

УДК 621.9

А.А. КЛОЧКО, М.И. ГАСАНОВ, Е.В. БАСОВА

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ И ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ В ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

В статье рассмотрены условия контактирования цилиндрических зубчатых передач и технологические методы воздействия при формировании эвольвентной поверхности зубьев при которых происходит проскальзывание зубьев одной шестерни относительно профиля зуба сопрягаемого колеса и сил трения-скольжения. Потеря энергии на трение в зубчатых передачах доходит до 10% от всей потери энергии на преодоление трения. В зубчатой передаче потеря энергии происходит в зубьях вследствие их трения при несоответствии точности изготовления зубчатых передач по нормам кинематической точности, нормам плавности, нормам бокового зазора согласно требованиям ГОСТ1643-81 и особенностью трибологического контактирования эвольвентных сопрягаемых поверхностей. Показано, что при силовых расчетах цилиндрических зубчатых колес необходимо учитывать помимо динамических нагрузок и усилия трения качения-скольжения в зубчатых передачах. В зубчатых цилиндрических передачах трение качения значительно меньше трения скольжения, поэтому одной из преувеличивающих научных направлений является уменьшение и сведение до минимума участка скольжения сопрягаемых эвольвентных профилей зубчатых колес с учетом изменения параметров состояния поверхностного слоя зубьев: шероховатости, волнистости, твердости, физико-механических свойств материала зубчатых колес.

Ключевые слова: трибология, контактирование, зубчатые передачи, технологическое воздействие, формообразование, трение качения-скольжения.

Введение.

В цилиндрической зубчатой передаче, даже при идеальном эвольвентном зацеплении происходит проскальзывание профиля зуба одной шестерни относительно профиля зуба сопрягаемого колеса. Вследствие этого проскальзывания возникает сила трения скольжения, значение которой пропорционально нормальному давлению в зубьях шестерен. Нормальное давление, в свою очередь, пропорционально передаваемому усилию. Сила трения в процессе зацепления меняет свой знак при прохождении точки зацепления через полюс зацепления, однако среднее значение момента, создаваемого этой силой, в процессе зацепления всегда имеет знак, противоположный угловой скорости. Кроме того, в разных фазах зацепления находятся одновременно несколько зубьев.

Основная часть

Вопрос о природе трения зубчатых передач сих пор изучен недостаточно. Как показывают экспериментальные исследования, трение представляет собой сложный комплекс механических, физических и химических явлений, причем те или иные явления преобладают в зависимости от условий, при которых происходит процесс трения и видов применяемых смазок.

Обычно различают два основных вида трения: трение сухое (или трение несмазанных поверхностей) (рис. 1) и трение жидкостное (или трение смазанных

поверхностей) (рис. 2). Кроме того, различают иногда еще два промежуточных вида трения: полусухое трение и полужидкостное трение.

Явление сухого трения может быть объяснено схематически следующим образом. Рассматривая под большим увеличением поверхности трущихся тел, можно обнаружить, что эти поверхности не абсолютно гладкие, а шероховатые и покрыты большим количеством неровностей. На рис. 1 схематически изображены трущиеся поверхности *A* и *B*. Если эти поверхности двигать друг относительно друга, то выступы одной поверхности будут задевать за выступы другой поверхности. Выступы будут деформироваться. Деформации эти могут быть упругими и неупругими в зависимости от величины нагрузки, приложенной к трущимся поверхностям, скорости относительного движения, различных физических свойств трущихся тел (упругость, характер поверхностей и т. д.).

Если в точках касания приложить опорные реакции F , направленные по нормали к элементарным площадкам соприкосновения (рис. 1), и разложить их на составляющие, перпендикулярные и параллельные направлению движения, то нормальные составляющие F^n будут уравниваться заданными нормальными нагрузками, а касательные составляющие F^t в сумме создадут некоторую силу сопротивления относительному перемещению поверхностей *A* и *B*. Эта сила сопротивления и является силой трения.

