

ЗАВИСИМОСТЬ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПРЯМОЗУБОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ОТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ И УСЛОВИЙ ЕЕ РАБОТЫ

В. М. Даценко, к.т.н., доцент; А. Г. Водолажченко; Я. Р. Четвериков; П. Э. Сербинов
ГОУ ВПО «Донбасская национальная академия строительства и архитектуры», г. Макеевка

Аннотация. В работе для определения конструктивных требований к высокоэффективной зубчатой передаче используется метод расчета потерь мощности в цилиндрических прямозубых колесах для широкого диапазона геометрических параметров и условий работы. Показана зависимость величины коэффициента полезного действия (КПД) от размеров цилиндрического прямозубого колеса, модуля, передаточного числа, окружной скорости на делительном диаметре и нагрузки. Для иллюстрации применения предлагаемого метода использовались «ковровые» диаграммы. Установлено, что максимальный КПД выше у мелкомодульных зубчатых колес с большими диаметрами делительной окружности. На потери холостого хода приходится существенная доля общих потерь мощности в зацеплении. Результаты расчета коэффициента полезного действия (КПД) приведенным методом оценки потерь мощности в одной точке линии зацепления с точностью до 0,1 % совпадают с результатами экспериментов, проведенных Андерсоном и Левенталем. Единственным исключением является случай слабого нагружения при высоких окружных скоростях (40 м/с), когда отсутствие поправочного температурного коэффициента, ограничивающего толщину упругогидродинамической пленки, приводит к увеличению погрешности до 1 %.

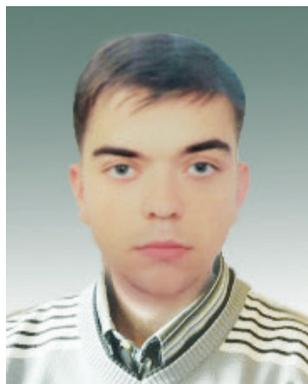
Ключевые слова. Зубчатая передача, коэффициент полезного действия, модуль, окружная скорость, делительный диаметр.



*Даценко
Виталий Михайлович*



*Водолажченко
Александр Григорьевич*



*Четвериков
Ярослав Романович*



*Сербинов
Павел Эдуардович*

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В современном строительстве все процессы производства земляных работ, выполнения работ по перемещению грузов, монтажу строительных конструкций, бетонные работы и ряд других процессов выполняются при помощи машин и механизмов. В конструкциях строительных машин довольно широко используются прямозубые зубчатые передачи, которые могут входить в состав различных редукторов, а также выполняться в виде открытых передач. Так, например, в механизмах поворота одноковшовых экскаваторов, стреловых самоходных и башенных кранов, в механизмах передвижения козловых и башенных кранов используются открытые прямозубые передачи. Определение параметров прямозубой передачи, которые позволяют повысить КПД, способствует улучшению экономичности строительных машин за счет снижения расхода топлива или электроэнергии.

В большинстве случаев расчет зубчатых передач ведется в направлении отыскания наилучшего компромисса между прочностью зубьев, износостойкостью поверхности и стоимостью. В виде дополнения можно было бы выполнить также и расчет потерь мощности. Некоторые геометрические параметры колес, при определенных режимах работы передачи, могут существенно влиять на потери мощности при ее работе.

До работы [1] влияние широкого диапазона геометрических параметров зубчатого колеса и условий работы на КПД зубчатой передачи не исследовалось.

Для оценки КПД зубчатой передачи предложено много методов [2-6], они не отработаны в такой степени, чтобы с их помощью можно было оценить влияние всех переменных геометрических параметров и условий работы на общий КПД зубчатой передачи. Кроме того, в большинстве этих методов серьезно недооцениваются потери мощности зубчатой передачи при неполной нагрузке, поскольку они не учитывают потери, зависящие от скорости, т. е. потери, связанные с образованием упругогидродинамической (УГД) пленки (трение качения), аэродинамические потери зубчатых колес и потери в опорных подшипниках. Эти зависящие от скорости потери дают значительный вклад в совокупные потери мощности многих машин, работающих большую часть времени на неполных уровнях мощности.

Наиболее полный анализ КПД прямозубых цилиндрических колес изложен в работе [6], в которой мгновенные значения потерь мощности на скольжение и качение были проинтегрированы по всей длине зацепления и усреднены. В этом анализе учитывалось влияние геометрии зубчатого колеса.

Метод, предложенный в работе [7], учитывает не только потери зубчатого колеса на трение скольжения и трение качения, но и влияние сопротивления воздуха (аэродинамическое сопротивление) и потери в подшипниках качения.

Цель статьи – определение рациональных геометрических и эксплуатационных переменных, обеспечивающих получение максимального КПД зубчатой передачи.

ОСНОВНОЙ МАТЕРИАЛ

Существует четыре основных источника потерь мощности в зубчатой передаче: скольжение, качение, сопротивление воздуха и потери в опорных подшипниках. Метод расчета потерь мощности применим для цилиндрических прямозубых колес с нормальными размерами зубьев, работающих в условиях струйной смазки или смазки разбрызгиванием. В предлагаемом анализе рассматриваются потери на скольжение, являющиеся результатом действия сил трения, возникающих при скольжении зубьев друг по другу. Потери на качение имеют место при образовании УГД-пленки, т. е. при сдавливании масла между зубьями с последующей герметизацией. В дополнение к потерям на скольжение и качение было выведено уравнение, учитывающее сопротивление воздуха и потери в шарикоподшипниках [8-10].

В этом расчете усредненные потери мощности по линии зацепления вычислялись алгебраически, исходя из средних скоростей качения и скольжения зацепления. Была принята простая схема распределения нагрузки на зуб, показанная на рис. 1 [12].

