

Для проверки демпфирующей способности и наружной герметичности гидравлических гасителей колебаний разработана гидравлическая система с автоматическим управлением. Микроконтроллер САУ для испытательного стенда подключен к дисплею по протоколу UART и USBUART преобразователь, получает команды от кнопок управления на проведение испытаний и на остановку испытаний ГГК. В программу заложены данные о величине давления на ГГК и справочная информация, возможно автоматическое построение рабочей диаграммы и расчет характеристик гасителя в автоматическом режиме. Так же программное обеспечение позволяет сравнить справочное значение диаграммы гасителя с испытательным и определить вид неисправности и способ ее устранения.

#### Литература

1. Бачурин Н. С., Красниченко А. А., Переяслов М. В. Гидравлические гасители колебаний пассажирских вагонов, учебник справочник по дисциплине «Конструирование и расчет вагонов», 2013. – С. 29–39.
2. Цыпкин Я.З. Основы теории автоматических систем. – М. : Наука, 1977. – 560 с.
3. Основы теории автоматического управления : учеб. пособие / А. П. Зайцев. – Томск, 2000. – 152 с.

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ СРЕДСТВАМИ САПР И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗНОСА НА РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЯХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Т. Д. Стасенко

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь*

Научный руководитель А. В. Петухов

*Выполнено проектирование прямозубой зубчатой передачи в программе «Комплекс программ GEARS». Предложен расчет износа рабочих поверхностей зубчатой пары и прогнозирование долговечности зубчатой прямозубой цилиндрической передачи с определением ожидаемых характеристик ее работоспособности.*

**Ключевые слова:** износ, нагрузка, зубчатое колесо.

Одним из способов снижения себестоимости проектирования производства и испытаний является моделирование зубчатых колес, которое в свою очередь является неотъемлемой частью процессов изготовления, исследования и использования зубчатых колес. Поэтому благодаря математическому моделированию возможно в кратчайшие сроки и без больших материальных затрат воссоздать как само зубчатое колесо, так и условия его применения [2], таким как «Комплекс программ GEARS». Например, таким средством спроектировано зубчатое колесо (рис. 1), исходные данные которого, приведены в таблице.

## Исходные данные зубчатого колеса

Модуль	$m = 6$	
	Число зубьев	$z = 56$
Коэффициент смещения исходного контура	$x = -0,0663$	$x = 0,0663$
Межосевое расстояние	$a_w = 315$ мм	
Ширина зубчатого венца	$b = 50$ мм	$b = 50$ мм
Термическая обработка	цементация до 59–62 HRC	
Вращающий момент на ведущем колесе	$T_{max} = 4157,5$ Нм	
Окружная скорость	$V = 6$ м/с	

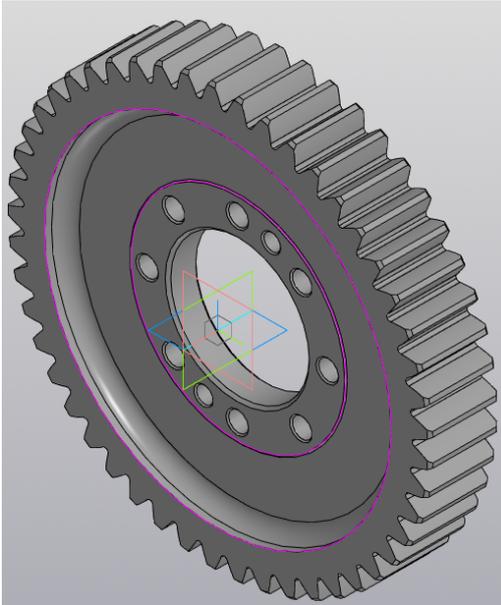
Создание математической модели износа рабочей поверхности зубчатого колеса является важной и актуальной задачей. Цилиндрические эвольвентные передачи весьма чувствительны к погрешностям, которые вызывают кромочный контакт и повышенные напряжения. С целью ослабления или исключения торцевого кромочного контакта используют продольную модификацию рабочих поверхностей зубьев (обычно одного из пары колес), придавая им слегка бочкообразную форму. При наличии технологических погрешностей и деформаций деталей происходит перекачивание поверхностей таких зубьев в продольном направлении с перемещением контактной площадки в сторону одного из торцов зубчатого венца. Учитывая, что бочкообразные зубья работают в условиях локального контакта (объемного напряженного деформированного состояния), то изгибные напряжения в основании зубьев, выполненных на базе стандартного исходного контура, можно определить по формуле:

$$\sigma_F = 2TY_E \cdot Y_{\partial ec} \cdot K_F / (m^3 z), \quad (1)$$

где  $T$  – передаваемый крутящий момент;  $m$  – модуль колес;  $z$  – число зубьев колеса;  $Y_E$  – коэффициент, учитывающий влияние перекрытия зубьев;  $Y_{\partial ec}$  – приведенный объемный коэффициент, учитывающий распределение нагрузки вдоль длины бесконечно длинного зуба;  $K_F$  – коэффициент нагрузки:

$$K_F = K_A \cdot K_{F\partial} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}, \quad (2)$$

где  $K_A$  и  $K_{F\partial}$  – коэффициенты внешней и внутренней динамической нагрузки;  $K_{F\alpha}$  – коэффициент распределения нагрузки между зубьями;  $K_{F\beta}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий.



