

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТИ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ТОЧНЫХ ПРИБОРОВ ПРИ МАЛЫХ ОКРУЖНЫХ УСИЛИЯХ

А. А. Громов, Б. К. Шман

Цель работы – определить зависимости значения коэффициента полезного действия от передаваемых усилий, количества зубьев колеса и шестерни. В результате выполненной работы получены графики зависимости коэффициента полезного действия от величины передаваемых усилий и количества зубьев передачи.

Ключевые слова: коэффициент полезного действия, графики зависимостей

Коэффициентом полезного действия механизмов называется отношение величины полезной работы, произведенной на ведомом звене за цикл работы механизма, к величине полной работы, произведенной за это время на ведущем звене. От к. п. д. зависит требуемая мощность двигателя.

В автоматических, вычислительных, измерительных и других приборах и устройствах широко применяются различные зубчатые передачи. Они используются в качестве редукторов следящих систем или автоматических устройств, редукторов самопишущих приборов, отсчетных механизмов вычислительных устройств, механизмов настройки радиоэлектронной аппаратуры и т. д. Ко всем этим устройствам предъявляются повышенные требования в отношении точности, поэтому при их проектировании необходимо знать точно коэффициент полезного действия применяемых в них передач для выбора мощности двигателя.

При проектировании силовых передач никаких проблем не возникает, т. к. они работают при больших окружных усилиях и высокая точность расчета коэффициента полезного действия не требуется. В таких случаях применяются табличные (найденные в результате многочисленных экспериментов) значения к. п. д. для данного типа передачи. Следует отметить, что справочные пособия дают весьма узкий ряд значений к. п. д. передач, что позволяет определить к. п. д. передачи лишь приближенно. Но в случае точных приборов от точности расчета к. п. д. отдельных передач зависит и точность самого прибора.

Для более детального анализа коэффициента полезного действия передач, работающих при малых нагрузках, воспользуемся графиками (рис. 1) зависимостей к. п. д. от окружного усилия для передач с различным числом зубьев. Данные графики были рассчитаны и построены для случая, когда число зубьев ведущего колеса равно числу зубьев ведомого колеса, и коэффициент трения μ принят равным 0,1.

Из данных графиков видно, что при близком к нулю окружном усилии к. п. д. принимает минимальное значение, затем наблюдается резкий рост к. п. д. при окружном усилии до 4 ньютонов, при окружном усилии в 30 ньютонов к. п. д. достигает своего максимального значения для данного числа зубьев. Это объясняется резким увеличением трения в передачах при малых нагрузках. Поэтому при расчете приборных передач пользоваться стандартными формулами для расчета к. п. д.

невозможно. В формулах, применяемых в приборостроении, обычный коэффициент трения заменен функцией трения вида (страница 59 [1])

$$f = c\mu, \quad (1)$$

где c – поправочный коэффициент, зависящий от нагрузки и типа зубчатой передачи, μ – коэффициент трения в зубчатом зацеплении.

Вид зависимости коэффициента c от нагрузки для 20-градусного эвольвентного зацепления получен экспериментально (рис. 2). Данный коэффициент включает в себя не только зависимость функции трения от нормального усилия на поверхности зубьев, но и влияние таких факторов, как загрязнение и запыление передачи, загустение смазки и т. п.

Как видно из графика при небольших нагрузках коэффициент c максимален, с увеличением нагрузки его значения резко уменьшается и при нагрузках свыше 30 Н, его значение равно 1, а формулы расчета к. п. д. принимают стандартный вид для машиностроения.

В приборостроении для расчета к. п. д. передач применяются приведенные ниже формулы.

Расчет к. п. д. цилиндрической прямозубой передачи производится по формулам (страница 60 [1]):

$$\eta = 1 - \pi c \mu \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right), \quad (2)$$

$$c = \frac{P + 2,887}{P + 0,17}, \quad (3)$$

$$P = \frac{2 \cdot 10^3 M_2}{m z_2}, \quad (4)$$

где c – поправочный коэффициент, учитывающий увеличение трения в передаче при малых нагрузках, μ – коэффициент трения в зубчатом зацеплении, z_1 и z_2 – числа зубьев ведущего и ведомого колес, P – окружное усилие на зубьях колес в Н, M_2 – статический момент на ведомом колесе в Н·м, m – модуль колес в мм.

