обработки эмпирических данных : рекомендации / ВНИИНМАШ. — М. : Изд-во стандартов, — 1978. — 232 с.

35. Стенд для контроля и обкатки механизмов вращательного действия: а. с. № 767600. — 51 М кл. 3 / В. М. Благодарный, А. М. Даньков, В. М. Пономарёв; заявл. 6.06.1980; опубл.25.10.1982.

36. Теория зацеплений: пер. с англ. — М.: Мир, 1969. — 96 с.

37. *Часовников, Л. Д.* Передачи зацеплением (зубчатые и червячные) / Л. Д. Часовников. — М.: Машиностроение, 1968. — 487 с.

38. Червячные редукторы пониженной виброактивности / В. Благодарный, [и др.] // PROCEEDING: IX. International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms, 31 aug.—2 sept. 2004. — Liberec : [s. n.], [2004?]. — S. 125—129.

39. *Шкунаев, Э. К.* Червячные передачи приборов точной механики / Э. К. Шкунаев. — М.: Машиностроение, 1973. — 118 с.

40. *Флавицкий, Ю. В.* Определение импульсов напряжений при продольном соударении упругих тел / Ю. В. Флавицкий, К. С. Хомяков. — М.: ИГД им. А. А. Скочинского, 1964.

41. *Blagodarny, V.* Stanica pre dynamické skúšky závitkových prevodoviek / V. Blagodarny, S. Pavlenko, J. Halko // Kvalita a spoľahlivosť strojov : 9. Medzinár. vedecké symp., 26—27.05.2004, Nitra. — Nitra : [s. n.], [2004?]. — S. 299—300.

42. *Blagodarny, V.* Nové konštrukcie závitkových kolies so zmenšenou vibráciou / V. Blagodarny, S. Pavlenko // Nové smtry vo výrobných technológiach 2000 : 5. Medzinár. konf. — Prešov : [s. n.], [2000?]. — S. 490—492.

43. *Blagodarny, V.* Klasterná mazka dlja tjaželonagružených uzlov trenia mašin / V. Blagodarny // Nové smtry vo výrobných technológiach 1999 : 4 Medzinár. konf. — Prešov : [s. n.], [1999?]. — S.46—48.

44. *Blagodarny, V.* Kritéria praceshopnosti závitkových reduktorov pri skúškach spoľahlivosti / V. Blagodarny, S. Pavlenko, P. Horbaj // Kvalita aspoľahlivosti strojov : 5. Medzinár. vedecké symp., Nitra, 2000. — Nitra : [s. n.], [2000?]. — S. 7—9.

45. *Čepel', J.* Odvodenie matematických vzťahov skrutkových plôch pomocou obáľkovej metódy / J. Čepel', M. Lampert // Strojnícky časopis. — 1969. — S. 20.

46. *Chrobák, J.* Numerický spôsob určovania záberového poľa a trvania záberu valcového závitkového prevodu s evolventnou závitkovkou / J. Chrobák, S. Pavlenko // XXII. konf. kateder časti strojů : sb. referátů. — Brno : VAAZ, 1981.

47. *Chrobák, J.* Príspevok k určeniu dotkových charakteristík obáľkových valcových závitkových súkolesí. Kandidátska dizertačná práca / J. Chrobák. — Košice : VŠT, 1980.

48. *Hodol, S.* Ausfaltungen an Zahnradgetrieben / S. Hodol // Antriebstechnik. — 1978. — № 11. — S. 487—492.

49. Grúbchentragsfähigkeit von Schneckengetrieben / B. R Höhn [et al.] // Getriebstechnik. — 2001. — № 12. — S. 42—48.

50. *Hortel, M.* Über nichtlineare parametrische Probleme in einer Klasse von Getriebesystemen mit kinematischen Bindungen / M. Hortel // VII. Internationale Konferenz über nichlineare Schwingungen, Band II, 1, Akademie. — Berlin : Verlag, 1977.