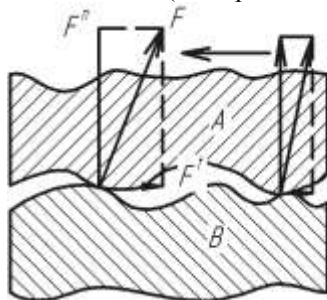


Рис. 1 – Увеличенное изображение двух трущихся поверхностей

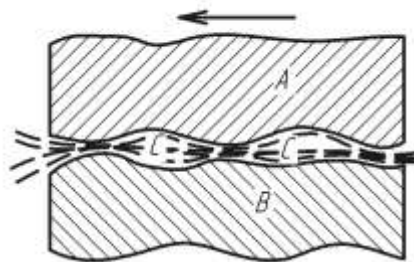


Рис. 2 – Увеличенное изображение двух трущихся поверхностей, разделенных слоем смазки

Если выступающие неровности поверхностей A и B непосредственно соприкасаются друг с другом, то такой вид трения называется *сухим трением*. Если же между поверхностями A и B имеется промежуточный слой смазки (рис. 2) и поверхности A и B непосредственно не соприкасаются, то такой вид трения называется *жидкостным трением*. Поэтому при жидкостном трении силами трения являются силы сопротивления сдвигу отдельных слоев смазки. Многие из различных явлений, которые имеют место при жидкостном трении, отсутствуют при сухом трении, и наоборот. Полусухим трением называют такой вид трения, при котором наиболее выступающие шероховатости не разделяются слоем смазки и приходят в непосредственное соприкосновение. Разница между полусухим и полужидкостным видами трения заключается главным образом в том, какой из основных видов трения преобладает.

Явления сухого и жидкостного трения по своей природе совершенно различны. Поэтому различны и методы учета сил трения в механизмах. В открытых зубчатых передачах наблюдается сухое трение; в подшипниках – жидкостное трение, переходящее иногда в полусухое или даже сухое трение (периоды пуска редукторов). В закрытых зубчатых передачах имеет место и трение качения и трение скольжения.

По видам относительного движения различают: трение скольжения – внешнее трение при относительном скольжении соприкасающихся тел и трение качения (сопротивление перекачиванию) – внешнее трение при относительном качении соприкасающихся тел.

При рассмотрении относительного движения элементов звеньев, входящих в высшие пары, мы встречаемся не только со скольжением одного элемента относительно другого, но и с качением элементов друг по другу. В том случае, когда элементы звеньев являются центроидами или аксоидами, имеет место чистое качение элементов без скольжения; в том же случае, когда элементы являются взаимогнбимыми кривыми или эвольвентными поверхностями, имеет место качение и скольжение. Представим эвольвентное зацепление сопрягаемых цилиндрических зубчатых колес как пару с взаимогнбимыми кривыми (рис. 3).

Пусть элементы a и b (рис. 3.б) высшей кинематической пары плоского механизма представляют собой две взаимогнбимые кривые. Проведем нормаль $n-n$ к профилям a и b . Эта нормаль проходит через точку C касания профилей и пересекает линию AB , соединяющую центры вращения A к B , в точке P . Точка P – мгновенный центр вращения в относительном движении звена A относительно звена B . Скорость v_{21} звена 2 относительно звена 1 будет скоростью скольжения, направленной вдоль касательной $t-t$ и равной

$$v_{21} = |\Omega|(P_0C), \quad (1)$$

где Ω – мгновенная угловая скорость в относительном движении, абсолютная величина которой равна

