

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ НЕКРУГЛЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС В ПРИВОДЕ КОЛЕСНО-ШАГАЮЩЕГО ДВИЖИТЕЛЯ

Скойбеда А.Т., Жуковец В.Н., Дьяченко О.В., Криуша С.М.

УО «Белорусский национальный технический университет», Минск

Созданный в БНТУ опытный образец колесно-шагающего движителя (КШД) использует при движении четыре опорных башмака, которые крепятся на концах двух штанг. Часть перемещения движителя осуществляется за счет поворота штанги и кривошипов (шагающий принцип движения), а другая часть – за счет прокатывания башмака (колесный принцип движения). Конструктивные особенности данного движителя позволяют перешагивать относительно невысокие препятствия (бордюры, камни, бревна). Это обстоятельство открывает широкие перспективы применения колесно-шагающего движителя в лесном хозяйстве, при ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций [1].

Серьезным недостатком колесно-шагающего движителя является неравномерность скорости его перемещения даже при установившемся режиме работы. Это обстоятельство приводит к возникновению значительных сил инерции даже при движении со скоростью до 10 км/час. Таким образом, для серьезного улучшения кинематических характеристик могут потребоваться изменения в конструкции привода вращения ступицы движителя [1, 2].

Исходя из работ [1, 2], горизонтальное перемещение оси ступицы колесно-шагающего движителя выражается формулой:

$$X_{01} = (a + Y_1) \cdot \sin \varphi + b \cdot \sin 2\varphi + \int_0^{\varphi} \left(Y_2 - \frac{dY_1}{d\varphi} \cdot \sin \varphi \right) \cdot d\varphi. \quad (1)$$

Вертикальное положение оси ступицы:

$$Y_{01} = (a + Y_1) \cdot \cos \varphi - b \cdot \cos 2\varphi + Y_2. \quad (2)$$

Здесь: a – расстояние между осями вращения ступицы и кривошипов, b – длина кривошипа, Y_1, Y_2 – переменные радиус-вектора профиля опорного башмака, φ – угол поворота ступицы движителя [1, 2].

Учитывая выражение $\frac{dY_2}{d\varphi} = -\frac{dY_1}{d\varphi} \cdot \cos \varphi$ [3], проведем дифференцирование.

Аналог скорости центральной оси ступицы по горизонтали:

$$\frac{dX_{01}}{d\varphi} = (a + Y_1) \cdot \cos \varphi + 2 \cdot b \cdot \cos 2\varphi + Y_2. \quad (3)$$

Аналог ускорения центральной оси ступицы по горизонтали:

$$\frac{d^2 X_{01}}{d\varphi^2} = -(a + Y_1) \cdot \sin \varphi - 4 \cdot b \cdot \sin 2\varphi. \quad (4)$$

Аналог скорости центральной оси ступицы по вертикали:

$$\frac{dY_{01}}{d\varphi} = -(a + Y_1) \cdot \sin \varphi + 2 \cdot b \cdot \sin 2\varphi. \quad (5)$$

Аналог ускорения центральной оси ступицы по вертикали:

$$\frac{d^2 Y_{01}}{d\varphi^2} = -\frac{dY_1}{d\varphi} \cdot \sin \varphi - (a + Y_1) \cdot \cos \varphi + 4 \cdot b \cdot \cos 2\varphi. \quad (6)$$

Толкающая реакция почвы по горизонтальной оси:

$$X_K = \frac{j}{i} \cdot G_{KK} \cdot \psi + \frac{m_{TC}}{i} \cdot \omega^2 \cdot \frac{d^2 X_{01}}{d\varphi^2}. \quad (7)$$

Вертикальная реакция почвы:

$$Y_K = m \hat{E} \hat{O} \ddot{A} \cdot \left(g + \omega^2 \cdot \frac{d^2 Y_{01}}{d\varphi^2} \right). \quad (8)$$

Масса транспортного средства: $m_{TC} = i \cdot m \hat{E} \hat{O} \ddot{A} + j \cdot m_{KK}$.