51. *Klimo, V.* Vplyv geometrického tvaru bokov zubov na rozloženie, veľkosť zaťaženia a únosnosť povrchov bokov zubov u valcových závitkových súkolesí : Kandidátska dizertačná práca / V. Klimó. — Košice : VŠT, 1975.

52. *Klímó, V.* Kinematicko-dynamické charakteristiky záberu a ich vplyv na únosnosť povrchov zubov valcových závitovkových súkolesí : habilitačná práca / V. Klímó. — Košice : VŠT, 1977.
53. *Kotek, Z.* Nelineárny dynamické systémy / Z. Kotek, K. Kubík, M. Razím. — Praha : SNTL, 1973.
54. *Maros, D.* Csigahajtasok, Műszaki Könyvtiadó / D. Maros, V. Killmann, V. Rohonyi. — Budapest : [s. n.], 1970.
55. *Miláček, S.* Pokyny a směrnice pro dynamický výpočet jednoduchých torzních soustav : výskumná správa / S. Miláček. — Praha ; Běchovice : [s. n.], 1977.
56. *Miláček, S.* Metoda modální analýzy a její aplikace / S. Miláček // Dům techniky. Cyklus stavba strojů. — Praha : [s. n.], 1990.
57. *Nakamura, K.* Tooth separations and Abnormal Noise on power Transmission Gears / K. Nakamura // Bull. of ASME. — 1967. — № 10. — C. 41.
58. *Niemann, G.* Untersuchungen and Schneckengetrieben / G. Niemann. Z.V.D. 1. — T. 95. — № 6. — 21.11.1953.
59. *Olšanský, O.* Kmitání ozubeného převodu s proměnou tuhostí ozubení / O. Olšanský // Strojírenství. — 1978. — № 28. — Č. 6.
60. *Pažák, A.* Priebeh dotykových napätí na profiloch zubov závitovkových súkolesí / A. Pažák, V. Klímó, J. Chrobák // Zb. XX vedeckej konf. katedier častí strojov. — Liberec : [s. n.], 1979.
61. *Pažák, A.* Výskum valcových závitovkových prevodov / A. Pažák // Záverečná správa vedecko-výskumnej úlohy. — Košice : VŠT, 1973.
62. *Pavlenko, S.* Príspevok k analýze torzného kmitania valcových súkolesí s evolventnou závitovkou. S. Pavlenko / Dizertacia Kand. — Košice : [s. n.], 1981. — 122 s.
63. *Pavlenko, S.* Príspevok k torznému kmitaniu závitovkového prevodu / S. Pavlenko // Strojnícky časopis. № 38. — Č. 1. — Veda : SAV, 1987. — S. 37—49.
64. *Pavlenko, S.* Aplikácia metódy ekvivalentnej torznej poddajnosti na výpočet torznej poddajnosti valcového závitovkového prevodu / S. Pavlenko // XXIV. konf. katedier častí strojov a mechanizmov : zb. referátov. — Košice : Vinné, 1983.
65. *Pavlenko, S.* Dynamické zaťaženie závitovkových prevodov / S. Pavlenko. — Prešov : Datapress s.r.o., 2006. — 142 s.
66. *Půst, L. A.* Úvod do teórie nelineárnych a quasiharmonických kmitů mechanických soustav / L. A. Půst, A. Tondl. — // Praha : ČSAV, 1958.
67. *Ritók, Z.* Tribologické problémy valcových závitovkových prevodov : habilitačná práca / Z. Ritók. — Košice : VŠT, 1976.
68. *Solomon, G.* Follure criterio in thin film lubrication the JPG program / G. Solomon // The IRG-program. — 1976. — № 1. — P. 1—6.
69. *Tobe, T.* Statistical Analysis of Dynamic Loads on Spur Gear Teeth / T. Tobe, K. Sato, N. Akatsu // Bull. JSME. — 1976. — № 19. — C. 133.
70. *Tuplín, A. W.* Namáhaní ozubených kol / A. W. Tuplín. — Praha : SNTL, 1964.
71. *Zeman, V.* Dynamické zatížení čelních ozubených převodů / V. Zeman // Strojírenství. — 1971. — № 21. — S. 2.
72. *Zeman, V.* Matematické modelování a modální syntéza soustav s čelními ozubenými koly / V. Zeman, J. Němeček // Strojnícky časopis. — 1991. — № 42. — S. 5.

