

УДК 621.01

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЗУБЬЕВ МЕХАНИЧЕСКОЙ КПП БЕЗ РАЗРЫВА ПОТОКА ПЕРЕДАВАЕМОЙ МОЩНОСТИ В ПРОЦЕССЕ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

Александр Николаевич Михайлов¹, д-р техн. наук**Борис Степанович Котляров¹**, канд. техн. наук**Велидар Борисович Котляров¹****Светозар Борисович Котляров¹**¹ Донецкий национальный технический университет, ДНР, РоссияТел.: +7 (964) 7045362; E-mail: velidarkotlarov@mail.ru

Аннотация. В данной статье исследуется процесс взаимодействия зубьев в прямозубом эвольвентном зацеплении шестерни и блок-вала колес в зоне контакта в процессе переключения передач в механической коробке передач без разрыва потока передаваемой мощности (МКПП без разрыва ППМ) [1]. Точка контакта на зубе блок-вала колес перемещается от вершины зуба к ножке и по ширине зуба от одного края к другому, образуя траекторию перемещения по диагонали, при одновременном воздействии штатных сил зацепления, а также осевой силы, прилагаемой к шестерне с целью переключения передачи. Такая особенность взаимодействия характерна только для ограниченного сектора зубчатых венцов блок-вала колес, принимающих участие в процессе пересопряжения шестерни без прерывания зацепления с одного колеса на другое. Износным явлениям в зубьях углового сектора переключения передачи подвержены зоны модифицированной боковой поверхности, по которым проходит траектория перемещения зоны контакта.

Ключевые слова: шестерня, зубчатое колесо, точка контакта, зона контакта, боковая поверхность, воздействие, траектория перемещения.

KINEMATIC INTERACTION OF TEETH BLOCK-SHAFT OF MANUAL TRANSMISSION WHEEL WITHOUT BREAKING THE PPR DURING THE GEAR SHIFTING PROCESS

Aleksandr N. Mihailov, D. Eng.**Boris S. Kotlyarov**, Ph. D.**Velidar B. Kotlyarov****Svetozar B. Kotlyarov**

Abstract. This article examines the interaction of teeth in a spur involute engagement of a pinion and a wheel block shaft in the contact zone during gear shifting in a manual transmission without interruption of the transmitted power flow (MTCP). The contact point on the wheel block shaft tooth moves from the crest to the root and along the tooth width from one edge to the other, forming a diagonal movement trajectory, under the simultaneous action of standard engagement forces and an axial force applied to the gearbox for gear shifting. This interaction feature is characteristic only of a limited sector of the wheel block shaft toothed rims participating in the process of gear re-engaging without interruption of engagement from one wheel to another. The zones of the modified lateral surface along which the contact zone

movement trajectory passes are subject to wear phenomena in the angular sector of the gear shift.

Keywords: pinion, toothed wheel, contact point, contact zone, lateral surface, impact, movement trajectory.

Введение

В МКПП без разрыва ППМ зубчатое зацепление в рабочем режиме осуществляется как в обычной коробке переключения передач (КПП) с прямозубыми зубчатыми колесами [2]. Существенное отличие в кинематике зубчатого зацепления МКПП происходит в момент переключения передачи. Это момент переацепления, когда зубья шестерни не вышли полностью из зацепления с одним венцом, а уже вошли в зацепление с другим венцом блок-вала колес [3, 4]. Сведения в литературных источниках о такой схеме переключения передач при вращающихся зубчатых колесах присутствуют только в работах авторов статьи [1, 3, 4] и др. Актуальным является вопрос исследования условий взаимодействия в зацеплении зубьев колес и шестерни в процессе переключения передач, особенно в зоне углового сектора блок-вала колес. Важно исследовать характер кинематического взаимодействия зубьев колес при переключении передачи в условиях дополнительного осевого воздействия на шестерню при зацеплении шестерни и блок-вала колес без прерывания. Надо отметить взаимодействие зубьев шестерни и зубьев углового сектора блок-вала колес в перемещающейся точке контакта по траектории, наклонной к линии зубьев. Причем, решающее значение для долговечности передачи имеет контактное напряжение на модифицированных зубьях блок-вала колес в подвижной точке контакта.

Для этого решаются следующие задачи.

1. Рассматриваются условия зацепления для одной пары зубьев шестерни и углового сектора зубчатого венца блок-вала колес в предположении, что идентичные условия соблюдаются и для других пар зубьев шестерни и зубьев углового сектора блок-вала колес. В общем случае в процессе переключения передач участвуют от 3 до 5 пар зубьев в соответствии с количеством зубьев углового сектора блок-вала колес, предназначенных для переключения передач в зависимости от параметров передачи.

2. Исследуется характер формирования эллиптической зоны в окрестности точки контакта, в которой возникают контактные напряжения модифицированных зубьев.

3. Исследуется порядок формирования силового воздействия в точке контакта в условиях ее перемещения по траектории поверхности зубьев углового сектора с учетом ограничительных условий осуществления процесса переключения передач в МКПП.

1. Основное содержание работы

Траектории перемещения точек контакта с окрестностями точки в зоне взаимодействия для трех зубьев блок-вала колес схематически приведены на рисунке 1.