Учитывая, что: $G_{TC} = m_{TC} \cdot g$; $G = m \hat{E} \hat{O} \ddot{A} \cdot g$; $G_{KK} = m_{KK} \cdot g$; вес транспортного средства будет равен:

$$G_{TC} = i \cdot G + j \cdot G_{KK}. \quad (9)$$

Здесь m_{TC} – общая масса транспортного средства, кг; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; i – число ведущих колесно-шагающих движителей; $m \hat{E} \hat{O} \ddot{A}$ – приведенная масса транспортного средства на один ведущий колесно-шагающий движитель, кг; j – число ведомых колес; m_{KK} – приведенная масса транспортного средства на одно ведомое круглое колесо, кг.

Ведущий момент обеспечивает вращение ступицы колесно-шагающего движителя, которое обеспечивает движение транспортного средства:

$$\dot{I} \hat{A} \hat{A} \ddot{A} = M \ddot{I} \mathcal{D} + M_K + X_K \cdot \frac{dX_{01}}{d\varphi} + Y_K \cdot \frac{dY_{01}}{d\varphi}.$$

Момент на преодоление внутренних потерь в редукторе движителя:

$$M \ddot{I} \mathcal{D} = \frac{1 - \eta_{\delta}}{\eta_{\delta}} \cdot \left(M_K + X_K \cdot \frac{dX_{01}}{d\varphi} + Y_K \cdot \frac{dY_{01}}{d\varphi} \right).$$

Здесь η_{δ} – механический КПД редуктора движителя.

Момент сопротивления качению

$$M_K = Y_K \cdot \psi \cdot R_K. \quad (10)$$

Радиус кривизны профиля опорного башмака находится как [3]:

$$R_K = Y_2 - \frac{dY_1}{d\varphi} \cdot \sin \varphi. \quad (11)$$

Здесь ψ – безразмерный коэффициент трения качения.

Тогда ведущий момент будет равен:

$$\dot{I} \hat{A} \hat{A} \ddot{A} = \frac{1}{\eta_{\delta}} \cdot \left(M_K + X_K \cdot \frac{dX_{01}}{d\varphi} + Y_K \cdot \frac{dY_{01}}{d\varphi} \right). \quad (12)$$

Касательная сила тяги, действующая на опорную поверхность:

$$P_K = \dot{I} \hat{A} \hat{A} \ddot{A} / \left(\frac{dX_{01}}{d\varphi} \right). \quad (13)$$

Максимальная величина касательной силы тяги P_K , возможная по условиям сцепления с опорной поверхностью, выражается уравнением:

$$P_K \leq P_{\phi} = \phi \cdot Y_K; \quad (14)$$

где ϕ – коэффициент сцепления с опорной поверхностью.

Одним из методов улучшения кинематических характеристик КШД является применение некруглых зубчатых колес в приводе движителя [2]. В данных работах описаны методики построения начальных линий зубчатого зацепления, и их разбиения на участки при профилировании зубьев. Для колесно-шагающего движителя целесообразно использовать некруглый профиль башмака, который описывается радиус-векторами в виде функций [1]:

$$Y_1 = 4 \cdot b \cdot \cos \phi - a ; \quad (15)$$

$$Y_2 = a - 2 \cdot b \cdot (1 + \cos^2 \phi) + c . \quad (16)$$

Здесь: a – расстояние между осями вращения ступицы и кривошипов, b – длина кривошипа, c – длина стойки башмака, ϕ – угол поворота ступицы движителя в диапазоне $-\pi/4 \leq \phi \leq \pi/4$ [1].