Расчет к. п. д. конической передачи производится по формуле (страница 63 [1])

$$\eta = 1 - 1,62 \pi c \mu \left(\frac{\cos \varphi_1}{z_1} + \frac{\cos \varphi_2}{z_2} \right), \quad (5)$$

где φ_1 и φ_2 – углы делительных конусов ведущего и ведомого колес, остальные обозначения такие же что и для цилиндрических колес.

Из графиков зависимостей к. п. д. цилиндрических колес видно, что к. п. д. передачи зависит не только от окружного усилия, но и от количества зубьев передачи. Например, для передачи с суммарным числом зубьев равным 20 (число зубьев ведущего и ведомого колес одинаково и равно 10) минимальное значение к. п. д. около 5%, а максимальное около 93%. Для передачи с суммарным числом зубьев 360 (число зубьев ведущего и ведомого колес одинаково и равно 180) минимальное значение к. п. д. около 95%, а максимальное 99%. Следовательно, с увеличением числа зубьев возрастает не только максимальное значение к. п. д. но и его минимальное значение (разнице между максимальным и минимальным значением стремится к нулю). Эта зависимость обусловлена значением коэффициента перекрытия, которое непрерывно растет с увеличением зубьев передачи, стремясь к своему максимальному значению

1,88 (график зависимости коэффициента перекрытия от числа зубьев передачи приведен на рисунке 3).

Представленные в этой работе графики могут служить как справочные для быстрого нахождения к. п. д. передачи. С их помощью можно найти к. п. д. не только передач с передаточным отношением 1, но и с любым другим. Например, нам необходимо найти к. п. д. зубчатой цилиндрической передачи при нагрузке в 1 Н, число зубьев ведущего колеса которой равно 10, а ведомого колеса 70. Для этого сначала по графику находим значения к. п. д. передач составленных из двух колес, одинаковых с ведущем и двух колес, одинаковых с ведомым, а затем находим среднее арифметическое этих значений. Это и будет к. п. д. нашей передачи.

По графику определено: $\eta_{10} = 0,79$, $\eta_{70} = 0,97$,

среднее арифметическое:

$$\eta = \frac{\eta_{10} + \eta_{70}}{2} = \frac{0,79 + 0,97}{2} = 0,88.$$

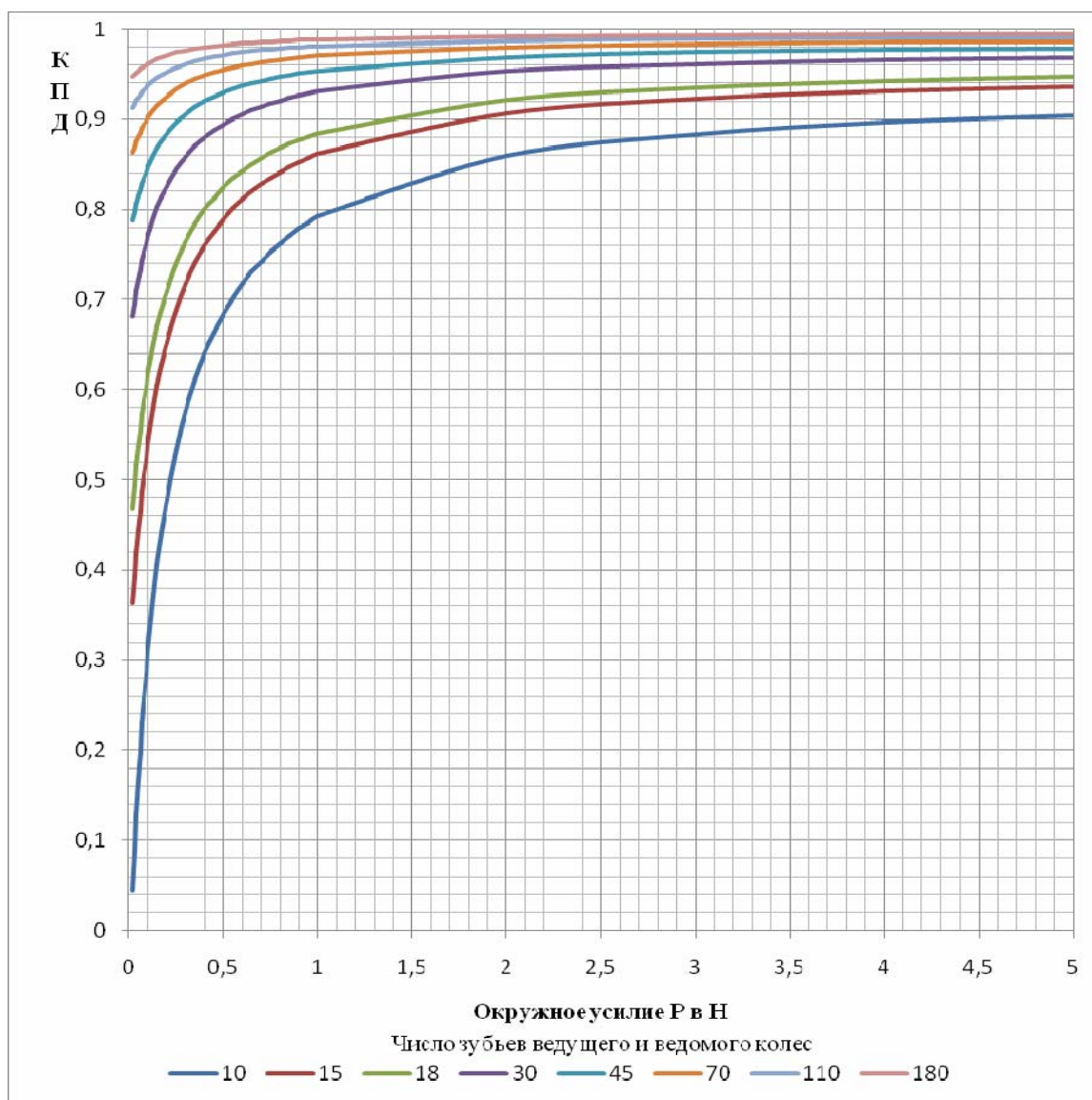


Рис. 1. График зависимости к. п. д. зубчатых цилиндрических передач от окружного усилия.

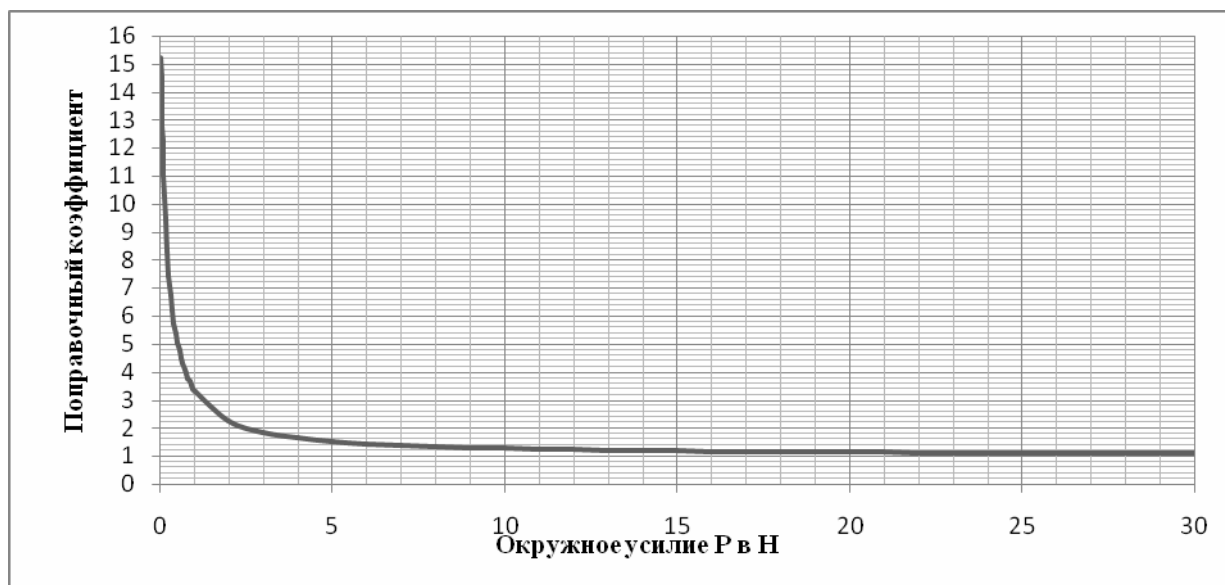


Рис. 2. Поправочный коэффициент в формулах для расчета к. п. д. зубчатых передач.