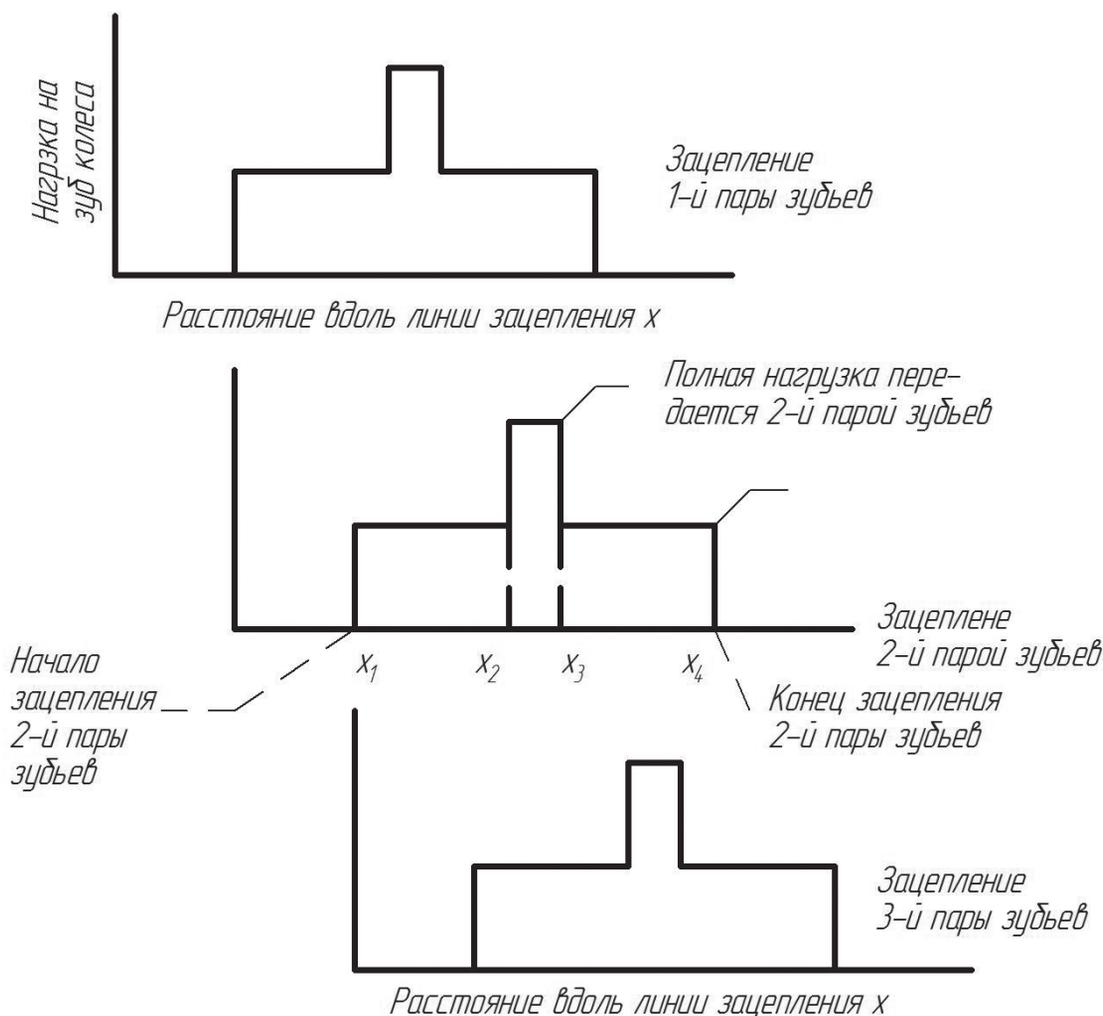


Рис. 1. Диаграмма распределения нагрузки на зубья

Для расчета потерь мощности по длине линии зацепления использовали метод численного интегрирования, который был впоследствии упрощен до шагового вычисления. Здесь же этот метод упрощается еще больше – до одного уравнения потерь, описывающего усредненные потери по длине зацепления.

На рис. 2 приведены сравнительные данные мгновенных и средних скоростей, а также мгновенных и средних потерь мощности.

Потери на скольжение и качение можно найти из уравнений:

$$\overline{P}_s = C_1 f \overline{W}_s, \quad (1)$$

$$\overline{P}_R = C_2 \overline{h} \overline{V}_T b CR, \quad (2)$$

где $C_1 = 2 \cdot 10^{-3}$ и $C_2 = 9 \cdot 10^{-4}$ – коэффициенты пропорциональности;

\overline{V}_s и \overline{V}_T – средние скорости скольжения и качения, м/с;

\overline{W} – средняя нормальная составляющая нагрузки, Н;

f – коэффициент трения;

\overline{h} – толщина УГД-пленки в центре пятна контакта, м;

b – ширина рабочей поверхности зуба, м;

CR – коэффициент перекрытия.

Упрощенные значения потерь мощности (рис. 2) аппроксимируют площадь под кривыми мгновенных значений потерь с высокой степенью точности, таким образом, реализуется точный и простой метод определения потерь в зубчатом зацеплении. Для диапазона изменения переменных, приводимых в настоящей

работе, это упрощенное выражение дает решение, которое, как оказалось, лишь на 0,1 % отличается от решения, полученного численным интегрированием [7]. Единственное исключение имеет место при самых легких нагрузках (коэффициент K равен 10) и высоких скоростях (более 40 м/с), когда ошибка в некоторых случаях может возрасти до 1 %. Это объясняется тем, что не учитывался температурный поправочный коэффициент на предельную толщину УГД-пленки при высоких скоростях.

Для учета наличия масла в атмосфере внутреннего пространства редуктора корректировали значения плотности и вязкости внутренней атмосферы редуктора применительно к соотношению 1 часть масла на 34,25 частей воздуха [15]. Было установлено, что аэродинамические потери для шестерни и колеса описываются следующими выражениями:

$$P_{wш} = C_3 \left(1 + 2.3 \frac{b}{R_p} \right) n_p^{2.8} R_p^{4.6} (0.028 \mu + C_4)^{0.2}, \quad (3)$$

$$P_{wк} = C_3 \left(1 + 2.3 \frac{b}{R_g} \right) \cdot \left(\frac{n_p}{u} \right)^{2.8} R_g^{4.6} (0.028 \mu + C_4)^{0.2}, \quad (4)$$

где $C_3 = 2.82 \cdot 10^{-7}$ и $C_4 = 0.019$ – коэффициенты пропорциональности;

R – радиус делительной окружности, м;

n – частота вращения, об/мин;

u – передаточное отношение;

μ – абсолютная вязкость смазочного материала, $\times 10^{-3}$ Н · с / м².