$$|\Omega| = |\omega_1| + |\omega_2|. \quad (2)$$

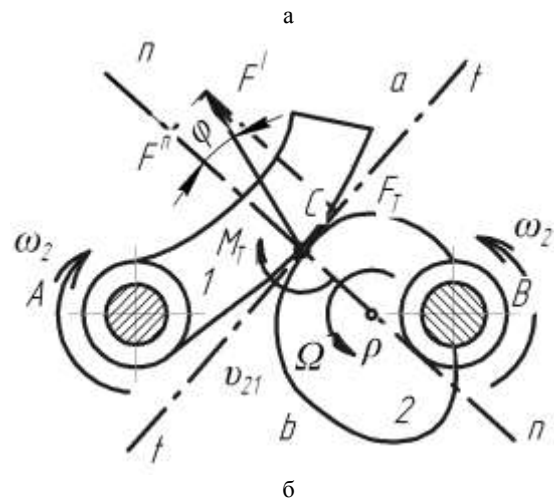
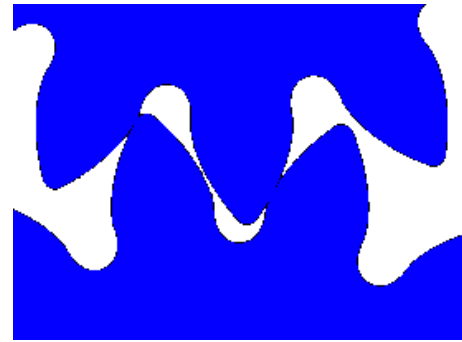


Рис. 3. – Относительное движение элементов звеньев, входящих в высшие пары:

а – эвольвентное зацепление; б – пара с взаимогнбимыми кривыми

Полная реакция F' звена 2 на звено 1 приложена к точке касания C звеньев и отклонена от направления общей нормали на угол трения ψ в сторону, противоположную вектору относительной скорости скольжения v_{21} . Величина силы трения F_T , приложенной к звену 1, определяется по формуле

$$F_T = fF^n, \quad (3)$$

где f – коэффициент трения скольжения.

Сопротивление, возникающее при перекачивании элементов пар друг по другу с угловой скоростью Q , может быть учтено введением момента трения качения M_c (рис. 3.в), направление которого противоположно угловой скорости Ω .

Физические явления, вызывающие момент трения качения M_T , изучены мало, в технических расчетах пользуются в основном данными, полученными при экспериментах, проводимых над различными конкретными цилиндрическими зубчатыми передачами шпиндельных бабок тяжелых токарных станков с ЧПУ, приводами суппортов, приводов машин.

Многочисленные эксперименты показывают, что сопротивление перекачиванию зависит от упругих свойств материалов соприкасающихся эвольвентных поверхностей цилиндрических зубчатых колес, кривизны соприкасающихся поверхностей и величины

прижимающей силы. На преодоление сопротивлений при перекачивании зубчатых колес тратится работа. Работа эта расходуется на деформацию поверхностей касания. Пусть, например, имеется неподвижный цилиндр, лежащий на плоскости (рис. 4) и нагруженный некоторой силой F .

В зоне касания цилиндра и плоскости возникает местная деформация контактного сжатия на площадке шириной b . Согласно положениям теории упругости напряжения приближенно могут быть приняты распределенными по эллиптическому закону. При этом кривая распределения напряжений симметрична и, следовательно, линия действия равнодействующей F' этих напряжений совпадает с линией действия силы F .

Начнем перекачивать цилиндр (рис. 5). Тогда участок ac площадки контактного сжатия будет находиться в зоне нарастающих деформаций, а участок ae – в зоне исчезающих деформаций.

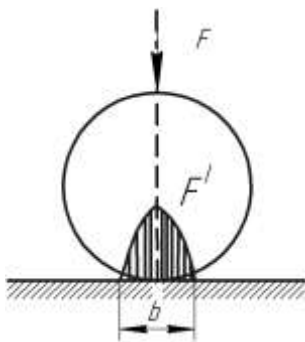


Рис. 4 – Эпюра напряжений контактного сжатия на деформированной площадке цилиндра

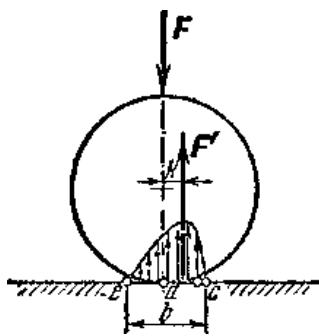


Рис. 5 – Искаженная форма эпюры напряжений контактного сжатия, получающаяся при перекачивании цилиндра

Из-за внутреннего трения в материале имеет место несовпадение кривых нагрузки и разгрузки материала (явление упругого последствия или гистерезиса). Поэтому кривая напряжений в области нарастающих деформаций выше кривой в области исчезающих деформаций. Следовательно, распределение напряжений по площадке b оказывается несимметричным с максимумом, сдвинутым в сторону движения. Равнодействующая F' напряжений смещена

вправо от точки a на величину k . Величину k называют плечом силы трения качения. При качении необходимо преодолеть некоторый момент M_T , называемый моментом трения качения, величина которого равна

$$M_T = Fk. \quad (4)$$

Здесь коэффициентом пропорциональности является плечо момента трения качения k , которое называется также коэффициентом трения качения.