Тогда вертикальное положение оси ступицы движителя и аналог скорости движителя по горизонтали выражаются соответственно формулами:

$$Y_{01} = a - b + c = const ; \quad (17)$$

$$\frac{dX_{01}}{d\phi} = a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\phi . \quad (18)$$

Для обеспечения постоянной скорости перемещения движителя, зубчатое зацепление между шестерней приводного вала и колесом водила должно обеспечивать следующее переменное передаточное отношение [2]:

$$\frac{\omega}{\omega_H} = \frac{i \cdot \left(\frac{dX_{01}}{d\phi} \right)}{Y_{01}} . \quad (19)$$

Здесь рассматривается установившееся движение КШД, когда частота вращения приводного вала $\omega = const$. Тогда частота вращения водила:

$$\omega_H = \frac{\omega \cdot Y_{01}}{i \cdot \left(\frac{dX_{01}}{d\phi} \right)} .$$

Вращение водила обеспечивает поступательное перемещение КШД, тогда скорость транспортного средства с КШД на установившемся режиме будет равна:

$$v = \omega_H \cdot \left(\frac{dX_{01}}{d\phi} \right) = \frac{\omega \cdot Y_{01}}{i} .$$

Для значений угловой скорости $\omega = const$, значения вертикальной координаты оси ступицы $Y_{01} = a - b + c$, коэффициента передаточного отношения $i = const$, получим линейную скорость перемещения $v = const$. Для зацепления некруглых колес величина коэффициента передаточного отношения i будет определена далее. Для проектируемой передачи привода движителя, несмотря на переменное передаточное отношение, за один полный оборот колеса водила будут совершаться два полных оборота шестерни приводного вала. Уравнения начальных линий проектируемых некруглых зубчатых колес определяются из следующих условий [2]:

$$\frac{\omega}{\omega_H} = \frac{r_H}{r} ; \quad (20)$$

$$r + r_H = L = const . \quad (21)$$

В этом случае уравнения начальных линий проектируемых некруглых зубчатых колес определяются формулами [2]:

$$r_H = \frac{L \cdot i \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)}{(a - b + c) + i \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)}; \quad (22)$$

$$r = \frac{L \cdot (a - b + c)}{(a - b + c) + i \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)}. \quad (23)$$

Обобщенной координатой является угол поворота φ колеса водила, связанный с углом поворота θ шестерни приводного вала соотношением:

$$\omega_H = \frac{\omega \cdot Y_{01}}{i \cdot \left(\frac{dX_{01}}{d\varphi} \right)}. \quad (24)$$

С учетом формул (22–24) получим выражения:

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi}{dt} &= \frac{(a - b + c)}{i \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)} \cdot \frac{d\theta}{dt}; \\ \frac{i}{a - b + c} \cdot \int (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi) d\varphi &= \int d\theta; \\ \frac{i}{a - b + c} \cdot ((a - b + c) \cdot \varphi + \frac{3}{2} \cdot b \cdot \sin 2\varphi) + C &= \theta. \end{aligned} \quad (25)$$

Определим постоянную интегрирования C , исходя из условия, что при $\varphi = 0$ будет $\theta = 0$. Тогда из выражения (25) получим $C = 0$.

Для проектируемой передачи привода колесно-шагающего движителя мобильной машины зададимся условием, что за один полный оборот колеса водила будут совершаться два полных оборота шестерни приводного вала. При этом текущее передаточное отношение будет переменным.

Поэтому необходимо выполнение условия, что при $\varphi = \pi/4$ радиан будет $\theta = \pi/2$ радиан. Тогда из выражения (25) получим равенство:

$$i = \frac{2 \cdot (a - b + c) \cdot \pi}{(a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b}. \quad (26)$$

Подставив полученное выражение (26) в формулу (25), определим зависимость между углом поворота φ колеса водила и углом поворота θ шестерни приводного вала:

$$\theta = \frac{\pi \cdot (2 \cdot (a - b + c) \cdot \varphi + 3 \cdot b \cdot \sin 2\varphi)}{(a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b}. \quad (27)$$

Преобразуем формулы (22–23) с учетом выражения (26):

$$r_H = \frac{L \cdot 2 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)}{((a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b) + 2 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)}; \quad (28)$$

$$r = \frac{L \cdot ((a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b)}{((a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b) + 2 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)}. \quad (29)$$

Тогда, усилие на зубчатом венце колеса водила будет вычисляться согласно выражению:

$$F_C = \frac{\dot{I} \cdot \hat{A} \hat{A} \hat{A}}{r_H}; \text{ Н.} \quad (30)$$

Здесь: $\dot{I} \text{ } \tilde{A} \tilde{A} \tilde{A}$ – ведущий момент (12) на ступице колесно-шагающего движителя, Н·м; r_H – радиус делительной окружности (28) на зубе водила, м. Эти параметры являются переменными величинами, поэтому очевидно, что зубья на венце колеса водила, а также и зубья на венце шестерни приводного вала будут нагружены неравномерно.