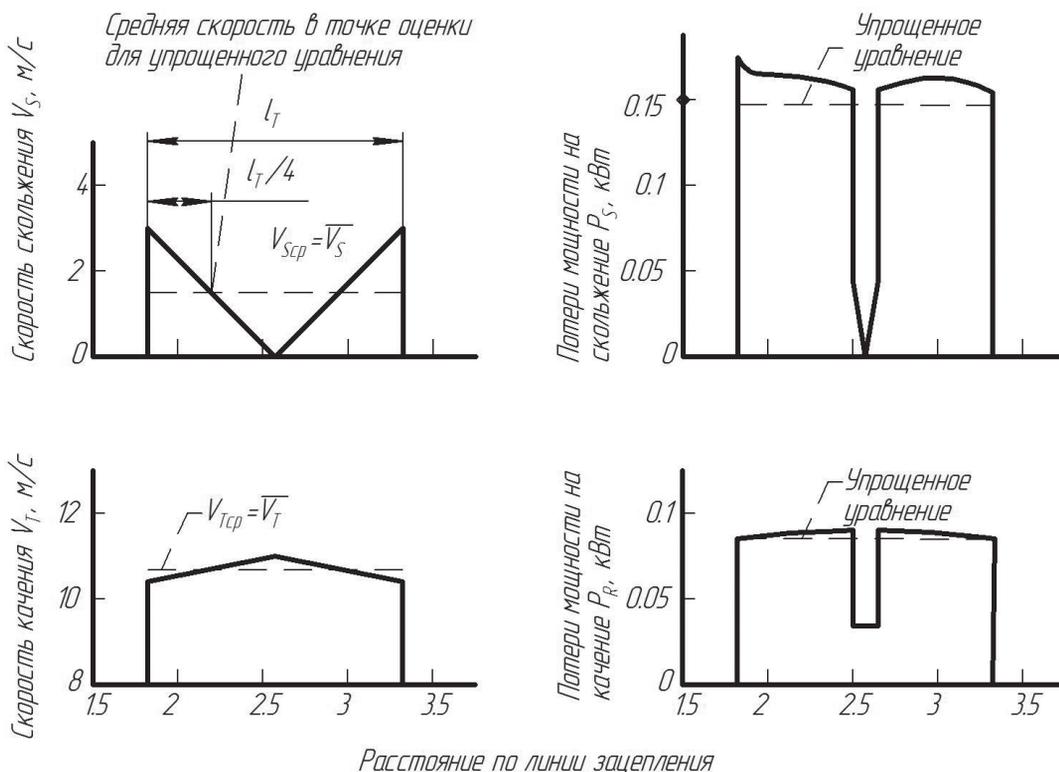


Рис. 2. Мгновенные и усредненные значения скорости скольжения, скорости качения и потерь мощности вследствие сопротивления скольжению и качению на линии зацепления испытываемых зубчатых колес

В работе учитывались также потери в подшипниках, это делали с помощью приближенного метода, описанного Харрисом [10]. Потери энергии в шарикоподшипнике зависят от среднего диаметра подшипника, допустимой статической нагрузки, вязкости смазки, частоты вращения вала и нагрузки на подшипник. Уравнения, описывающие эти зависимости, имеют вид:

$$P_{BRG} = C_5(M_{ш}n_{ш} + M_{к}n_{к}), \quad (5)$$

где $C_5 = 2.10 \cdot 10^{-4}$ – коэффициент пропорциональности;

$M_{ш}$, $M_{к}$ – соответственно уменьшение крутящего момента на шестерне и колесе, складывающееся из компоненты, зависящей от нагрузки, и компоненты, обусловленной вязкостью:

$$M_H = 0.0009 \frac{F_{ST}^{1.5}}{C_s^{0.5}} D_m, \quad (6)$$

$$(7) \quad M_B = \begin{cases} C_6 f_0 (vn)^{2/3} D_m^3 & \text{при } vn > 2000, \\ C_7 f_0 D_m^3 & \text{при } vn \leq 2000. \end{cases}$$

где $C_6 = 9.79 \cdot 10^{-2}$ и $C_7 = 24.1$ – коэффициенты пропорциональности;

F_{ST} – статическая эквивалентная нагрузка на подшипник, Н;

C_s – номинальная допустимая статическая нагрузка на опорный подшипник, Н;

D_m – средний диаметр подшипника, м.

Суммарные потери мощности в системе:

$$P_{ПОТ} = P_s + P_R + P_{WШ} + P_{WK} + P_{BRG}, \text{ кВт} \quad (8)$$

Коэффициент полезного действия зубчатой передачи:

$$\eta = (P_{ВХ} - P_{ПОТ}) / P_{ВХ} \cdot 100, \quad (9)$$

При проведении расчета потерь мощности с помощью упрощенного метода, геометрические параметры и эксплуатационные условия соответствуют случаю, проиллюстрированному на рис. 2.

На рис. 3 сравнивались результаты расчета потерь мощности по приведенной методике с экспериментальными данными, которые были получены на испытательном стенде [16]. В качестве переменных параметров выбрали частоту вращения, крутящий момент, расход масла, ширину зубчатого колеса и вязкость смазки. Экспериментальные данные работы [7] показывают, что смазка вне зацепления (т. е. в случае, когда струя масла направлена в зону выхода из зацепления) может уменьшить потери мощности на несколько сотых киловатта.

На рис. 3 показаны также теоретические и экспериментальные зависимости для потерь мощности, они несколько отличаются, что объясняется главным образом недостаточной точностью выражения, выбранного для расчета коэффициента трения.

С помощью метода, изложенного в работе, можно оценить влияние различных геометрических параметров зубчатых колес и условий их работы на коэффициент полезного действия зубчатой передачи.