Пусть под действием внешней силы F'' (рис. 6), приложенной в точке O , цилиндр A равномерно перекачивается без скольжения по плоскости B . Равномерное перекачивание цилиндра происходит под действием пары сил F'' и F_0 , где F_0 – сила трения скольжения, приложенная в точке C и равная по величине силе F'' . Сила F_0 есть сила трения покоя, равная по величине $F_0 \leq F f_n$, где f_n – коэффициент трения покоя, или как его называют в этих случаях – коэффициент сцепления цилиндра с плоскостью. Пара сил, под действием которой цилиндр A перекачивается по плоскости, имеет момент $M = F''r$, где r есть радиус цилиндра.

При равномерном качении цилиндра этот момент M равняется по абсолютной величине моменту сопротивления перекачиванию, т. е. моменту трения качения

$$F''r = M_T = Fk. \quad (5)$$

Из равенства (5) следует, что величина силы F'' прямо пропорциональна коэффициенту трения качения и обратно пропорциональна радиусу цилиндра.

Коэффициент трения качения обычно измеряется в миллиметрах.

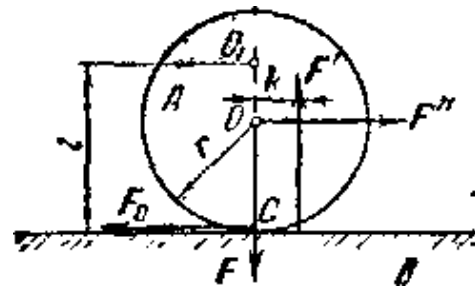


Рис. 6 – Распределение сил, действующих на катящийся цилиндр

Под действием силы F'' (рис. 6) при одних условиях цилиндр может перекачиваться, а при других – скользить.

Рассмотрим, при каких условиях наблюдается трение качения и при каких трение скольжения. Пусть цилиндр A перемещается равномерно по плоскости B под действием силы F'' , приложенной в центре O и параллельной плоскости B (рис. 6). Если нормальное давление в точке C касания равно F , то сопротивление трения скольжения F_0 равно

$$F_0 = f_n F, \quad (6)$$

и, следовательно, чтобы цилиндр равномерно скользил по плоскости, необходимо, чтобы величина силы F'' была равна

$$F'' = f_{\Pi} F. \quad (7)$$

Условие равномерного качения определяется равенством

$$F'' r = k F. \quad (8)$$

Чтобы цилиндр только скользил по плоскости, необходимо, чтобы кроме условия $F'' = f_{\Pi} F$ удовлетворялось еще условие

$$F'' r < k F, \quad (9)$$

откуда

$$F f_{\Pi} r < k F, \text{ или } f_{\Pi} = \frac{k}{r}. \quad (10)$$

Чтобы цилиндр только перекачивался по плоскости, необходимо, чтобы, кроме условия $F'' r = k F$, удовлетворялось еще условие

$$F'' < f_{\Pi} F. \quad (11)$$

Откуда

$$f_{\Pi} > \frac{k}{r} \quad (12)$$

Если сила F'' приложена не в точке O цилиндра (рис. 6), а в какой-либо другой точке, например в точке O_1 находящейся на заданном расстоянии l от плоскости, необходимо во всех выведенных соотношениях величину r заменять величиной l . Так как на практике работа сопротивлений перекачиванию почти всегда меньше работы сопротивлений трению скольжения.

При трении качения сопрягаемых эвольвентных поверхностей зубья перекачиваются один по другому без скольжения и поверхности их касаются друг друга только по линии или в одной точке, причем по мере контактного перекачивания зубьев линия зацепления или точка касания все время сменяется новой, что наблюдается, например, при перекачивании (без скольжения) зубьев колес в цилиндрической зубчатой передаче на определенном участке (рис. 7).