Модуль	$m$	6	
Число зубьев	$z$	49	
Исходный контур	–	1 ГОСТ Р 50531-93	
Коэффициент смещения	$x$	+0,0663	
Степень точности по ГОСТ не известен	–	8-В	
Длина общей нормали	$W$	$119,366_{-0,32}^{-0,8}$	
Допуск на колебание длины общей нормали	$F_{sw}$	0,05	
Допуск на колебание измерительного межосевого расстояния	За оборот колеса	$F_i^-$	0,1
	На одном зубе	$f_i^-$	0,04
Контролировать при отпуске детали обкатки с измерительной шестерней	Допуск на радиальные биение зубчатого венца	$F_r$	0,071
	Допуск на погрешность профиля зуба	$f_i$	0,022
	Отклонение основного шага	$f_{p1}$	$\pm 0,028$
Делительный диаметр	$d$	294	
Допуск на погрешность изготовления зуба	$F_p$	0,025	
Допуск на торцовое биение базовой поверхности	$F_r$	0,059	
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса			

Рис. 1. 3D модель зубчатого колеса спроектированная в Комплекс программ GEARS и его характеристики

Прогнозирование износа рабочей поверхности зубчатых колес особенно важно в целях испытания спроектированной детали и, при необходимости, корректирования его параметров до этапа производства.

Особый подход к расчету изнашиваемых кинематических пар содержится в работах В.В. Шульца, в которых на основании вариационных методов определены устойчивые формы естественного износа, обладающие свойством энергетического экстремума в заданном относительном движении. Расчеты передач на износ производятся с целью определения ресурса работы или стыкования конструктивных параметров передачи, при которых он имеет максимальное значение. Суть моделирования основывается на положениях упруго-статической модели, успешно применяемой при синтезе приближенных зацеплений. В соответствии с этой моделью предполагается: все зубья геометрически одинаковы и равномерно распределены по ободу колеса; контакт зубьев осуществляется по активным поверхностям; под нагрузкой зубья колес деформируются и их упругие свойства одинаковы; пластические деформации отсутствуют. Дополнительно приняты следующие допущения: зубья каждого колеса изнашиваются одинаково; условия работы передачи (температура окружающей среды, свойства смазывающего материала, концентрация и свойства абразивных частиц и т. д.) считаются неизменными; к выходному валу приложен постоянный момент сопротивления; шестерня вращается с постоянной угловой скоростью; частота вращения шестерни достаточно мала, чтобы динамическими нагрузками, обусловленными неравномерностью вращения колеса, можно было пренебречь; износ считается достаточно малым, чтобы можно было не учитывать изменения упругих свойств зубьев; трение в зацеплении не учитывается. В основе эволюционного подхода к моделированию лежит деление процесса изнашивания на ряд шагов. Изменение наработки  $\Delta n$  на каждом шаге выбирается настолько малым, что в его пределах условия изнашивания можно считать постоянными. Отсюда следует, что приращение износа  $\Delta H_i$  можно считать постоянным и в любой  $i$ -ой точке профиля с достаточной степенью точности можно выразить уравнением:

$$\Delta H_i = I_i \cdot \Delta n_i, \quad (3)$$

где  $I_i$  – интенсивность изнашивания:

$$I_i' = \frac{\partial H}{\partial S} = kq^\alpha, \quad (4)$$

где  $\partial H$  – величина износа,  $\partial S$  – путь трения,  $q$  – контактное давление,  $\alpha$  – находится, в пределах  $1 \leq \alpha \leq 3$  (для приработанных поверхностей  $\alpha \approx 1$ ),  $k$  – интенсивность физико-химических процессов во фрикционном контакте, определяемая экспериментально. Толщина износа поверхности зуба:

$$\delta_u = J_u S, \quad (5)$$

где  $J_u$  – интенсивность изнашивания;  $S$  – общий путь трения за время работы зубчатой передачи (скольжение по площадке контакта в области контакта зубьев колеса и шестерни). Суммарный износ зубьев в контактной точке  $\sum I = I_1 + I_2$  определяется износом зуба шестерни и колеса. Каждое из этих слагаемых представляет собой сумму основного износа, обусловленного кинематикой зацепления, и дополнительного износа вследствие относительного смещения зубьев из-за радиального биения зубчатых колес:

$$\sum I = I_1 + I_2 = (I_{z1} + I_{b1}) + (I_{z2} + I_{b2}) = I_z + I_b = (I_{z1} + I_{z2}) + (I_{b1} + I_{b2}). \quad (6)$$