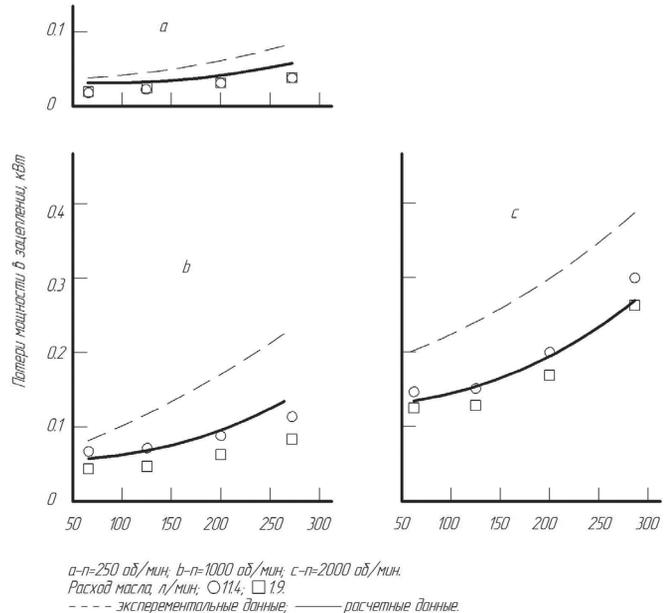


Рис. 3. Сравнение расчетных потерь мощности для случая подачи смазки в зону зацепления с экспериментальными данными

Полученные результаты показаны на рис. 4-8. В значениях КПД зубчатых передач, показанных на этих фигурах, не учитывается влияние потерь в подшипниках.

Влияние нагрузки на зубчатое колесо. Влияние величины крутящего момента на КПД зубчатой передачи показано на рис. 4а для зубчатых колес с тремя различными диаметрами делительной окружности. Показанные здесь общие характеристики являются типичными для широкого диапазона рассмотренных геометрических параметров зубчатых колес и условий работы. При очень низких значениях крутящего момента КПД будет низким из-за потерь холостого хода, но он быстро возрастает даже при небольшом увеличении крутящего момента. При более высоких уровнях крутящего момента КПД зубчатой передачи будет относительно нечувствительным к нему.

Влияние диаметра делительной окружности на КПД при низких уровнях крутящего момента является значительным, в этом случае, чем меньше диаметр зубчатого колеса, тем выше его КПД. При более высоких уровнях крутящего момента эта разница сильно уменьшается.

На рис. 4, б эти кривые перестроены в зависимости от коэффициента нагрузки зубчатой передачи К.

$$K = \frac{C_8 \omega(u+1)}{bD_p u}, \quad (10)$$

где $C_8 = 1.45 \cdot 10^{-4}$ – коэффициент пропорциональности.

Допустимые значения коэффициента К для косозубых и цилиндрических прямозубых колес, как правило, находятся в диапазоне от ~100 для стальных зубчатых колес с низкой твердостью до ~1000 для закаленных, шлифованных высокоскоростных колес. Номинальное значение коэффициента К для промышленных приводов общего назначения со стальными

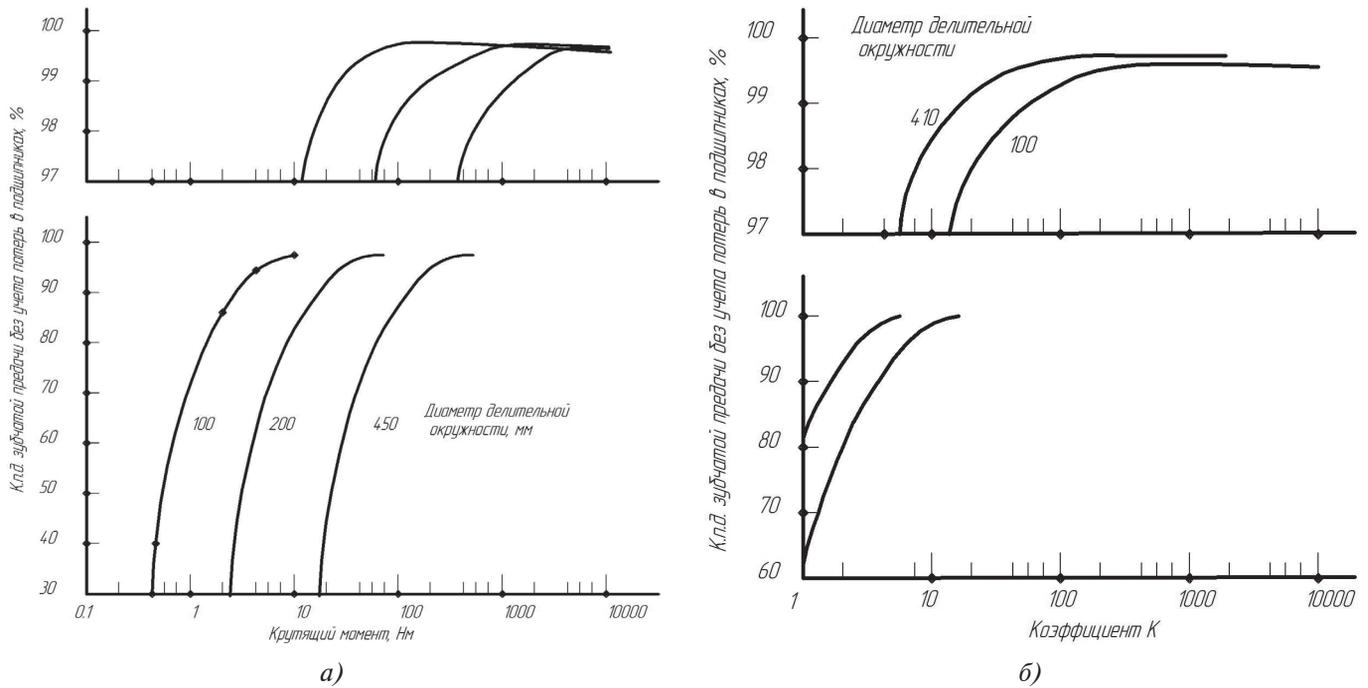


Рис. 4. Влияние модуля и диаметра делительной окружности на зависимость КПД зубчатой передачи от крутящего момента (а) и коэффициента К (б) при окружной скорости на делительной окружности 20,3 м/с

ми зубчатыми колесами, имеющими твердость НВ 300 и передающими равномерную нагрузку при окружной скорости на делительной окружности не более 15 м/с, обычно располагается в диапазоне от 275 до 375. С помощью коэффициента К обычно нормируют значения КПД, приведенные на рис. 4, а. Анализ рис. 4, б показывает (как и в случае, изображенном на рисунке 4, а), что более высокий максимальный КПД имеют зубчатые колеса большего диаметра. Однако при одинаковых низких значениях коэффициента К зависимость, изображенная на рис. 4, а (т.е. больший КПД у зубчатых колес малого диаметра при одинаковых малых крутящих моментах) на рис. 4, б будет обратной. Это, вероятно, объясняется тем, что при равных коэффициентах К более крупная зубчатая передача работает при значительно более высоком уровне крутящего момента (когда КПД существенно повышается), чем зубчатая передача малого размера.