В зубчатых передачах как раз и сочетаются: трение качения-скольжения-качения в зоне делительного диаметра на участке эвольвентного профиля (рис. 8)

$$h = \pm 0,3m, \quad (13)$$

где m -модуль зубчатой передачи.

Зубчатые передачи в приводах машин, высокоточных тяжелых токарных станках с ЧПУ находят

применение в шпиндельных узлах, механизмов перемещения суппортов, задних бабок.

Используя тот или иной механизм, мы совершаем работу, всегда превышающую ту, которая необходима для достижения поставленной цели. В соответствии с этим различают полную или затраченную работу A_z и полезную работу A_n . Если, например, наша цель – поднять груз массой M_0 на высоту H , то полезная работа – это та, которая обусловлена лишь преодолением силы тяжести, действующей на груз. При равномерном подъеме груза, когда прикладываемая нами сила равна силе тяжести груза, эта работа может быть найдена следующим образом:

$$A_n = F_{mh} = M_0 g H. \quad (14)$$

Если же мы применяем для подъема груза блок или какой-либо другой механизм, то, кроме силы тяжести груза, нам приходится преодолевать еще и силу тяжести частей механизма, а также действующую в механизме силу трения. Например, используя подвижный блок, мы вынуждены будем совершать дополнительную работу по подъему самого блока с тросом и по преодолению силы трения в оси блока. Кроме того, выигрывая в силе, мы всегда проигрываем в пути, что также влияет на работу. Применительно к зубчатым передачам затраченная работа всегда больше полезной:

$$A_z > A_n \quad (15)$$

Полезная работа всегда составляет лишь некоторую часть полной работы, используя механизм. Физическая величина, показывающая, какую долю составляет полезная работа от всей затраченной работы, называется коэффициентом полезного действия механизма (КПД). Чтобы найти КПД механизма, надо полезную работу разделить на ту, которая была затрачена при использовании данного механизма.

Коэффициент полезного действия выражают в процентах и обозначают η :

$$\eta = \frac{A_n}{A_z} 100\% \quad (16)$$

Поскольку числитель A_n в этой формуле всегда меньше знаменателя A_z , то КПД всегда оказывается меньше 1 (или 100%).

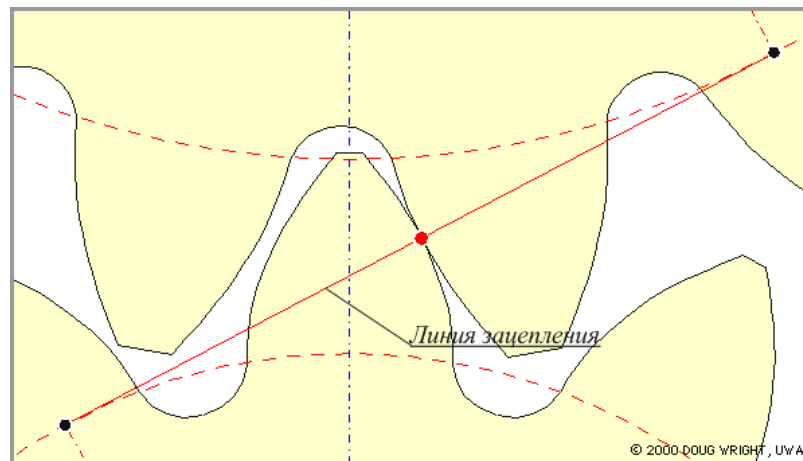
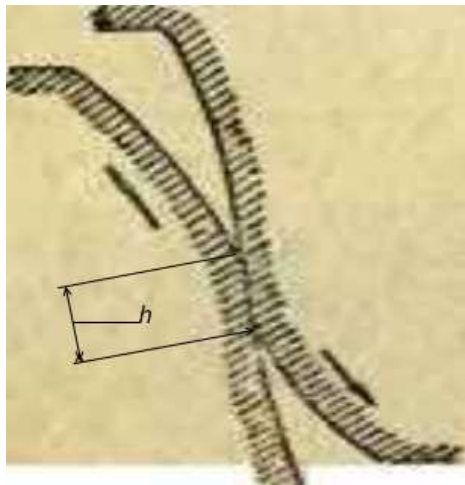