Отдельные участки рабочих поверхностей зубьев, работающие при различных условиях, должны обеспечивать совершенно разные эксплуатационные свойства. В основании зубьев должно обеспечиваться сопротивление усталости, на участке возле делительной окружности – контактная прочность, на остальных участках боковой поверхности – износостойкость. Это особенно характерно для силовых зубчатых передач. Очевидно, что традиционные технологии обработки боковых поверхностей зубьев (фрезерование и шлифование) не могут обеспечить выполнение таких условий. Для этого может потребоваться целенаправленное изменение силового и температурного воздействий на обрабатываемую поверхность зуба [4].

В зубчатых передачах в процессе приработки изменяется форма эвольвентной рабочей поверхности, увеличивается боковой зазор, что ведет к изменению линии контакта и разрушению зубьев. Избежать этого можно, если при зубонарезании и шлифовке зубьев – обеспечить их эксплуатационный профиль, а при обкатке – равномерное состояние качества поверхности. Для этого должны быть соответствующие рабочие профили фрезы и шлифовального круга, учитывающие функциональное назначение обрабатываемой поверхности [5].

Большинство деталей машин, узлов и механизмов работают при изменяющихся условиях эксплуатации (скорость, нагрузки, температура). Рабочие поверхности трения этих деталей и механизмов должны обладать высокими эксплуатационными качествами. Очевидно, что для повышения долговечности деталей, узлов и механизмов необходимо при их изготовлении обеспечивать соответствующие эксплуатационные показатели, что в большинстве случаев требует создания новых поверхностных слоев. Поэтому необходимо целенаправленное системное совершенствование методов обработки деталей машин с учетом их функционального назначения.

К традиционным методам повышения прочности зубчатых колес относятся: термическое или химико-термическое упрочнение, обдувка дробью, накатка или чеканка впадины зубьев. Технологии объемной термической закалки обладают рядом недостатков, основным из которых является коробление (теряются две степени точности). Также закалка характеризуется значительными остаточными внутренними напряжениями, которые снимаются последующей термической обработкой. При химико-термической обработке (например, цементации и последующей закалке) происходит еще более высокое коробление деталей (теряются три степени точности). Поэтому, для обеспечения заданной точности зубчатых колес требуется проводить дополнительную механическую обработку, как правило – шлифование, как наиболее эффективный и экономичный метод [4, 5].

Характеристики рабочих поверхностей деталей машин влияют на ряд их свойств. Высокое качество детали обычно представляет собой оптимальный комплекс свойств материала, сочетающий требуемые эксплуатационные характеристики поверхности (износостойкость, коррозионная стойкость) и механические свойства материала (прочность, вязкость). Оптимальные свойства деталей могут быть достигнуты улучшением технологий обработки, включая нанесение покрытий. Среди различных технологий выделяют метод плазменного напыления, а также лазерные методы упрочнения.

Лазерное легирование широко используется как при изготовлении новых, так и при восстановлении изношенных деталей машин. При лазерном легировании можно

дозировать подвод энергии и легирующих веществ с высокой точностью [5, 6, 7]. Повышение уровня требований промышленности к качеству поверхностных слоев вызывает необходимость создания композиционных многокомпонентных покрытий, включающих в свой химический состав соединения различных металлов. Для этой цели широко используются карбиды бора, карбиды вольфрама, молибден и оксиды циркония.