Влияние модуля, диаметра делительной окружности, окружной скорости на делительной окружности и передаточного числа. «Ковровые» диаграммы, изображенные на рис. 5-8, иллюстрируют одновременное влияние трех переменных: модуля, диаметра делительной окружности и окружной скорости на КПД зубчатой передачи (без учета потерь в опорных подшипниках). Эти переменные и нагрузка на зубчатую передачу, как оказалось, влияют на КПД больше, чем передаточное число или ширина рабочей поверхности зуба. Были выбраны два типа нагрузки: легкая (К = 10) и среднетяжелая (К = 300). Величина и ход кривых КПД, соответствующих К = 1 000 и К = 300, являются совершенно одинаковыми и здесь не показаны.

На рис. 5, а коэффициент К является постоянным и равным 300, а передаточное число равно 1. На этой и последующих коврах диаграммах все три ключевые

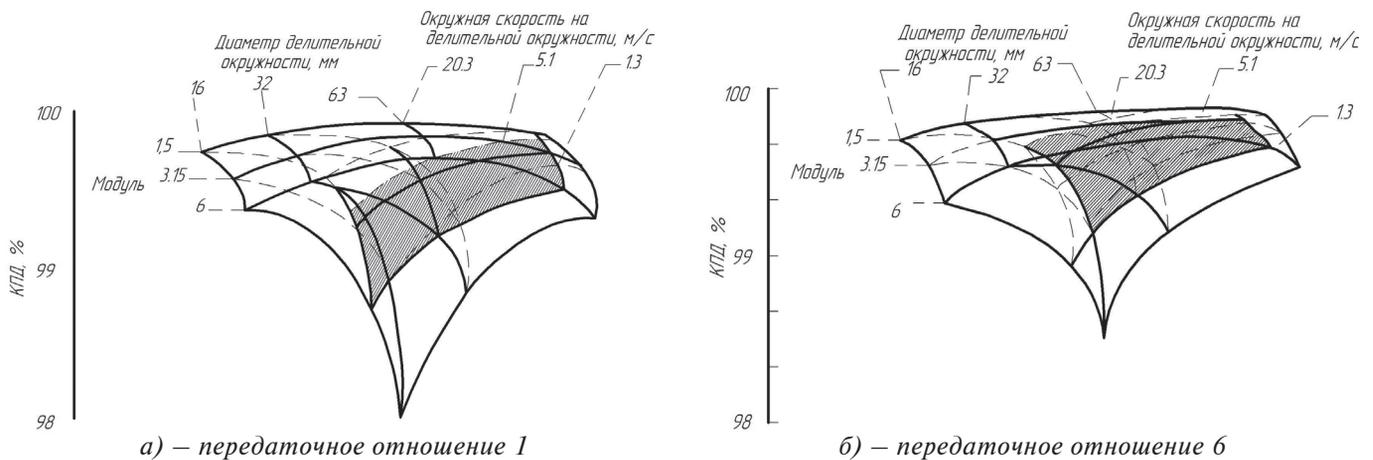


Рис. 5. Влияние диаметра делительной окружности, модуля и окружной скорости на делительной окружности на КПД зубчатой передачи при К = 300

переменные представлены в ортогонально пересекающихся плоскостях. Для каждой из трех переменных приводится три значения. КПД при любой комбинации этих величин определяется в точке пересечения. Таким образом, КПД при промежуточных значениях можно легко найти путем интерполяции между плоскостями. Тремя значениями окружной скорости, приведенными на рис. 5, а (вдоль затененных плоскостей), являются 1,3; 5,1 и 20,3 м/с. Диаметр делительной окружности меняется с 16 до 63 мм, а модуль — с 1,5 до 6 мм.

Наиболее эффективную комбинацию диаметра делительной окружности и модуля дает самое мелко-модульное зубчатое колесо наибольшего диаметра. И наоборот, наименее эффективной зубчатой передачей будет передача крупномодульными колесами наименьшего диаметра. При этом значении коэффициента K увеличение окружной скорости ведет к увеличению КПД особенно для небольших крупномодульных колес. Хотя здесь это и не показано, КПД продолжает увеличиваться при скоростях до 40,6 м/с, но значительно медленнее. Максимальное увеличение КПД составило 0,21 % при диаметре шестерни 16 мм, модуле 1,5 мм.

Модуль имеет наибольшее влияние на КПД при любых скоростях и размерах колеса. При постоянном значении модуля 6 мм изменение диаметра делительной окружности и окружной скорости не оказывают почти никакого влияния на КПД, однако при модуле 1,5 мм роль обоих этих параметров очень велика. Повышение КПД у мелко-модульных зубчатых колес обусловлено, прежде всего, более низкими скоростями скольжения, а следовательно, и меньшими потерями мощности.

Как показано на рис. 4, зубчатые колеса большего диаметра обычно имеют более высокие эксплуатационные характеристики. При постоянной окружной скорости частота вращения с увеличением диаметра уменьшается. Это вызывает снижение скорости скольжения, которая в свою очередь ограничивает потери мощности на скольжение. Таким образом, увеличение КПД, имеющее место при увеличении диаметра,

обусловлено уменьшением величины скорости скольжения.

На рис. 5, а показано также, что увеличение окружной скорости на делительной окружности приводит к увеличению КПД, с увеличением окружной скорости возрастают скорости скольжения и качения. Увеличение любой из этих скоростей приводит к уменьшению коэффициента трения, в результате чего в свою очередь снижаются потери мощности, обусловленные сопротивлением скольжению, так что эти потери не увеличиваются непосредственно с ростом окружной скорости на делительной окружности, как это имеет место в случае входной мощности.