Рис. 7 – Контактирование зубьев зубчатых колес по линии зацепления

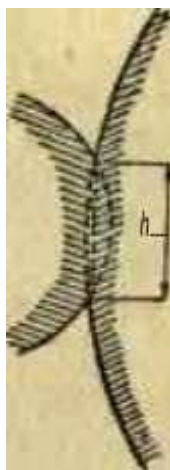
Потеря энергии на трение в зубчатых передачах доходит до 10% от всей потери энергии на преодоление трения. В зубчатой передаче потеря энергии происходит в зубьях вследствие их трения при несоответствии точности изготовления зубчатых передач по нормам кинематической точности, нормам плавности, нормам бокового зазора согласно требованиям ГОСТ1643-81 и особенностью трибологического контактирования эвольвентных сопрягаемых поверхностей.

У зубчатых колес изготовленных по степени точности 6-7-7ВГОСТ1643-82 и обильной смазке коэффициент полезного действия в среднем достигает $\eta = 0,95$, для зубчатых колес изготовленных по степени точности 8ВГОСТ1643-82 коэффициент полезного действия в среднем достигает $\eta = 0,92$.

Потеря энергии, происходящая вследствие трения сопрягаемых эвольвентных поверхностей зубьев цилиндрических зубчатых колес при внешнем зацеплении в основном происходит на соответствующих участках линии зацепления h (рис. 8).



а



б

Рисунок 8 – Изнашивание зубьев, происходящее вследствие продолжительного скольжения сопрягаемых эвольвентных поверхностей: а – участок h проскальзывания зубьев; б – участок изнашивания h сопрягаемых зубьев

При внутреннем зацеплении на соответствующих участках контакта h (рис. 9) при скольжении зубьев происходит интенсивный износ ведомого колеса.

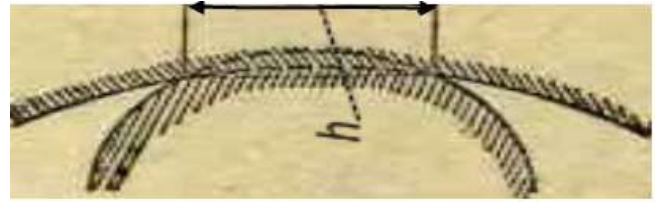


Рисунок 9 – Изнашивание зубьев, происходящее вследствие продолжительного скольжения сопрягаемых эвольвентных поверхностей с внутренним зацеплением

В полюсе зацепления происходит смена направлений скольжения. В приработанных зубчатых колесах наблюдается явно выраженная пограничная линия между профилями сопрягаемых зубьев колес.

Вследствие значительного удельного давления при скольжении интенсифицируется износ зубьев на участке h (рис. 8) делительного диаметра. Уменьшая угол исходного контура α_0 от 20° до 15° участок проскальзывания зубьев h уменьшается в 2,5 раза, но при этом уменьшается прочность зуба, т.к. утоняется ножка зуба (рис. 10)

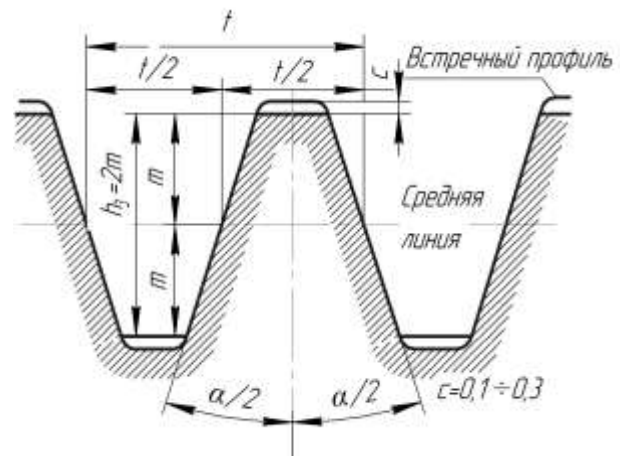


Рисунок 10 – Основные параметры исходного контура зубчатого зацепления с углом исходного профиля $\alpha/2$

Изменение профиля зависит кроме того от сопротивляемости материала зуба, от передаточного числа, продолжительности зацепления. При благоприятных условиях совместная работа нескольких пар зубьев может уменьшить износ наиболее подверженных этому участков профиля.