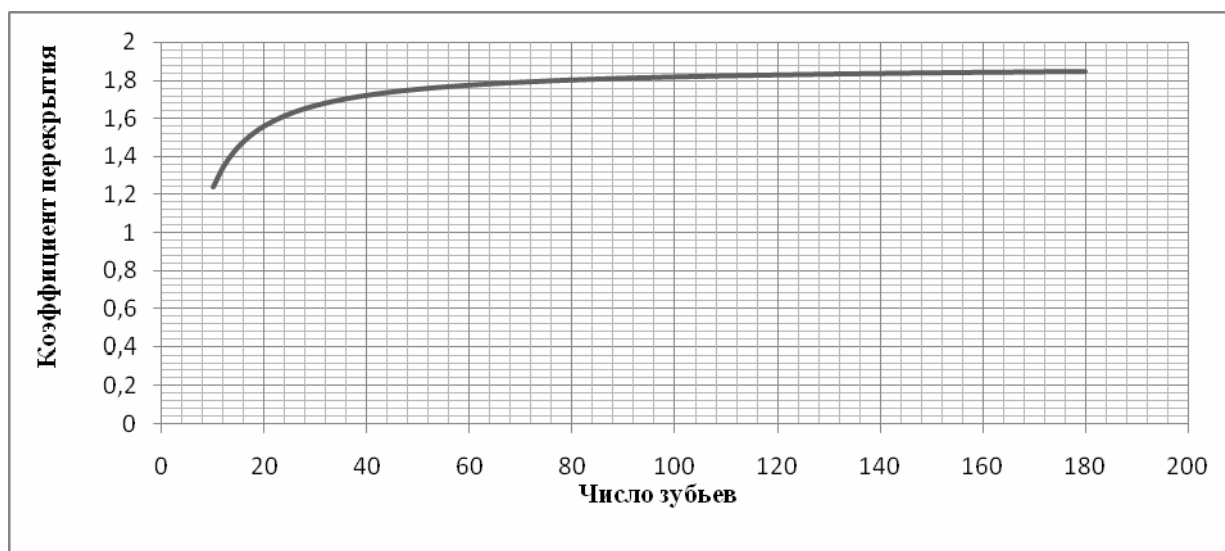


Рис. 3. График зависимости коэффициента перекрытия от числа зубьев передачи.

При конструировании зубчатых передач, работающих при малых нагрузках, точное знание к. п. д. позволяет оптимально выбрать параметры передачи. Например, при низких нагрузках нецелесообразно использовать передачу, состоящую из колес, имеющих 10 и 15 зубьев. Так как при нагрузке менее 1 ньютона к. п. д. данной передачи может достигать 20%. Следовательно, нам необходимо будет увеличивать мощность двигателя в 5 раз, что ведет к увеличению габаритов самого прибора. Увеличение габаритов ведет к перерасходу материалов и неудобству эксплуатации прибора. Точный расчет к. п. д. позволит оптимально выбрать параметры передачи.

Литература

1. Дмитриев Ф.С. Проектирование редукторов точных приборов: справочное пособие / Ф.С. Дмитриев. — Ленинград: «Машиностроение», 1971. — 160 с.
2. Литвин Ф. Л. Справочник конструктора точного приборостроения: справочное пособие / Ф. Л. Литвин. — Ленинград: «Машиностроение», 1967. — 720 с.

3. Громов А. А. Исследование зависимости коэффициента полезного действия зубчатых передач точных приборов при малых окружных усилиях / 44-я студенческая научно-техническая конференция: Материалы конф. – Могилев: Белорусско-Российский университет, 2008.

Громов Артем Александрович

Студент электротехнического факультета
Белорусско-Российский университет, г. Могилев
Тел.: +375(33) 625-04-07

Шман Борис Кириллович

Старший преподаватель кафедры «Основы проектирования машин»
Белорусско-Российский университет, г. Могилев
Тел.: +375(44) 712-61-17