На рис. 5, б представлены результаты с передаточным числом 6 при $K = 300$. Поскольку диаметр делительной окружности шестерни остается постоянным, изменение передаточного числа равнозначно изменению диаметра делительной окружности колеса. Сравнение рисунков 5, а и 5, б показывает, что зависимость КПД от передаточного числа является пренебрежимо малой при окружной скорости на делительной окружности 20,3 м/с и незначительной — при более низких скоростях. Насколько можно судить, в целом зависимость КПД от передаточного числа оказалась довольно слабой.

На рис. 6, а коэффициент K уменьшили до 10, а передаточное число оставили равным единице. Здесь мы по существу имеем дело с ненагруженной зубчатой передачей, и все потери являются почти исключительно потерями холостого хода — на сопротивление качению и сопротивление воздуха. Влияние переменных при $K = 10$ проявляется существенно иначе, чем при $K = 300$. Наибольший КПД реализуется при минимальной окружной скорости, причем с увеличением этой скорости происходит резкое уменьшение величины КПД. Это объясняется тем, что потери холостого хода сильно зависят от частоты вращения. Значения КПД существенно уменьшаются, поскольку передаваемая мощность является очень низкой.

Явление повышения КПД при увеличении диаметра делительной окружности сохраняется и для

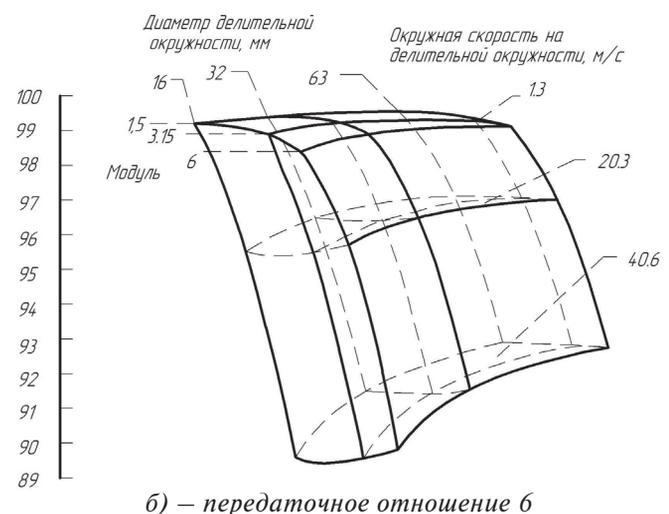
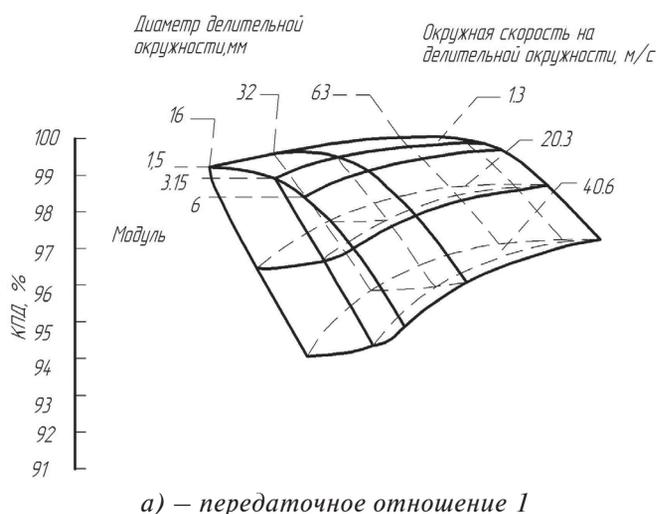


Рис. 6. Влияние диаметра делительной окружности, модуля и окружной скорости на делительной окружности на КПД зубчатой передачи при $K = 10$

случая слабо нагруженной зубчатой передачи. При столь низком коэффициенте K зависимость КПД от модуля заметно ослабевает. Лишь в случае минимальных окружных скоростей на делительной окружности (1,3 м/с), когда потери, обусловленные трением скольжения, все еще остаются значительными, обнаруживается заметное повышение КПД у мелкозубчатых колес. При более высоких окружных скоростях, когда потери на сопротивление скольжению становятся пренебрежимо малыми по сравнению с потерями на сопротивление качению, модуль не оказывает практически никакого влияния на величину КПД. Данные по КПД, рассчитанные при окружной скорости 5,1 м/с, сознательно не были представлены на рис. 6, поскольку они не более чем на 0,5 % отличаются от данных, соответствующих скорости 1,3 м/с.

В случае, изображенном на рис. 6, б, передаточное число увеличили до 6 при том же значении K . Как уже упоминалось выше, это равносильно шестикратному увеличению диаметра делительной окружности зубчатого колеса. При окружной скорости 1,3 м/с передаточное число не оказывает практически никакого влияния на КПД, однако при скорости 20,3 м/с увеличение передаточного числа приводит к снижению КПД на ~0,5 %, а при 40,6 м/с КПД падает весьма существенно – на ~4 %. Таким образом, влияние передаточного числа на КПД оказывается наиболее сильным при высоких окружных скоростях на делительной окружности и небольших нагрузках, т. е. в тех случаях, когда основными источниками потерь мощности являются трение качения и сопротивление воздуха.

Влияние ширины рабочей поверхности зуба и размеров колеса. В предыдущих ковровых диаграммах отношение оставалось постоянным: равным 0,5. На рис. 7 показано влияние отношения на КПД при различных значениях окружной скорости на делительной окружности и коэффициента K .

В большинстве случаев в интервале значений изменение КПД оказывается очень незначительным (не более 0,2 %). Однако при окружных скоростях более 20,3 м/с и низких значениях коэффициента K (порядка 10) изменение КПД в функции является несколько более ощутимым, что обусловлено главным образом аэродинамическими потерями. Максимальное изменение КПД имеет место при 40,6 м/с, когда зубчатые колеса с минимальной шириной рабочей поверхности дают КПД на 4,1 % ниже, чем колеса с максимальной шириной. Однако для широкого диапазона эксплуатационных условий КПД не зависит сколько-нибудь существенно от отношения b/V .