Износ, изменяя профиль зубьев, ведет к нарушению эвольвентного зацепления (рис. 8), которое для пары профилей и участок контактирования постоянно меняется одновременно с изменением отклонения профиля. Износ точек профиля, лежащих на начальной окружности, происходит в местах, где существует скорость скольжения, т. е. во всех точках зацепления.

При отклонении профиля зубьев в следствии износа резко ухудшаются показатели плавности и кинематической точности зубчатой передачи.

При больших окружных скоростях необходимо учитывать помимо динамических нагрузок и усилия трения в зубчатых передачах.

В то же время при врезании вершины зуба шестерни во впадину сопрягаемого зуба колеса происходит интенсивное изнашивание профиля зуба колеса у ножки за счет шабрения вершины зуба шестерни, и таким образом возникает повышенный износ у ножки зуба колеса. Причиной быстрого износа зубьев является несоответствие точности зацепления и в меньшей степени нагрузка шестерни. Поэтому зубчатые быстроходные и тяжело нагруженные колеса должны изготавливаться с повышенной точностью. Для исключения эффекта шабрения вершины зубьев шестерни необходимо обязательно вершины зубьев изготавливать скругленными с радиусом ρ

$$\rho = 0,3 t, \quad (17)$$

где ρ – радиус округления вершины зубьев, мм, t – модуль, мм.

В зубчатых цилиндрических передачах трение качения значительно меньше трения скольжения, поэтому одной из преувеличивающих научных направлений является нахождение путей, направленных на уменьшение и сведение до минимума участка скольжения сопрягаемых эвольвентных профилей зубчатых колес и исследование процессов контактирования с учетом изменения параметров состояния поверхностного слоя зубьев (шероховатости, волнистости, твердости, физико-механических свойств материала зубчатых колес).

Выводы.

Контактирование цилиндрических зубчатых передач и технологических процессов формообразования цилиндрических зубчатых колес определяют условия трибологии зацепления зубьев.

В зубчатой передаче потеря энергии происходит в зубьях вследствие их трения при несоответствии точности изготовления зубчатых передач по нормам кинематической точности, нормам плавности, нормам бокового зазора согласно требованиям ГОСТ 1643-81.

В полюсе зацепления происходит смена направлений скольжения. В приработанных зубчатых колесах наблюдается явно выраженная пограничная линия между профилями сопрягаемых зубьев колес.

Показано, что при силовых расчетах цилиндрических зубчатых колес необходимо учитывать помимо динамических нагрузок и усилия трения качения-скольжения в зубчатых передачах.

При вступлении в контакт вершины зуба шестерни с впадиной сопрягаемого зуба колеса происходит интенсивное изнашивание профиля зуба колеса у ножки за счет шабрения вершины зуба шестерни, и таким образом возникает повышенный износ у ножки зуба колеса.

Для исключения эффекта шабрения вершины зубьев шестерни необходимо обязательно вершины зубьев изготавливать скругленными с радиусом.