Принято, что суммарный износ зубьев шестерни и колеса в контактной точке прямо пропорционален значениям удельной мощности сил трения  $Pfz$  и  $Pfb$  (Вт/мм<sup>2</sup>):

$$I_z = I_{z1} + I_{z2} = a_z k_q Pfz = a_z k_q (fz \sigma H v_{sz}); \quad (7)$$

$$I_b = I_{b1} + I_{b2} = a_b k_q Pfb = a_b k_q (fb \sigma H v_{sb}), \quad (8)$$

где  $a_z$ ,  $a_b$  – исходные значения удельной интенсивности изнашивания зубьев (мм<sup>3</sup>/Вт);  $k_q$  – коэффициент вариации интенсивности изнашивания;  $fz$  – коэффициент трения между зубьями в процессе их зацепления [2];  $fb$  – коэффициент трения между зубьями при их взаимном скольжении из-за радиального биения зубчатых колес [2];  $\sigma H$  – контактные напряжения;  $v_{sz}$ ,  $v_{sb}$  – значения скоростей скольжения (м/с).

В результате расчета по формулам (6)–(8) для спроектированной передачи получили следующие величины износа зубьев шестерни и колеса:  $I_z = 0,473$  мм;  $I_b = 0,473$  мм;  $I = 0,946$  мм.

В результате проведенной работы спроектирована средствами САПР «Комплекс программ GEARS» зубчатая передача, предложена математическая модель для определения износов рабочих поверхностей и определены их численные значения, по которым можно прогнозировать ресурс работы, который составит 83000 ч.

## Литература

1. Попов, В. А. Модифицированная цилиндрическая эвольвентная косозубая передача внешнего зацепления с повышенными эксплуатационными свойствами // Вестник машиностроения. – 2011. – № 6. – С. 37–40.
2. Стасенко, Т. Д., Стасенко Д. Л. Моделирование износа на рабочих поверхностях зубчатых колес / Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра : сб. науч. ст. 7-й Междунар. науч.-практ. конф.: в 2 ч. Ч. 2. – Гомель : Гомсельмаш, 2023. – С. 211–215.

## ОПТИМИЗАЦИЯ КРИТЕРИЕВ ПРИ РАСЧЕТЕ И ПРОЕКТИРОВАНИИ МОНТАЖНЫХ КОРПУСОВ ГИДРОБЛОКОВ УПРАВЛЕНИЯ

О. К. Гурбан

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого», Республика Беларусь*

Научный руководитель В. В. Пинчук

*Для того, чтобы установить оптимальное пространственное расположение гидроаппаратов при создании гидроблоков управления (ГУ) приводов технологического оборудования, необходимо разработать математическую модель монтажного корпуса ГУ и провести исследования влияния формы корпуса на его показатели качества. При определении критериев оптимальности монтажного корпуса будем учитывать различия по гидравлическим потерям давления только в магистральных каналах подвода и слива, условно приняв их равными в соединениях между гидроаппаратами (так как определить их можно только после установления свойств элементов подсистем на дальнейших этапах разработки ГУ).*

**Ключевые слова:** монтажный корпус, гидравлические потери, гидроблоки управления, технологические машины, гидроаппараты, критерий оптимальности.

Ранее установлено [1], что оптимальные пространственные компоновки ГУ можно получить за счет использования монтажного корпуса в виде многогранной призмы с различным числом ( $n$ ) площадок для установки гидроаппаратов, concentрично расположенных вокруг сквозных магистральных каналов подвода и слива рабочей жидкости. Установлено также [1], что нормирующими множителями при расчетах пространственной компоновки ГУ будут:  $\Delta p^*$  – гидравлические потери давления,  $V^*$  – объем монтажного корпуса и  $S^*$  – площадь наружной поверхности монтажного корпуса. При этом, следует принимать  $V^*$  и  $S^*$  при  $n = 3$ , а  $\Delta p^*$  при  $n = 7$  (при указанных значениях  $n$  параметры  $\Delta p^*$ ,  $V^*$  и  $S^*$  будут иметь минимальные значения).

После подстановки нормирующих множителей  $\Delta p^*$ ,  $V^*$  и  $S^*$  и соответствующих преобразований получим [1]

$$X = \left( \begin{array}{l} \frac{0,33K}{(N-1)/7+1} + \frac{0,33nK}{4\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{n}\right)\sqrt{3}[(N-1)/3+1]} + \\ \left[ \frac{na/2\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{n}\right) + bnK}{\sqrt{3}a/2 + 3b[(N-1)/3+1]} \right] 0,33 \end{array} \right) \rightarrow \min \quad (1)$$