Распределение потерь мощности в зубчатой передаче. На рис. 8 показано расчетное распределение отдельных составляющих общих потерь мощности в зубчатой передаче применительно к экспериментальному зубчатому зацеплению, исследованному в работе [7]. При малых частотах вращения (рис. 8, а) большая часть потерь мощности в системе приходится на сопротивление скольжению. Однако с повышением частоты

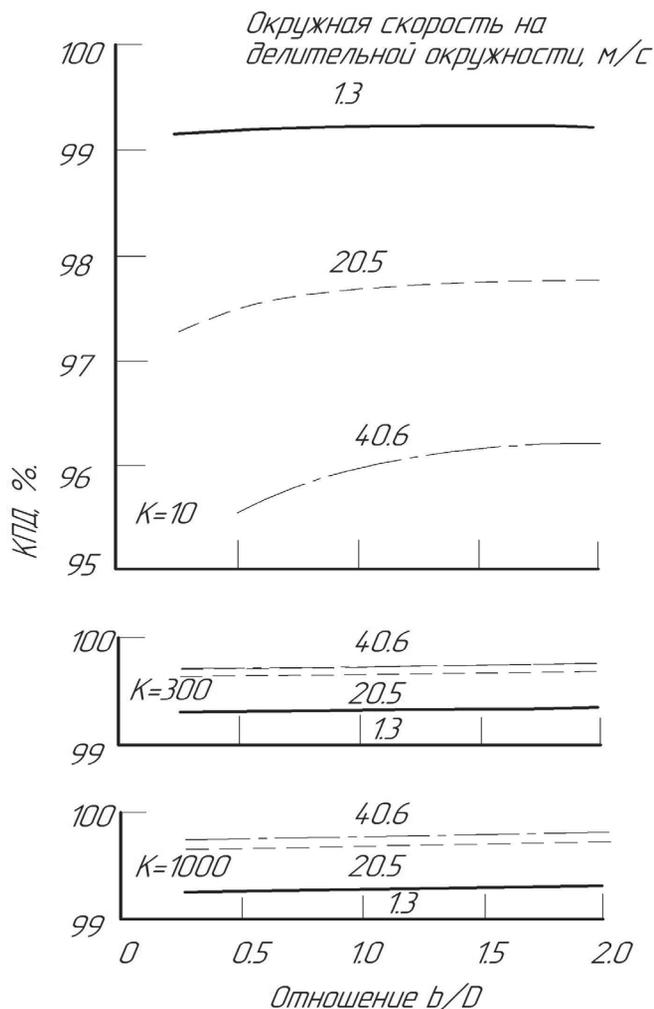


Рис. 7. Зависимость КПД зубчатой передачи от отношения при различных значениях коэффициента K

вращения (рис. 8, б и в) все большую роль начинают играть потери мощности в подшипниках. При частоте вращения 2 000 об/мин на аэродинамические потери колеса и шестерни (которыми обычно пренебрегают) приходится до 10 % суммарных потерь мощности в системе, так что их уже нельзя не учитывать.

При низких крутящих моментах потери, обусловленные трением скольжения, будут довольно низкими, поскольку они не зависят непосредственно от нагрузки. Потери, обусловленные трением качения, практически не зависят от величины крутящего момента (поскольку они пропорциональны толщине смазочной пленки), так что при малых моментах они являются основным источником потерь мощности, особенно при высоких скоростях.

На рис. 8, в наглядно иллюстрируется явление возникновения ошибки в результате пренебрежения скоростными потерями при расчете суммарных потерь мощности в зубчатой передаче (что, к сожалению, слишком часто имеет место на практике). Даже при полной нагрузке, когда потери, обусловленные трением скольжения, являются максимальными, на скоростные потери приходится около половины сум-

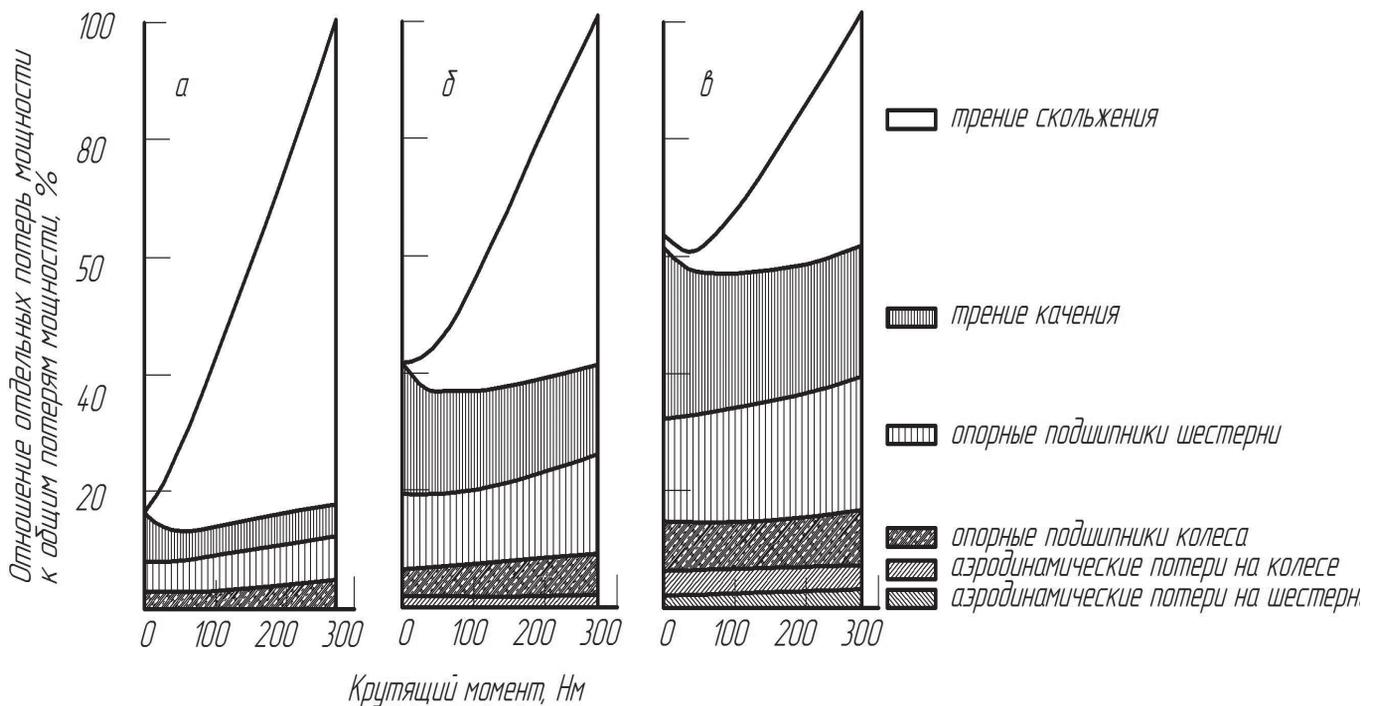


Рис. 8. Распределение отдельных потерь мощности в зубчатой передаче в зависимости от крутящего момента при частотах вращения ведущей шестерни, равных 250 об/мин (а), 1 000 об/мин (б), 2 000 об/мин (в)