73. Zeman, V. Maticová metoda řešení torzních kmitů soustav s ozubenými převody / V. Zeman // Strojirenství. — 1972. — № 22. — Č. 11.

74. Ziegler, H. Einfluss der Verzahnungssteifigkeit auf die inneren dynamischen Zusatzkräfte eines Stirnradgetriebes / H. Ziegler // Ind. Anzeiger. — 1972. — № 94. — S. 26.

75. Univerzálné závitovkové převodovky UCG: Firemná literatura ZŤS Sabinov : [s. n.], 1993.

Перечень нормативно-технических документов

1н. ГОСТ 9.048-89. Единая система защиты от коррозии и старения. Изделия технические. Методы лабораторных испытаний на стойкость к воздействию плесневых грибов. — Срок д. с 1991—01—07 до 1996—01—07. — М. : Изд-во стандартов, 1989. — 23 с.

2н. ГОСТ Р МЭК 60942-2009. Калибраторы акустические. Технические требования и требования к испытаниям. — Введ. 2009—15—12. № 862-ст. — М. : Стандартинформ, 2010. — 59 с.

3н. ГОСТ 8752-79. Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия. — Введ. 1981—01—01. — М. : Изд-во стандартов, 1979. — 39 с.

4н. ГОСТ 15150-69. Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды. — Введ. 1971—01—01. — М. : Стандартинформ, 2010. — 60 с.

5н. ГОСТ 183-74. Машины электрические вращающиеся. Общие технические требования. — Введ. 1976—01—01. — М. : Изд-во стандартов, 2001. — 27 с.

6н. ГОСТ 12139-84. Машины электрические вращающиеся. Ряды номинальных мощностей, напряжений и частот (СТ СЭВ 4434-83). — Введ. 1986—01—01. — М. : Гос. ком. СССР по стандартам ; Изд-во стандартов, 1986. — 6 с.

7н. ГОСТ 23.216-84. Обеспечение износостойкости изделий. Метод испытаний материалов на трение и изнашивание при смазывании маслохладоновыми смесями. — Введ. 1986—01—01. — М. : Стандартинформ, 2005. — 7с.

8н. ГОСТ 16530-83. Передачи зубчатые. Общие термины определения и обозначения. — Взамен ГОСТ 16530-70 ; введ. 1984—01—01. — М. : Изд-во стандартов, 2004. — 52 с.

9н. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентного внешнего зацепления. Расчёт на прочность. — Введ. 1989—01—01. — М. : Изд-во стандартов, 1988. — 129 с.

10н. ГОСТ 2144-76. Передачи червячные цилиндрические. Основные параметры. — Введ. 1977—01—07. — М. : Изд-во стандартов, 1976.

11н. ГОСТ 19650-97. Передачи червячные цилиндрические. Расчёт геометрических параметров. — Введ. 2002—01—01. — Минск : Межгос.

совет по стандартизации, метрологии и сертификации; Изд-во стандартов, 2001. — 12 с.

12н. ГОСТ 16162-85. Редукторы нормализованные. Общие технические условия — Срок д. с 1986—01—07 до 1997—01—07.

13н. ГОСТ 4551-73. Рым-болты. Технические условия. — Введ. 01.07.74.

14н. ГОСТ 12.1.028-80. Шум. Определение шумовых характеристик источников шума. Ориентировочный метод. — Введ. 1981—01—07.

15н. ГОСТ Р 52895-2007. Шум машин. Приёмочные испытания зубчатых редукторов на шум. — Введ. 2007—27—12 № 589-ст. — М. : Стандартинформ, 2008. — 44 с.

16н. ГОСТ 17187-81. Шумомеры. Общие технические требования и методы испытаний. — Срок д. с 1982—01—01 до 1989—01—07. — М. : Изд-во стандартов, 1987, 28 с.