На рисунке точки входа в зацепление последующего зуба находятся ближе к торцу колеса на некоторое расстояние δ в зависимости от коэффициента перекрытия зацепления за счет одновременного зацепления нескольких зубьев (2 – 3 зуба) в разных фазах сопряжения. Траектория точек K_1 , K_2 , и K_3 перемещения зоны контакта строго не является прямой линией, так как при изменении межосевого расстояния в процессе переключения передач одновременно изменяется и угловая скорость вращения блок-вала колес. Но для упрощения геометрического представления в настоящей работе примем траекторию перемещения точек K_i по прямой линии траектории с углом наклона γ_i к линии торцевого сечения и боковой поверхности зуба. Угол γ_i для траектории точки K_i

на каждом зубе будет отличаться на некоторую угловую величину, зависящую от точки входа в контакт, от ширины зубчатого венца и количество зубьев углового сектора, участвующих в переключении передачи, а также от быстродействия механизма перевода шестерни в новое положение при переключении передачи.

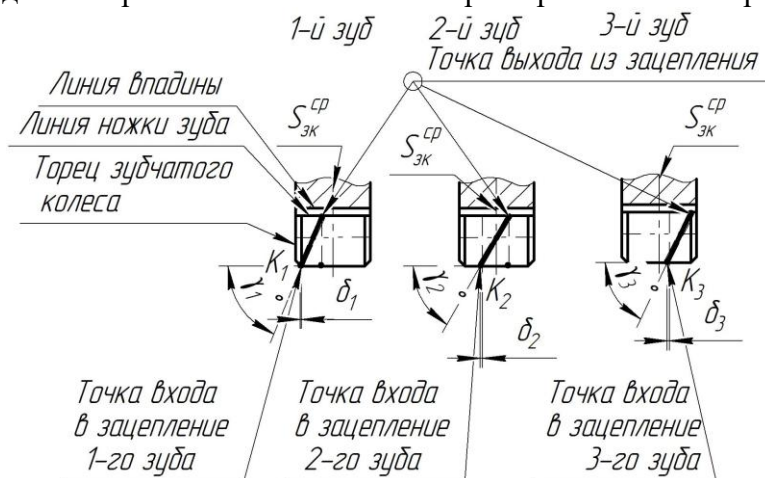


Рисунок 1. Траектории перемещения точек и зон контакта зубьев при переключении передачи

Силы, действующие у точки контакта в зацеплении при переключении передач, и возникающие реакции упрощенно приведены на рисунке 2, как для сил, действующих на плоскости.

Это допущение позволяет упростить рисунки и схемы графического изображения, а также упростить выражения математических моделей при описании взаимодействия с учетом скоростей и сил при контакте поверхностей в точке сопряжения боковых поверхностей зубьев.

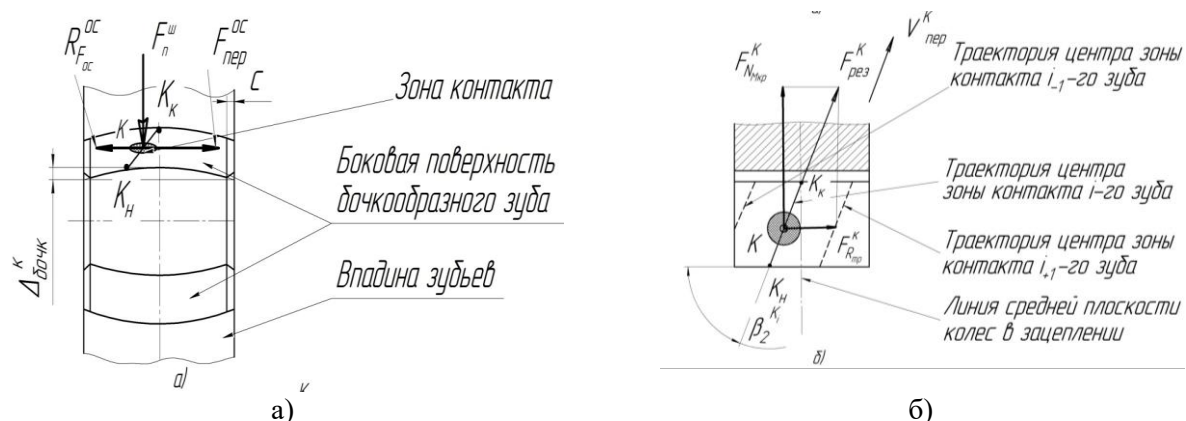


Рисунок 2. Силы и реакции у точки K контакта зубьев в зацеплении колеса и шестерни.
а) вид на бочкообразный зуб с вершины; б) боковая поверхность зуба.

Допущение для решения задачи на плоскости, позволяет упростить выражения для расчетов с минимальной погрешностью из-за малости величины бочкообразности модифицированных зубьев. Основная сила, передающая крутящий момент, это $F_{ш}^T$, тангенциальная составляющая силы от $M_{кр}^{ш}$, определяется из выражения [4, 5]

$$F_u^T = \frac{M_{\kappa p}^u}{R_{\kappa p}^u}, \quad (1)$$

где – M_{kp}^w – момент крутящий, передаваемый с вала шестерни на колесо;

R_{mc}^{ii} – радиус текущей точки контакта K , отсчитываемый от оси шестерни.