марных потерь мощности в зацеплении (без учета потерь на подшипниках). Интересно также отметить, что при таких эксплуатационных условиях потери в подшипниках составляют почти 80 % потерь, обусловленных сопротивлением скольжению. Правильная оценка потерь, обусловленных трением качения, аэродинамических потерь и потерь в подшипниках играет важнейшую роль для точного определения потребления мощности в редукторе.

ВЫВОДЫ

1. Результаты расчета КПД приближенным методом оценки потерь мощности в одной точке линии зацепления с точностью до 0,1 % совпадают с результатами чисто численного интегрирования. Единственным исключением является случай слабого нагружения при высоких окружных скоростях (40 м/с), когда отсутствие поправочного температурного коэффициента, ограничивающего толщину УГД-пленки, приводит к увеличению погрешности до 1 %.

2. При средних и больших нагрузках ($K = 300$) повышению КПД зубчатой передачи способствует уменьшение модуля, диаметра делительной окружности и окружной скорости на делительной окружности. Однако при малых нагрузках ($K = 10$) увеличение окружной скорости приводит к снижению КПД, а уменьшение модуля вызывает лишь очень незначительное повышение КПД (главным образом при низких окружных скоростях).

3. Передаточное число и отношение ширины рабочей поверхности зуба к диаметру делительной окружности, как правило, оказывает слабое влияние на величину КПД, за исключением случаев малых

нагрузок, когда увеличение передаточного числа и уменьшение ширины рабочей поверхности приводят к снижению КПД зубчатой передачи, особенно при высоких окружных скоростях (более 20 м/с).

4. Потери мощности, обусловленные трением качения, потери в подшипниках и аэродинамические потери в меньшей степени влияют на величину суммарных потерь мощности в зубчатом зацеплении. На рабочей частоте вращения потери холостого хода могут достигать 65 % потерь мощности максимально нагруженной зубчатой передачи.

Список литературы

1. Anderson, N. E. Effect of Geometry and Operating Conditions on Spur Gear System Power Loss / N. E. Anderson, S. H. Loewenthal // ASME Journal of Mechanical Design. – 1981. – Jan. – Vol. 103, № 1. – P. 151-160.
2. Shipley, E. E. Loaded Gears in Action / E. E. Shipley // Gear Handbook. – New York : McGraw-Hill, 1962. – ch. 14. – P. 14-60.
3. Buckingham, E. Efficiencies of Gears / E. Buckingham // Analytical Mechanics of Gears. – New York : Dover, 1963. – ch. 19. – P. 395-425.
4. Merritt, H. E. Efficiency and Testing / H. E. Merritt // Gear Engineering. – New York : Wiley, 1972. – ch. 22. – P. 345-357.
5. Martin, K. F. A Review of Friction Predictions in Gear Teeth / K. F. Martin // Wear. – 1978. – Aug. – Vol. 49, № 2. – P. 201-238.
6. Chiu, Y. P. Approximate Calculation of Power Loss in Involute Gears / Y. P. Chiu // ASME Paper 75-PTG-2. – 1975. – Oct. – P. 134-157.
7. Anderson, N. E. Spur-Gear-System Efficiency at Part and Full Load / N. E. Anderson, S. H. Loewenthal // NASA TP-1622, AVRADCOM TR 79-46, 1980. – P. 87-103.

8. Манн, Р. В. Вязкое трение дисков с лопатками в зависимости от числа Рейнольдса, осевого и радиального зазоров / Р. В. Манн, С. Ш. Морстон – Текст : непосредственный // *Техническая механика*. – 1961. – № 3. – С. 719-723.
9. Daily, J. W. Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks / J. W. Daily, R. E. Nece // *Journal of Basic Engineering*. – 1960. – Mar. – Vol. 82, № 1. – P. 217-232.
10. Harris, T. A. *Rolling Bearing Analysis* / T. A. Harris. – New York : Wiley, 1984. – 315 p.
11. Михайлов, А. Н. Разработка методов повышения несущей и компенсирующей способности зубчатых муфт : специальность 05.02.02 «Машиноведение, системы приводов и детали машин» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Михайлов Александр Николаевич; Донецкий политехнический институт. – Донецк, 1985. – 259 с. – Текст : непосредственный.
12. Литвин, А. Ф. Теория зубчатых зацеплений / А. Ф. Литвин. – Москва : Наука, 1968. – 584 с. – Библиогр.: с. 571-580. – 7600 экз. – Текст : непосредственный.
13. Hamrock, B. J. Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts. III – Fully Flooded Results / B. J. Hamrock, D. Dowson // *ASME Journal of Lubrication Technology*. – 1977. – Apr. – Vol. 99, № 2. – P. 264-276.
14. Финиченко, В. А. Пространственная модификация зубьев цилиндрических зубчатых колес / В. А. Финиченко – Текст : непосредственный // *Вестник Донбасской государственной академии строительства и архитектуры*. – 2004. – Вып. 5(47). – С. 97–100.
15. Планетарные передачи: справочник / под ред. В. Н. Кудрявцева, Ю. Н. Кудрявцева. – Ленинград: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1977 – 536 с. – Текст : непосредственный.
16. Wellauer, E. J. Load Rating of Gears / E. J. Wellauer // *Gear Handbook*. – New York : McGrawHill, 1962. – ch. 13. – P. 1-48.