Список литературы: 1. Базров, Б. М. Основы технологии машиностроения / Б. М. Базров. – М.: Машиностроение, 2005. – 736 с. 2. Демкин, Н. Б. Качество поверхности и контакт деталей машин / Н. Б. Демкин, Э. В. Рыжов. – М., 1981. – 244 с. 3. Инженерия поверхностей деталей / Колл. Авт.; под ред. А. Г. Суслова. М.: Машиностроение. 2008. – 320 с. 4. Кане М. М. Управление качеством продукции машиностроения / М. М. Кане, А. Г. Суслов, О. А. Горленко и др. под общ. ред. д. т. н. М. М. Кане. – М.: Машиностроение, 2010. – 416 с. 5. Рыжов, Э. В. Технологические методы повышения износостойкости деталей машин / Э. В. Рыжов. – К.: Техніка, 1984. – 272 с. 6. Рыжов, Э. В. Контактирование твердых тел при статических и динамических нагрузках / Э. В. Рыжов, Ю. В. Колесников, А. Г. Суслов. – К.: Техніка, 1982. – 172 с. 7. Технология производства и методы обеспечения качества зубчатых колес и передач / Под общ. ред. В. Е. Старжинского, М. М. Кане. – С-Пб.: Профессия. 2007. – 832 с. 8. Тимофеев Ю. В. Научные предпосылки определения условий формирования величин упрочненного слоя при формообразовании крупномодульных зубчатых колес / Ю. В. Тимофеев, А. Н. Шелковой, А. А. Ключко // Вісник Національного технічного університету КПІ: зб. наук. пр. Тематичний випуск: Проблеми механічного приводу. – Київ: НТУ КПІ, 2012. – № 64. – С. 288–293.

Bibliography (transliterated): 1. Bazrov, B. M. *Osnovyi tehnologii mashinostroeniya* / B. M. Bazrov. – Moscow: Mashinostroenie, 2005. – 736 P. 2. Demkin, N. B. *Kachestvo poverhnosti i kontakt detaley mashin* / N. B. Demkin, E. V. Ryizhov. – Moscow, 1981. – 244 P. 3. *Inzheneriya poverhnostey detaley* / Koll. Avt.; pod red. A. G. Suslova. Moscow: Mashinostroenie. 2008. – 320 P. 4. Kane M. M. *Upravlenie kachestvom produktsii mashinostroeniya* / M. M. Kane, A. G. Suslov, O. A. Gorlenko i dr. pod obsch. red. d. t. n. M. M. Kane. – Moscow: Mashinostroenie, 2010. – 416 P. 5. Ryizhov, E. V. *Tehnologicheskie metodyi povyisheniya iznosostoykosti detaley mashin* / E. V. Ryizhov. – Kiev: Tehnlka, 1984. – 272 P. 6. Ryizhov, E. V. *Kontaktirovanie tverdyih tel pri staticheskikh i dinamicheskikh nagruzkah* / E. V. Ryizhov, Yu. V. Kolesnikov, A. G. Suslov. – Kie: Tehnlka, 1982. – 172 P. 7. *Tehnologiya proizvodstva i metodyi obespecheniya kachestva zubchatyih kolez i peredach* / Pod obsch. red. V. E. Starzhinskogo, M. M. Kane. – Sankt Peterburg.: Professiya. 2007. – 832 P. 8. Timofeev Yu. V. *Nauchnyie predposylki opredeleniya usloviy formirovaniya velichin uprochnennogo sloya pri formoobrazovanii krupnomodulnyih zubchatyih kolez* / Yu. V. Timofeev, A. N. Shelkovoy, A. A. Klochko // *Visnik Natsionalnogo tehnichnogo univrsitetu KPI: zb. nauk. pr. Tematichniy vipusk: Problemi mehanichnogo privodu*. – Kiev: NTU KPI, 2012. – No 64. – P. 288–293.

Поступила (received) 14.11.2015

Ключко Александр Александрович – док. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»; тел.: (057)-720-66-25;

Klochko Aleksandr Aleksandrovych – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», tel.: (057)-720-66-25;

Гасанов Магамедэмин Исамагомедович – проректор по научно-педагогической работе, канд. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»; тел.: (057)-720-66-25;

Hasanov Mahamedmyn Ysamahomedovych – Vice-rector for scientific and pedagogical work, Candidate of Technical Sciences, Professor of National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», tel.: (057)-720-66-25;

Басова Евгения Владимировна – канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»; тел.: (057)-720-66-25, e-mail: evgeniya.ivaschenko@mail.ru;

Basova Evhenyia Vladymyrovna – Candidate of Technical Sciences, Docent of National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», tel.: (057)-720-66-25; e-mail: evgeniya.ivaschenko@mail.ru.