Как метод поверхностного упрочнения заготовок и деталей, лазерная закалка обладает многими преимуществами по сравнению с азотированием, цементацией и закалкой токами высокой частоты. Процесс лазерной закалки состоит в структурном изменении материала, находящегося в твердом состоянии, при очень быстром нагревании в результате поглощения лазерного излучения в тонком поверхностном слое и быстром охлаждении на воздухе нагретой зоны за счет теплопроводности материала [6, 7]. При этом деформации заготовок минимальны, в результате чего повышается их точность и снижается трудоемкость последующей механической обработки. В итоге, обеспечивается высокая твердость и износостойкость деталей из обычных углеродистых и низколегированных сталей.

Преимущества технологии лазерного упрочнения [6, 7]:

1. Экономичность процесса. Радикальное (на 200...500 %) повышение износостойкости поверхностей, упрочняемых на глубину до 0,8...1,5 мм, и увеличение срока службы деталей достигается затратами, не превышающими 15...20 % стоимости неупрочненных деталей.

2. Нагрев при лазерной закалке является не объемным, а поверхностным процессом, что исключает изменение геометрии обрабатываемых деталей.

3. Упрочнение осуществляется без оплавления поверхности, что исключает изменение шероховатости и необходимость в последующей механической обработке (шлифовка, полировка).

4. Термический цикл при лазерном упрочнении составляет по времени 0,3...0,5 с. Это обстоятельство обеспечивает высокие скорости нагрева и охлаждения обрабатываемых поверхностных участков. В результате достигаются высокая твердость поверхности, высокая дисперсность и однородность структуры поверхностного слоя.

5. Высокая производительность данной технологии обусловлена автоматизацией процесса и исключением необходимости термообработки всей детали. Требуется обработка лишь локальных участков, подверженных износу.

6. Возможность упрочнения поверхностей широкой номенклатуры материалов, что позволяет заменять дорогостоящие высоколегированные материалы на более дешевые и доступные, которым придаются нужные эксплуатационные характеристики.

Применение лазерного термического упрочнения для некруглых зубчатых колес в приводе колесно-шагающего движителя, позволит повысить износостойкость рабочих поверхностей зубьев. Для подтверждения качества и надежности деталей, полученных с использованием данного метода, необходимо проведение испытаний [7].

ЛИТЕРАТУРА

1. Скойбеда, А.Т. Рациональный профиль опорных башмаков колесно-шагающего движителя / А.Т.Скойбеда, В.Н. Жуковец // Наука и техника. Международный научно-технический журнал. 2013. № 6. – С. 38–42.

2. Скойбеда, А.Т. Расчет начальных линий некруглых зубчатых колес / А.Т.Скойбеда, В.Н. Жуковец // Теоретическая и прикладная механика. Международный научно-технический сборник. Выпуск 31. 2016. – С. 110–117.
3. Жуковец, В.Н. Профиль плоского кулачка в виде замкнутой кривой, описанной системой уравнений в параметрическом виде / В.Н. Жуковец // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. 2006. № 1. – С. 76–86.
4. Суслов, А.Г. Совершенствование и разработка конкурентоспособных технологий, обеспечивающих повышение качества изделий машиностроения / А.Г. Суслов // Вестник Брянского государственного технического университета. 2006. № 2 (10). – С. 24–29.
5. Бадртдинов, М.А. К вопросу лазерного упрочнения зубчатых колес трансмиссий быстроходных транспортных гусеничных машин / М.А. Бадртдинов // Известия ТулГУ. Технические науки. 2017. Вып. 11. Ч. 3. – С. 180–185.
6. Лазерные технологии обработки металлов: современные проблемы. Под ред. В.Я. Панченко. – М.: Физматлит, 2009. – 664 с.
7. Дьяченко, О.В. Влияние лазерного легирования на трибологические характеристики сложнопрофильных зубчатых колес / О.В. Дьяченко, В.Н. Жуковец // Материалы 6-й Международной научно-практической конференции, 12-й Международной научно-технической конференции «Наука – образованию, производству, экономике», 29-31 мая 2014 года. Часть 2. – Минск.: БНТУ, 2014. – Стр. 157–163.