При этом радиальная сила F^R возникает из-за угла профиля зуба и стремится раздвинуть валы: $F^R = F_{\text{ш}}^T \cdot \operatorname{tg}(\alpha)$.

Полная сила, действующая на зубья колеса, при переключении передачи зависит от нормальной силы F_n , действующей перпендикулярно поверхности зуба (без учета сил трения), $F_n = F_{\text{ш}}^T \cos(\alpha)$, и осевой составляющей $F_{\text{пер}}^{\text{ос}}$, перемещающей шестерню.

Полная сила $\vec{F}_{\Sigma}$ определяется суммарным вектором силы, действующего в точке контакта, который наклонен к нормали профиля на угол, зависящий от осевого смещения и коэффициента трения.

$$\vec{F}_{\Sigma} = \vec{F}_n + \vec{F}_{\text{пер}}^{\text{ос}}, \quad (2)$$

где $\vec{F}_n$ – вектор нормальной составляющей силы, действующей на зуб; $\vec{F}_{\text{пер}}^{\text{ос}}$ – вектор силы осевой составляющей от силы перемещения шестерни.

Сила $F_{\text{ш}}^N$ действует по нормали на боковую поверхность зуба колеса с переменной величиной, при перемещении точки контакта от вершины к ножке зуба. При проскальзывании возникает составляющая сил трения, направленная, от вершины к ножке зуба в плоскости, перпендикулярной оси блок-вала колес.

В момент переключения передачи в точке контакта на поверхности зуба добавляется сила бокового воздействия $F_{\text{ш}}^{\text{б}}$, приложенного к шестерне для обеспечения перевода шестерни на оси из положения зацепления с одним колесом в положение зацепления с другим колесом блок-вала колес. Поэтому в точке K , возникает боковая сила $F_{\text{пер}}^{\text{ос}}$, действующая в направлении оси, а также возникает реакция $R_{F_{\text{ос}}}^{\text{ос}}$ на эту силу. Результирующая сила $F_{\text{рез}}^K$ направлена под углом β , определяющим траекторию перемещения точки K .

При действии боковой силы $F_{\text{пер}}^{\text{ос}}$ перемещения шестерни $\Delta(t)$, положение центра мгновенного контакта y_c становится функцией скорости шестерни $f(\omega_{\text{ш}})$:

$$\Delta(t) = y_c = f(\omega_{\text{ш}}), \quad (3)$$

где y_c – координата центра контакта в точке K , определяется величиной $\Delta(t)$ перемещения точки K под действием боковой силы вдоль линии зуба колеса.

Следует учитывать, что траектория точки K начинается от вершины зуба к ножке и от одного края к другому на ограниченном участке ширины венца. Длина участка $\Delta(t)$ по ширине зуба определяется параметрами самих венцов шестерни и колеса, а также кинематикой переключения передачи.

На рисунке 1 и рисунке 2б указано, что траектории перемещения точки контакта определяются углом γ_i и числом зубьев углового сектора, принимающих участие в переключении передачи. На каждый зуб приходится часть ширины зуба, на участке которой происходит зацепление с зубьями шестерни. При количестве зубьев углового сектора n_z^{yc} длина одного участка l_i^B определяется следующим образом:

$$l_i^B = \frac{B}{n_z^{\text{yc}}}, \quad (4)$$

где B – ширина зубчатого венца колеса.

Длина l_i пути перемещения точки контакта одного зуба по траектории определяется:

$$l_i = \frac{l_i^B}{\cos \gamma_i}, \quad (5)$$

где γ_i – угол между линией направления зуба (параллельно оси колеса) и условной линией траектории перемещения точки K контакта зубьев в зацеплении во время переключения передачи.

Определить соотношение параметров зубьев, оказывающих влияние на характер взаимодействия в точке контакта, можно на основании анализа кинематической цепи и скоростей перемещения подвижных элементов. Угловая скорость ω_j^k вращения зубчатых венцов в контакте с шестерней определяется как $\omega_{ji}^k = \omega_{ш} / u_j$ (здесь ω_j^k – угловая скорость j -го венца блок-вала колес; u_j – передаточное отношение от шестерни на j -й зубчатый венец блок-вала колес; $\omega_{ш}$ – угловая скорость шестерни).

Период T_j вращения блока-вала в зацеплении j -м зубчатым венцом с шестерней равен $T_j = \frac{2\pi}{\omega_j^k} = \frac{2\pi \cdot u_j}{\omega_{ш}} = \frac{60u_j}{n_{np}}$, где n_{np} – число оборотов привода МКПП (об/мин).

Время t_j^{nep} , необходимое для осуществления переключения передачи определяется:

$$t_j^{nep} = \frac{z_j^{yc} \cdot T_j}{Z_j}, \quad (6)$$

где Z_j – число зубьев j -го зубчатого венца блок-вала колес;

z_j^{yc} – число зубьев углового сектора j -го зубчатого венца блок-вала колес, принимающих участие в процессе переключения передач.

Конструктивные особенности МКПП требуют, чтобы ширина венца шестерни была на 20% больше межвенцового расстояния блок-вала колес. При этом шаг размещения зубчатых венцов $S_{зв}$ равен сумме ширины венца $B_{зв}$ и ширине проточки s_{np} между зубчатыми венцами ($S_{зв} = B_{зв} + s_{np}$). Тогда быстродействие механизма перевода шестерни в новое положение должно быть таким, чтобы за время t_j^{nep} , увеличенное в 1,8 раза, шестерня переместилась на расстояние $t_{зв}$. Скорость $V_{ш}^{nep}$ перемещения шестерни можно определить из выражения:

$$V_{ш}^{nep} = \frac{S_{зв}}{1,8 \cdot t_j^{nep}}. \quad (7)$$

Надо учитывать, что из-за бочкообразности зубьев пятно контакта представляет собой эллипс. При смещении шестерни вдоль оси этот эллипс перемещается по «линии контакта», которая из-за геометрии бочки превращается в кривую на поверхности зуба.

Полная нагрузка в зацеплении P_{total} складывается из нормальной силы P_n и осевой составляющей F_{ax} . Инженерный расчет требует определения суммарного вектора силы, действующего в точке контакта, который будет наклонен к нормали профиля на угол, зависящий от осевого смещения и коэффициента трения [5, 6, 7].

В процессе взаимодействия зубьев шестерни колеса в зоне контакта возникают контактные напряжения [9, 10]. Максимальное напряжение $\sigma_H^{\max}$ от нормальной силы P_n в центре перемещающегося эллиптического пятна рассчитывается следующим образом:

$$\sigma_H^{\max} = \frac{3P_n}{2\pi ab}, \quad (8)$$

где a и b – большая и малая оси образованного и принятого к расчету эллипса в окрестностях точки контакта K .

Полуоси эллипса a и b зависят от эквивалентных радиусов кривизны. Поскольку шестерня движется по ширине зуба, при строгом рассмотрении, радиусы кривизны R_b могут быть переменными (если бочкообразность выполнена по некруговой дуге), что приведет к изменению размеров эллиптической зоны контакта $a_{(\phi)}$ и $b_{(\phi)}$ в процессе цикла зацепления. При строгом подходе к пониманию эллиптической зоны в окрестностях точки контакта надо учитывать, что размеры осей эллипса являются величинами переменными вследствие образования дугами разной кривизны.

Принципиальный порядок определения бочкообразности зубьев блок-вала колес в угловом секторе переключения передач можно выполнить согласно алгоритму, приведенному на рисунке 3.

Вследствие усложнения динамики и кинематики относительного перемещения шестерни и блок-вала колес в момент переключения передачи имеем изменение кинематики скольжения в точке контакта.

В стандартном зацеплении вектор скорости скольжения направлен по высоте зуба (перпендикулярно линии контакта). При появлении боковой сдвигающей силы, вызывающей осевое смещение, возникает дополнительная составляющая скорости вдоль оси зуба. Результирующий вектор скорости скольжения становится диагональным. Согласно закону износа Арчарда, величина износа прямо пропорциональна пути трения. Увеличение модуля вектора скорости и изменение его направления приводят к тому, что суммарный путь трения в каждой точке контакта возрастает, что интенсифицирует абразивный и адгезионный износ [11, 12, 13].

Так как точка контакта перемещается от одного края зуба к другому, возникает риск «краевого удара» даже при наличии краевой модификации зубьев, если величина осевого смещения превысит эффективную ширину модификации, а перезацепления на другой зубчатый венец еще не выполнен. Схема расчета должна включать проверку условия:

$$|y_c| + b < \frac{B}{2}, \quad (9)$$

где B – ширина зубчатого венца блок-вала колес. При этом знак равенства в выражении (4) означает граничный случай, который может приводить к повышению в точке контакта максимальных контактных напряжений, приводящих к выкрашиванию.

Если условие нарушается, необходимо переходить от модели Герца к расчету контактных напряжений для тел конечных размеров [11, 14] (численные методы).

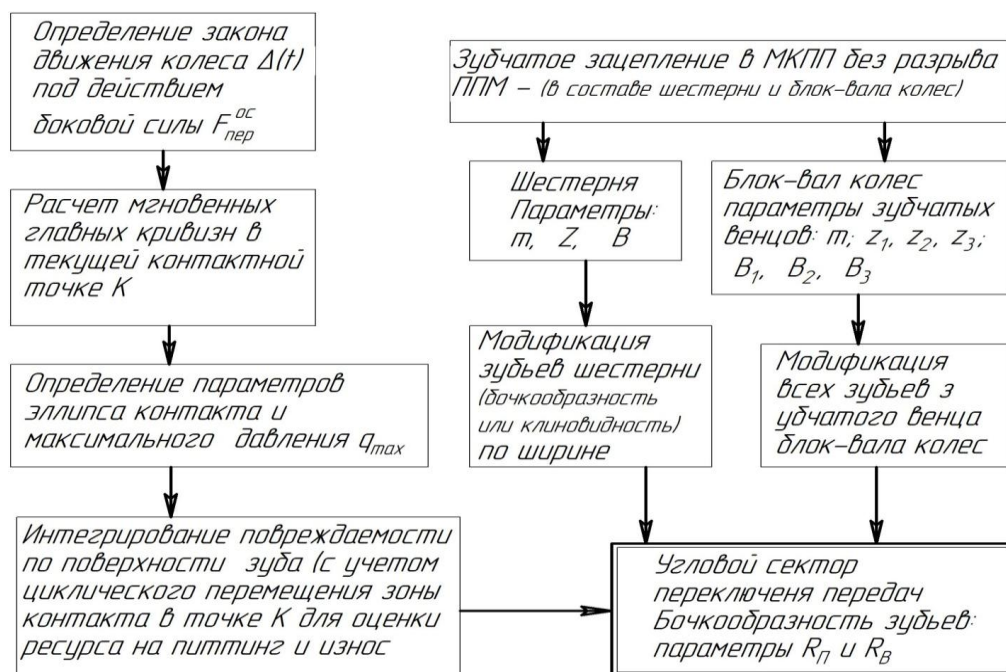


Рисунок 3. Алгоритм решения для определения бочкообразности зубьев.

На рисунке 4 представлена схематично кривая линия относительного перемещения точки K контакта зубьев шестерни и j – го венца колеса блок-вала колес с указанием зоны возникающих контактных напряжений. Фактически эти точки смещаются не дискретно, а непрерывно с последовательным введением постоянно меняющихся точек и возникающих зон контактных напряжений на глубину δ_i^w для шестерни в i – ой точке и на глубину δ_i^{jk} для j – го венца блок вала колес.

Для минимизации чувствительности передачи к осевым смещениям зубчатых колес в зацеплении необходимо решить обратную задачу: подобрать такой радиус продольной модификации R_B , который обеспечит минимальный градиент контактных напряжений.

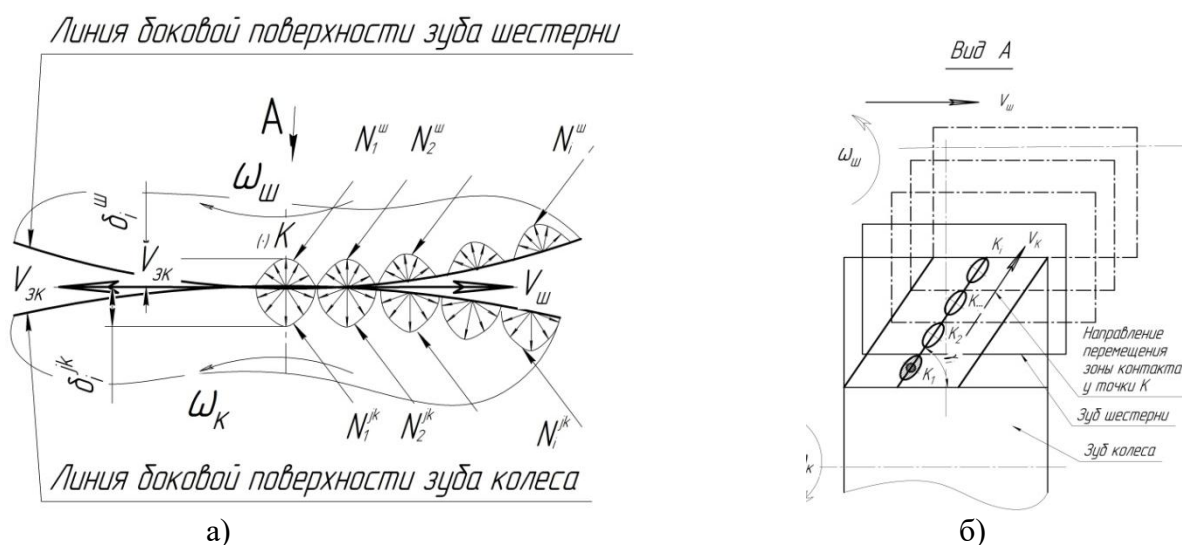


Рисунок 4. Схематическое относительное перемещение точки «К» контакта зубьев

На рисунке 4, а показано условно «дискретное» относительное скользящее перемещение точки K контакта боковых поверхностей зубьев шестерни вдоль линии профиля зуба колеса, которое выполняется под углом γ_i (рисунок 4б) к линии наружного диаметра зуба.

В МКПП без разрыва ППМ применяются модифицированные зубья колеса и шестерни, поэтому формула для более точного отображения взаимодействия шестерни и колеса в точке контакта должна отражать сопряжение в точке контакта поверхностей с двумя радиусами кривизны. При этом зона вокруг точки K контакта приобретает эллиптическую форму. Поэтому в обычном режиме работы для определения максимальной удельной нагрузки q_{max} в точке контакта, где возникают максимальные нагрузки при передаче крутящего момента, следует воспользоваться формулой (6).

Очевидно, что максимальным нагрузкам подвергаются зубья углового сектора переключения передач блок-вала колес, которые кроме силового взаимодействия с зубьями шестерни во вращательном движении дополнительно воспринимают осевое силовое воздействие от перемещения шестерни вдоль оси в процессе переключения передачи. В этом случае в период ограниченного времени, необходимого для осуществления перевода зубьев шестерни в зацепление с другим венцом блок-вала колес взаимодействие сопрягаемых зубьев становится аналогичным взаимодействию зубьев косозубых передач. Однако есть отличия, которые заключаются в следующем.

Поскольку шестерня движется по ширине зуба, радиусы кривизны ρ_H могут быть переменными (если бочкообразность выполнена по некруговой дуге), что приведет к изменению размеров пятна контакта $a_{(\phi)}$ и $b_{(\phi)}$ в процессе цикла зацепления.

Одновременно следует учитывать, что движение точки контакта K происходит по диагонали на поверхности зуба колеса. Траектория точки начинается вершины зуба к ножке и от одного края к другому на ограниченном участке ширины венца. Длина участка по ширине зуба определяется параметрами самих венцов и кинематикой переключения передачи.

На рисунке 1 и рисунке 2, б указано, что траектории перемещения точки контакта определяются углом γ_i и числом зубьев углового сектора, принимающих участие в переключении передачи. На каждый зуб приходится часть ширины зуба, на участке которой происходит зацепление с зубьями шестерни. При количестве зубьев углового сектора n_z^{yc} длина одного участка l_i^B определяется как:

$$l_i^B = \frac{B}{n_z^{yc}},$$

где B – ширина зубчатого венца колеса.

Длина l_i пути перемещения точки контакта одного зуба по траектории определяется:

$$l_i = \frac{l_i^B}{\cos \gamma_i},$$

где γ_i – угол между линией направления зуба (параллельно оси колеса) и условной линией траектории перемещения точки K контакта зубьев в зацеплении во время переключения передачи.

Определить соотношение параметров зубьев, оказывающих влияние на характер взаимодействия в точке контакта, можно на основании анализа кинематической цепи и скоростей перемещения подвижных элементов. Угловая скорость ω_j^k вращения зубчатых венцов в контакте с шестерней определяется как $\omega_{jj}^k = \omega_{ш} / u_j$ (здесь ω_j^k - угловая скорость j -го венца блок-вала колес; u_j – передаточное отношение от шестерни на j – й зубчатый венец блок-вала колес; $\omega_{ш}$ – угловая скорость шестерни).

Период T_j вращения блока-вала в зацеплении j -м зубчатым венцом с шестерней равен $T_j = \frac{2\pi}{\omega_j^k} = \frac{2\pi \cdot u_j}{\omega_{ш}} = \frac{60u_j}{n_{пр}}$, где $n_{пр}$ – число оборотов привода МКПП (об/мин). Время t_j^{nep} , необходимое для осуществления переключения передачи определяется:

$$t_j^{nep} = \frac{z_j^{yc} \cdot T_j}{Z_j}, \quad (10)$$

где Z_j – число зубьев j -го зубчатого венца блок-вала колес;

z_j^{yc} – число зубьев углового сектора j – го зубчатого венца блок-вала колес, принимающих участие в процессе переключения передач.

Вследствие конструктивных особенностей МКПП ширина венца шестерни на 20% больше межвенцового расстояния блок-вала колес. Шаг зубчатых венцов $S_{зв}$ равен сумме ширины венца $B_{зв}$ и ширине проточки $s_{пр}$ между зубчатыми венцами ($S_{зв} = B_{зв} + s_{пр}$). Тогда быстродействие механизма перевода шестерни в новое положение должно быть таким, чтобы за время t_j^{nep} , увеличенное в 1,8 раза, шестерня переместилась на расстояние $t_{зв}$. Скорость $V_{ш}^{nep}$ перемещения шестерни можно определить из выражения:

$$V_{ш}^{nep} = \frac{S_{зв}}{1,8 \cdot t_j^{nep}}. \quad (11)$$

Необходимо также учитывать, что при работе механизма нагревается, и для обеспечения беспрепятственного ввода шестерни в зацепление при переводе с j -го зубчатого венца на $(j+1)$ (последующий) зубчатый венец, следует исключить возможность заклинивания зубьев в зацеплении. Для этого необходимо обеспечить гарантированный расчетный зазор $h_{(x,y)}$ между боковыми поверхностями зубьев.

Бочкообразный зуб описывается как поверхность двойной кривизны. В окрестности точки контакта K задаются радиусы кривизны профиля R_p (в поперечном сечении) и радиусы модификации R_b (в продольном сечении).

Уравнение зазора в зацеплении шестерни и колеса в локальных координатах представляется в виде квадратичной формы:

$$h(x, y) = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{1}{R_{p1}} + \frac{1}{R_{p2}} \right) x^2 + \left(\frac{1}{R_{b1}} + \frac{1}{R_{b2}} \right) y^2 \right], \quad (12)$$

где y – координата вдоль ширины зуба, x – вдоль профиля зуба.

Предложенная методика позволяет перейти от упрощенных коэффициентов запаса к физически обоснованному проектированию зубчатых передач, работающих в условиях осевой неустойчивости. Это важно для высоконагруженных механизмов, где «краевой эффект» является основной причиной выкрашивания.

Для определения способности поверхности выдерживать давление P_n в зоне контакта выполняется проверка контактной прочности зуба. Выполняется расчет эквивалентного контактного напряжения $\sigma_{H,eff}$ и сравнивается с допускаемым контактным напряжением $[\sigma_H]$. Условие контактной выносливости имеет вид:

$$\sigma_{H,eff} \leq [\sigma_H] \quad (13)$$

При выполнении условия (11) расчётная долговечность детали не ниже требуемой. Допускаемое напряжение можно вычислить с достаточной степенью достоверности для практического применения по упрощенной формуле вида:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{max}}{S_H} \cdot Z_R Z_L Z_V Z_W Z_X Z_{MJ} K_{HL}, \quad (14)$$

где σ_H^{max} – максимальное напряжение в окрестностях точки K контакта (в рамках базового числа циклов нагружения $N_{H0} \approx 10^7 \dots 10^8$ циклов) без появления признаков усталости. Определяется экспериментально на стендах;

S_H – коэффициент запаса прочности, учитывающий стабильность свойств материала и условия работы. Для зубчатых колёс без упрочнения $S_H \approx 1.1 \dots 1.2$, для упрочнённых – $S_H \approx 1.2 \dots 1.3$;

$Z_R, Z_L, Z_V, Z_W, Z_X, Z_{MJ}$ – группа поправочных коэффициентов, корректирующих базовый предел выносливости под реальные условия: – влияние шероховатости поверхности; – влияние смазки; – влияние окружной скорости; – влияние ширины зубчатого венца; – масштабный фактор; – учитывающий жёсткость зубьев и деформацию основания;

Заключение

Кинематическое взаимодействие поверхностей зубьев в зоне контакта – сложный процесс, характеризующийся несколькими ключевыми тезисами.

1. Кинематика задаёт «базу» процесса: передаточное отношение, угловые скорости, относительное скольжение и качение профилей. Но реальная работа передачи – это динамические процессы, которые следует исследовать дополнительно. На входе в зацепление очередной зуб «ударяется» о зуб сопряжённого колеса, чем вызывается динамическая нагрузка, которая накладывается на статическую (полезную) нагрузку.

2. Из-за упругой деформации материалов первоначальный точечный контакт мгновенно превращается в эллиптическую площадку контакта. Размеры и ориентация этой площадки постоянно меняются в процессе прохождения зоны зацепления.

В полюсе зацепления имеет место чистое качение. До и после полюса всегда присутствует проскальзывание, что является главной причиной износа.

3. Распределение напряжений на эллиптической площадке создает сложные поля напряжений. Контактное трение вызывает появление касательных напряжений (τ), которые стремятся сдвинуть поверхностные слои друг относительно друга.

Факторы процессов разрушения – это обычно совместное действие частных факторов, приводящих к разрушению:

- усталостное выкрашивание возникает из-за многократно повторяющихся циклов нагружения. Микротрещины приводят к выкрашиванию металла;
- износ является следствием проскальзывания профилей и работы сил трения;
- задиры возникают при разрушении масляной плёнки и переходе к сухому трению, когда напряжения превышают предел текучести материала.

Таким образом, взаимодействие зубьев при переключении передач в МКПП без разрыва ППМ – не статичный процесс передачи силы, а непрерывная череда упругих деформаций, микропроскальзываний и ударных нагрузок. Долговечность зубчатой передачи по контактному напряжению определяется её способностью противостоять усталостному разрушению в этих сложных условиях.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Михайлов, А. Н. Схема механической зубчатой КПП с переключением передач без разрыва потока передаваемой мощности / А. Н. Михайлов, Б. С. Котляров, В. Б. Котляров, С. Б. Котляров // Машиностроение и техносфера XXI века // Сборник трудов XXVII МНТК в г. Севастополе 2020 г. – Донецк: ДонНТУ, 2020. – С. 230-234.

2. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин. Учебник для вузов. - изд. 4-е, перераб. и доп. М.:Наука. Гл. ред. Физ.-мат. Лит. 1988.- 640с.

3. Михайлов, А. Н. Синтез модели функционально-ориентированной технологической системы создания КПП без разрыва потока передаваемой мощности / А. Н. Михайлов, В. Б. Котляров, С. Б. Котляров // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных работ. – Донецк: ДонНТУ, 2020. Вып. 4 (71). С. 35-43. ISSN 2073-3216, (E) ISSN 2518-7120.

4. Михайлов, А. Н. Особенности обеспечения функционально-ориентированных свойств зубьев КПП при их модификации и формообразовании / А. Н. Михайлов, Б. С. Котляров, В. Б. Котляров, Л. П. Полякова // Машиностроение и техносфера XXI века // Сборник трудов XXVIII МНТК в г. Севастополе 13-19 сентября 2021 г. – Донецк: ДонНТУ, 2021. – С. 318-322. ISSN 2079-2670.

5. Базров, Б. М. Основы технологии машиностроения: Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 2005. – 736 с.

6. Решетов, Д. Н. “Детали машин” - М.: Машиностроение, 2016

7. Баловнев, Н.П./Расчет цилиндрических зубчатых передач: Учебно-методическое пособие для студентов всех машиностроительных специальностей и направлений подготовки всех форм обучения /–Москва: Московский Политех, 2021.

8. Колосова, Е. М., Короткин В. И., Чебаков М. И.// К вопросу о расчете контактных напряжений и нагрузочной способности эвольвентных зубчатых передач / ISSN 0321-2653 Известия вузов, «Технические науки» №3-2008.

9. Елагина, О.Ю. “Технологические методы повышения износостойкости деталей машин”. - М.: Логос, 2009.

10. Белоусов, Б. Н. (2017). Методология оптимизации параметров коробок переключения передач для грузовых автомобилей. Дис. докт. техн. наук. Москва.

11. Дунаев, П. Ф., (2017). Расчет и конструирование узлов и деталей трансмиссий /П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов/. М.: Машиностроение.
12. Тимофеев, Г. А. “Теория механизмов и машин: зубчатые передачи и передаточные механизмы” - М.: Юрайт, 2018.
13. Водейко, В. Ф. Детали машин и основы конструирования. В 2 ч. Зубчатые и червячные передачи: учебно-методическое пособие /– М.: МАДИ, 2017 – 96 с.
14. Шарков, О. В. Основы технической механики: учеб.-методич. пособие – локальный электронный методический материал по изучению дисциплины для студентов бакалавриата по направлению подготовки 08.03.01, Калининград: ФГБОУ ВО «КГТУ», 2022. – 37 с.
15. Дроздов, Ю. Н. //Трение, износ и смазка в машинах: учебник / Ю. Н. Дроздов [и др.] - М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017.

REFERENCES

1. Mikhailov A. N. Scheme of a mechanical gear transmission with gear shifting without interruption of the flow of transmitted power / Mikhailov A. N., Kotlyarov B. S., Kotlyarov V. B., Kotlyarov S. B. // Mechanical engineering and technosphere of the XXI century // Collection of works of the XXVII international scientific and technical conference in Sevastopol, September 14-20, 2020 - Donetsk: DonNTU, 2020. - P. 230-234. ISSN 2079-2670.
2. Artobolevsky I. I. Theory of mechanisms and machines. Textbook for higher technical universities. - 4th ed., revised. and add. M.: Science. Ed. in Chief Phys.-Math. Literature. 1988.- 640 p.
3. Mikhailov A. N. Synthesis of a model of a functionally oriented technological system for creating a gearbox without interrupting the flow of transmitted power / Mikhailov A. N., Kotlyarov V. B., Kotlyarov S. B. // Progressive technologies and systems of mechanical engineering: International collection of scientific works. - Donetsk: DonNTU, 2020. Issue 4 (71). P. 35-43. ISSN 2073-3216, (E) ISSN 2518-7120.
4. Mikhailov A. N. Features of Ensuring Functionally Oriented Properties of Gearbox Teeth During Their Modification and Shaping / Mikhailov A. N., Kotlyarov B. S., Kotlyarov V. B., Polyakova L. P. // Mechanical Engineering and Technosphere of the 21st Century // Collection of Papers of the XXVIII International Scientific and Technical Conference in Sevastopol, September 13-19, 2021 - Donetsk: DonNTU, 2021. - P. 318-322. ISSN 2079-2670.
5. Bazrov, B. M. Fundamentals of Mechanical Engineering Technology: Textbook for Universities. Moscow: Mechanical Engineering, 2005. -- 736 p.
6. Reshetov D. N. “Machine Parts” - М.: Mashinostroenie, 2016
7. Balovnev, N.P. / Calculation of cylindrical gears: Textbook for students of all mechanical engineering specialties and areas of training of all forms of education / - Moscow: Moscow Polytechnic, 2021.
8. Kolosova E.M., Korotkin V.I., Chebakov M.I. // On the issue of calculating contact stresses and load capacity of involute gears / ISSN 0321-2653 News of universities, "Technical sciences" No. 3-2008.
9. Elagina O.Yu. “Technological methods for increasing the wear resistance of machine parts”. - М.: Logos, 2009.
10. Belousov B.N. (2017). Methodology for optimizing the parameters of gearboxes for trucks. Diss. Doctor of Technical Sciences. Moscow.
11. Dunaev P.F., Lelikov O.P. (2017). Calculation and design of transmission units and parts. Moscow: Mechanical Engineering.

12. Timofeev G.A. "Theory of mechanisms and machines: gear transmissions and transmission mechanisms" - Moscow: Yurait, 2018.
13. Vodeyko, V.F. Machine parts and design basics. In 2 parts. Gear and worm gears: a teaching aid / - Moscow: MADI, 2017 - 96 p.
14. Sharkov, O. V. Fundamentals of technical mechanics: a teaching aid - a local electronic methodological material for studying the discipline for undergraduate students in the direction of training 08.03.01, Kaliningrad: FGBOU VO "KSTU", 2022. - 37 p.
15. Drozdov Yu.N. //Friction, wear and lubrication in machines: textbook / Yu.N. Drozdov [et al.] - M.: Bauman Moscow State Technical University, 2017

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article. The authors declare no conflicts of interests.

Статья поступила в редакцию 05.03.2026; одобрена после рецензирования 17.03.2026; принята к публикации 26.03.2026.

The article was submitted March 5, 2026; approved after reviewing March 17, 2026; accepted for publication March 26, 2026.