17н. ГОСТ Р 53188.1-2008. Шумомеры. Ч. 1. Технические требования. — Введ. 2008—18—12 № 639-ст. — М. : Стандартинформ, 2009. — 36 с.

18н. STN 01 4780. Ozubené kolesá. Smernice pre výpočet závitkových súkolesí. — Введ. 1955—01—12.

19н. STN 014756. Závitkové prevody s valcovou závitkovkou. Súčinitele ozubenía a uhol profilu. — Введ. 1985—01—10.

РЕПОЗИТОРИЙ ВАСГУ

Научное издание

**Благодарный Владимир
Дремук Владимир
Павленко Славко
Галко Иосиф**

**ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ:
ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ, РАСЧЁТЫ,
ДИНАМИКА И НАДЁЖНОСТЬ**

Монография

Заведующий РИО *Е. Г. Хохол*

Технический редактор *А. Н. Охрименко*
Корректор *Г. А. Пискун*
Компьютерная верстка *С. М. Глушак*

Подписано в печать 27.02.2014.
Формат 60 × 84 1/16. Бумага офсетная
Гарнитура Таймс. Отпечатано на ризографе.
Усл. печ. л. 16,05. Уч.-изд. л. 13,95.
Заказ 54. Тираж 110 экз.

ЛИ 02330/0552803 от 09.02.2010

Издатель и полиграфическое исполнение:
учреждение образования
«Барановичский государственный университет»,
225404, г. Барановичи, ул. Войкова, 21.

Инженерный

факультет

БарГУ

Специальности:

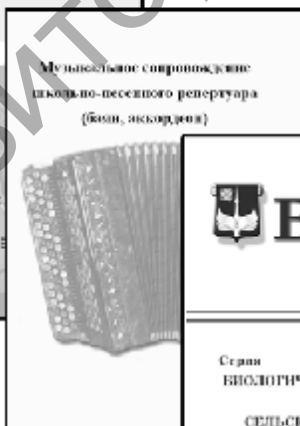
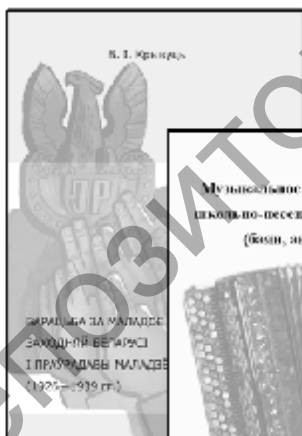
- ✓ Технология машиностроения;
- ✓ Технологическое оборудование машиностроительного производства;
- ✓ Информационные системы и технологии;
- ✓ Автоматизация технологических процессов и производств;
- ✓ Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства;
- ✓ Экономика и организация производства (машиностроение);
- ✓ Агроинженер;
- ✓ Зооинженер.

Ведущие промышленные предприятия г. Барановичи являются базовыми: станкостроительный завод «Атлант», завод автоматических линий, автоагрегатный завод, завод торгового машиностроения, завод станкопринадлежностей и др. На них студенты проходят производственные и преддипломные практики. Лаборатории, конструкторские бюро и производственные участки предприятий, оснащенные современными техническими средствами, используются для проведения лабораторных работ и научных исследований.

Выпускники распределяются на предприятия республики с учетом уровня теоретической и практической подготовленности.

**РЕДАКЦИОННО-
ИЗДАТЕЛЬСКИЙ
ОТДЕЛ БарГУ**

- √ Учебные пособия
- √ Учебно-методические комплексы
- √ Практические пособия
- √ Практические руководства
- √ Монографии
- √ Сборники научных статей
- √ Материалы конференций
- √ «Вестник БарГУ»



√ 10—20

√

www.barsu.by

(. ,21)

8:00—20:00

: 8:00—15:00

(. ,8)

8:30—18:00

: 8:00—15:00

(. ,84)

7:30—19:00

: 7:30—15:00

(. ,21)

8:30—18:00

: 8:30—15:00

:

: