

1 – энергия 2,5 кДж; 2 – энергия 4 кДж; 3 – энергия 6 кДж
Рис. 6. Зависимость износа режущей кромки от количества импульсов для сталей марок 8XΦ (а) и 8X6HΦT (б)

В данном исследовании измерялась максимальная величина s износа по длине режущей кромки каждого ножа из комплекта, устанавливаемого в цилиндрическую фрезу, а для построения соответствующих графиков бралось их среднее значение.

Для ножей, не прошедших упрочняющую магнитно-импульсную обработку, среднее значение максимального износа режущей кромки по высоте составило: для стали 8XΦ – 75 мкм, для стали 8X6HΦT – 95 мкм.

На рисунке 6 представлены графики изменения износа режущей кромки обработанных ножей магнитно-импульсным воздействием из стали 8XΦ (рис. 6, а) и 8X6HΦT (рис. 6, б) в зависимости от числа импульсов при значениях энергии импульса 2,5 кДж (график 1), 4 кДж (график 2) и 6 кДж (график 3).

Из рисунка видно, что наименьшая величина износа режущей кромки по высоте получена в случаях обработки ножей магнитно-импульсным воздействием с энергией импульса 6 кДж для каждой стали, а также с количеством импульсов – 4 для стали 8XΦ и – 3 для стали 8X6HΦT. Интерес представляет тот факт, что микротвердость ножей из стали 8XΦ в среднем составляла 585 кгс/мм², а из стали 8X6HΦT – 640 кгс/мм², в то же время величина износа для режущей кромки ножей из стали 8XΦ (рис. 6, а, кривая 3 – 16 мкм) значительно меньше, чем у ножей из стали 8X6HΦT (рис. 6, б, кривая 3 – 40 мкм), хотя микротвердость первой стали меньше, чем второй.

Такой парадокс можно объяснить свойствами обрабатываемой древесины: ножами из стали 8X6HΦT обрабатывалась клееная (прессованная) сосна (неоднородный материал), а ножами из стали 8XΦ – дуб и ягель (однородные материалы). Из литературы, посвященной деревообработке [2], можно сделать вывод, что обработка плиточных,

клееных материалов является более проблематичным процессом по сравнению с обработкой цельной древесины, из-за неоднородности механических свойств, наличия абразивных включений и химически активных элементов (в первую очередь – смол, клеев) и др.

Таким образом, результаты проведенных исследований показывают высокую эффективность и перспективность разработанного специалистами Физико-технического института НАН Беларуси и Барановичского государственного университета метода магнитно-импульсного упрочнения закаленных стальных изделий, в частности дереворежущих ножей, изготовленных из инструментальных сталей. В результате магнитно-импульсной упрочняющей обработки ножей из сталей 8XΦ и 8X6HΦT значительно повысилась их износостойкость и соответственно увеличился ресурс работы в 1,5–3,0 раза, что позволит существенно сократить потребление дорогостоящих высоколегированных инструментальных сталей на соответствующих деревообрабатывающих предприятиях.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Алифанов, А.В. Магнитно-импульсная упрочняющая обработка металлических изделий / Материалы 9-й Международной практ. конф. «Технология ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки», 10-13 апреля 2007 г. // А.В. Алифанов, А.Г. Анисович, С.А. Амелянчик, Ю.И. Кривонос – СПб.: Изд-во политехн. университета: часть 1. – 2007. – В 2-х частях. – 509 с.
2. Морозов, В.Г. Дереворежущий инструмент: справочник. – М.: Лесная промышленность, 1988. – 344 с.

Материал поступил в редакцию 15.04.12

ALIFANOV A.V., POPOVA Zh.A., DEMYANCHIK A.S. Increase of wear resistance of woodcutting knives by strengthening magnetic-pulse processing

The wood-cutting knives made of 8X6HΦT and 8XΦ tool steels and hardened by their exposure to a pulsed magnetic field have undergone successful long-term production tests at different woodworking enterprises of the Republic of Belarus. The wear resistance of hardened blades considerably exceeds durability such as knives, but is not affected by magnetic-pulse effects. As compared to analogues knives that had not been subjected to a pulse magnetic processing they demonstrated increase in tool life by 1,5 times and up to 3 times when working oak and ash hard woods and pine, respectively. Thus, their implementation can be recommended for carrying out respective operations at woodworking enterprises of the Republic of Belarus.

УДК 621.833.3:681

Благодарный В.М., Дремук В.А.

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ С КЛАСТЕРНОЙ СМАЗКОЙ

Введение. В статье рассматриваются вопросы повышения работоспособности червячных передач путем применения кластерной

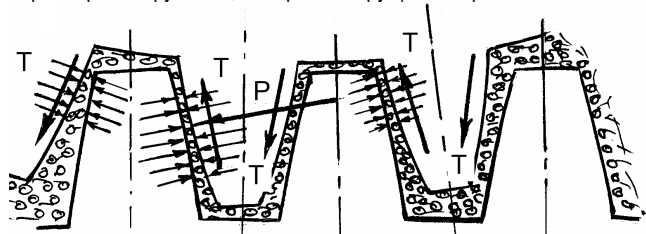
смазки. Особенно выгодно применение кластерной смазки в условиях динамической нагрузки, возникающей при реверсе и при пере-

Благодарный В.М., Дремчук В.А. Барановичский государственный университет. Беларусь, БарГУ, 225404, Брестская область, г. Барановичи, ул. Войкова 21.

менной нагрузке. Теоретически исследуются удары зубьев витков червяка о зубья червячного колеса и роль частиц фторопласта в смазке, служащими демпферами при ударе и не допускающими непосредственного контакта между поверхностями зубьев.

1. Увеличение демпфирующих свойств смазки. Современные тенденции применения смазочных материалов в червячных передачах обусловлены задачами повышения их коэффициента полезного действия, нагрузочной способности, долговечности и безотказности.

Выбор смазочных средств и разработка рекомендаций по их применению основываются на изучении функций смазочной среды в контакте в зависимости от кинематики сопрягаемых поверхностей, параметров нагружения, материалов трущихся пар.



T – сила трения между зубьями колеса и витками червяка, *P* – нормальная сила давления в контакте

Рис. 1. Кластерная смазка между зубьями червячного колеса и витками червяка

В условиях реального зацепления передач в зоне контакта одновременно реализуются гидродинамический и граничный режимы трения. Условия создания стабильного гидродинамического клина определяются, с одной стороны, зависимостью вязкости от температуры и давления в контакте, а с другой – термомеханической и химической стабильностью смазочного материала в течение всего ресурса передачи. Эффективность граничного трения определяется процессами адсорбции, хемосорбции и образованием химических связей в процессе модифицирования трущихся поверхностей [1].

Современные индустриальные масла представляют собой нефтяные базовые масла, содержащие композиции различных присадок, а также синтетические масла и полужидкие смазки. Требования к базовым маслам становятся более жесткими, особенно по вязкостно-температурным свойствам, для улучшения которых необходимы высокоиндексные базовые масла с высокой стойкостью к окислению и высокой приемистостью к композициям многофункциональных присадок. Применение высокоиндексных масел позволяет снизить расход смазочных масел и уменьшить затраты на обслуживание за счет увеличения срока службы, а также создать ряд унифицированных масел, позволяющих использовать их в различных передачах. Высокоиндексные масла используются для производства высококачественных масел с присадками, обладающими противозадирными, антиокислительными, противоизносными, антифрикционными, противокоррозионными, противопенными и другими функциональными свойствами [2].

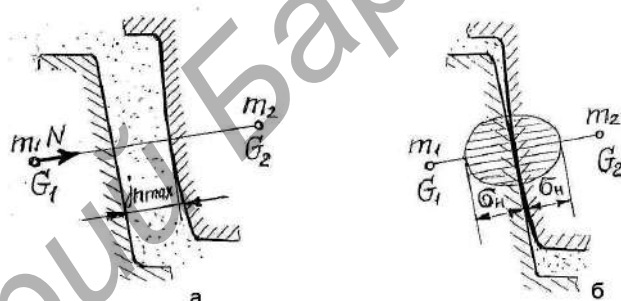
Снижение виброактивности червячных колес может быть достигнуто также путем улучшения свойств смазки с точки зрения ее демпфирующих свойств. Свойства смазки могут быть улучшены добавлением в смазку мельчайших частиц фторопласта, которые выполняют задачу демпферов во время пусков и остановок редуктора, когда нагрузки наиболее значительны, а также являются кластерами, собирающимися вокруг себя смазку, которая за счет этого остается на рабочих поверхностях зубьев червячного колеса и витков червяка [3].

Кроме того, сам фторопласт является хорошим смазочным материалом, не теряющим своих свойств при высоких и низких температурах в довольно широких пределах, инертным к щелочам, кислотам и их солям. Частички фторопласта, полученные путем измельчения стружки [4], являющейся отходом при изготовлении деталей, обладают достаточной твердостью и упругостью, чтобы противостоять возникающим при работе червячных передач динамическим нагрузкам. Величина и количество частичек в масле зависит от нагрузки в червячной передаче [3].

В работе [22] сообщается, что японская фирма Хисимицу производит поставляет противокоррозионный смазочный материал марки Торифроо. Он содержит ультрадисперсный порошок тефлона и наносится на металлическую поверхность распылением. Образовавшийся при этом слой имеет достаточно высокую прочность и обеспечивает высокую смазываемость, износостойкость и долговечность трущейся пары.

2. Модель удара в червячной передаче. При работе червячной передачи червяк, вращаясь с окружной скоростью ω_1 , боковыми поверхностями заставляет перемещаться зубья червячного колеса. Поэтому можно считать, что сила, действующая на зуб колеса от витка червяка, направлена по нормали к обоим рабочим поверхностям.

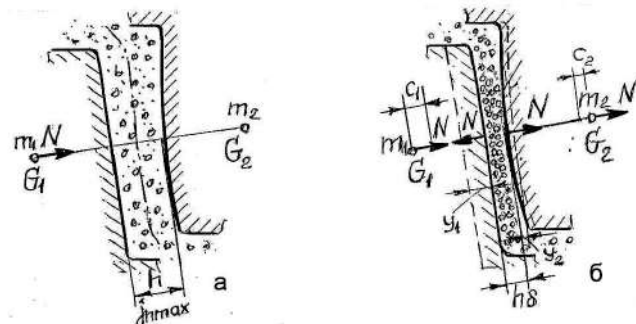
В соответствии со стандартом в червячных передачах в зависимости от окружной скорости и степени точности передачи предусмотрен гарантированный максимальный боковой зазор j_{nmax} (рис. 2). При повышении температуры колеса и червяка в процессе работы боковой зазор, давая возможность зубьям увеличиваться по ширине, предохраняет зацепление зубьев колеса от заклинивания между витками червяка, а с другой стороны, позволяет смазке оставаться на рабочих поверхностях зубьев колеса и витков червяка, которая, к сожалению, при ударе, как было показано выше, не предохраняет рабочие поверхности зубьев колеса и витков червяка от непосредственного контакта.



m_1, m_2 – массы витка червяка и зуба червячного колеса соответственно, G_1, G_2 – центры тяжести витка червяка и зуба колеса соответственно, σ_n – контактное напряжение, N – сила удара, j_{nmax} – максимальный гарантированный боковой зазор

Рис. 2. Схема контакта поверхностей витка червяка и зуба червячного колеса

Червячную передачу представим в виде двух абсолютно жестких недеформируемых тел: червяка 1 и червячного колеса 2, при этом между зубьями колеса и витками червяка находится упругий элемент – слой 3 смазки с частицами фторопласта (рис. 3). Будем считать, что промежуточный элемент настолько мягок, а соударяющиеся тела червяка и колеса настолько жесткие, что деформациями соударяющихся тел червяка и колеса можно пренебречь и учитывать лишь деформацию упругого промежуточного элемента.



a – положение до удара, *б* – положение во время удара, 1 – виток червяка, 2 – зуб червячного колеса, 3 – промежуточный элемент, c_1 и c_2 – перемещения центров тяжести витка червяка и зуба колеса соответственно, h – начальная толщина упругого промежуточного элемента, h_1 – толщина упругого промежуточного элемента после удара

Рис. 3. Модель соударения витка червяка и зуба червячного колеса

Анализ процессов, происходящих при ударе в червячной передаче, будем проводить на основе современной теории удара, которая предполагает одновременное существование в теле потенциальной и кинетической формы энергии после удара благодаря тому, что напряжения и деформации от точки контакта распространяются по телу не мгновенно, а с некоторой конечной скоростью – скоростью волны. Так, например, скорость распространения волны сжатия (растяжения) определится формулой [6]

$$\phi = \sqrt{\frac{E}{\rho}},$$

где E – модуль упругости материала,

ρ – плотность.

В связи с этим та часть тела, которая уже охвачена волной напряжения, обладает потенциальной энергией, а та часть тела, которую волна нагружения еще не достигла, сохраняет начальную кинетическую энергию.

Аналогичным образом к моменту окончания удара, когда ударная нагрузка снимается, часть тела не успевает разгрузиться от напряжений, а следовательно, и от потенциальной энергии. При сжатии тела деформируются, и скорости точек изменяются. Благодаря волновому характеру распространения деформаций поле скоростей точек тела становится неоднородным. Те области, которые уже охвачены волной деформаций, изменяют свою скорость, в тех же областях, которых волна еще не достигла (сюда может войти и точка центра тяжести), сохраняется прежняя скорость [6].

На рис. 3а изображено положение витка червяка и зуба колеса перед ударом. На этом этапе виток 1 червяка, имеющий массу m_1 и скорость V_{01} , приближается к ударяемому зубу колеса 2, имеющему массу m_2 и скорость V_{02} . Скорости V_{01} и V_{02} имеют все точки тел червяка и колеса, в том числе и их центры тяжести G_1 и G_2 . Упругий промежуточный элемент 3 пока не сжат, его свободная толщина h . Положение, показанное на рис. 3б пунктиром, соответствует моменту касания ударника, т.е. червяка, упругого тела – началу удара. От этого положения производится отсчет перемещения центров тяжести витка и зуба C_1 и C_2 во время удара. Поскольку тела червяка и колеса твердые, перемещения рабочих поверхностей витка червяка и зуба колеса Y_1 и Y_2 пропорциональны и равны перемещению их центров тяжести, т.е. $Y_1 = C_1$ и $Y_2 = -C_2$ [7]. После касания витка червяка с упругим элементом последний изменит свою толщину. На рис. 3б изменившаяся во время удара толщина упругого элемента обозначена как h_δ .

Из рис. 3б очевидно равенство

$$a = C_1 + h_\delta - C_2, \quad (1)$$

величина сжатия упругого элемента

$$\delta = h - h_\delta = C_1 - C_2. \quad (2)$$

Сила сопротивления сжатию упругого элемента N зависит от его свойств, можно в общем виде записать

$$N = f(\delta). \quad (3)$$

Так, например, если упругим элементом будет смазка вместе с кластерами, то сила сопротивления будет пропорциональна вязкости масла и упругости кластеров. Сила сжатия упругого элемента действует на оба тела, сообщая им ускорения. Вследствие этого скорость центров тяжести витка червяка и зуба колеса должна и

после удара иметь значения: для витка червяка $V_1 = C_1 = \frac{dc_1}{dt}$,

для зуба колеса $V_2 = C_2 = \frac{dc_2}{dt}$.

Обозначим соответственно ускорения витка червяка

$$\omega_1 = \frac{dv_1}{dt} = \frac{d^2c_1}{dt^2} \text{ и зуба колеса}$$

$$\omega_2 = \frac{dv_2}{dt} = \frac{d^2c_2}{dt^2}.$$

За положительное направление сил, скоростей примем направление первоначальных перемещений, тогда дифференциальное уравнение движения тел во время удара получит вид

$$m_1 \frac{d^2c_1}{dt^2} = -N, \quad m_2 \frac{d^2c_2}{dt^2} = N. \quad (4)$$

Упрощая задачу, будем считать, что колесо до удара было неподвижным ($v_{01} = 0$), а упругий элемент до удара не имел начального сжатия ($\delta_0 = 0$), тогда присоединяя к дифференциальным уравнениям движения витка и зуба уравнения (2) и (3), получим систему дифференциальных уравнений

$$m_1 \frac{d^2c_1}{dt^2} = -N \text{ или } m_1 \frac{dv_1}{dt^2} = -N, \quad (5a)$$

$$m_2 \frac{d^2c_2}{dt^2} = N \text{ или } m_2 \frac{dv_2}{dt^2} = N, \quad (5б)$$

$$N = f(\delta), \quad (5в)$$

$$\delta = h - 1 = c_1 - c_2. \quad (5г)$$

Далее, проводя соответствующие преобразования и решая данную систему уравнений, получим

$$t = \int_0^\delta \frac{d\delta}{\sqrt{V_0^2 - 2 \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} \int_0^\delta f(\delta) d(\delta)}}. \quad (6)$$

Формула (6) выражает зависимость сжатия тел δ по времени. Максимальному сжатию тел во время удара $\delta = \delta_{\max}$ соответствует

условие экстремума $\frac{d\delta}{dt} = 0$. В этом случае часть кинетической энергии витка червяка в процессе удара переходит в потенциальную энергию.

Необходимо отметить, что в момент достижения максимального сближения тел их скорости оказываются одинаковыми. Это можно видеть из условия экстремума, которое на основании уравнения (5г) равно

$$\frac{d\delta}{dt} = \frac{dc_1}{dt} - \frac{dc_2}{dt} = 0, \text{ или } \frac{dc_1}{dt} = \frac{dc_2}{dt},$$

то есть при $\delta = \delta_{\max}$ $v_1 = v_2 = v$.

Время, соответствующее максимуму сжатия τ_1 , получим из выражения (6), подставляя в качестве верхнего предела интегрирования $\delta = \delta_{\max} = \delta_m$,

$$\tau_1 = \int_0^{\delta_m} \frac{d\delta}{\pm \sqrt{V_0^2 - 2 \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} \int_0^\delta f(\delta) d\delta}} = \frac{1}{V_0} \int_0^{\delta_m} \frac{d\delta}{\sqrt{1 - \frac{1}{A_p} \int_0^\delta f(\delta) d\delta}}. \quad (7)$$

Получить полное время удара подобным образом невозможно. Дело в том, что в момент окончания удара $N = 0, \delta = 0$, то есть верхний предел интегрирования оказывается равным нижнему. Но в этом случае интеграл тождественен нулю. Поэтому целесообразно разбить время удара на два периода: первый – от момента начала удара $t = 0$ до момента максимального сближения $t = \tau_1$; второй – от момента максимального сближения $t = \tau_1$ до момента окончания удара t_u , когда $N = 0$ [7]. Обозначим продолжительность второго периода τ_2 , тогда $t_u = \tau_1 + \tau_2$.

Уравнения, описывающие первый и второй периоды, совершенно одинаковы. Отличаются лишь начальные условия. Для второго периода начальными условиями будут параметры ударной системы

в конце первого периода, то есть при $t = \tau_1, \delta = \delta_m, d\delta/dt = 0, (d\delta/dt)^2 = 0$, а в конце этого периода при $t = t_u$ и $\delta = 0$.

Поэтому нет смысла повторять решение системы дифференциальных уравнений, подставим лишь эти пределы в выражение продолжительности первого периода удара

$$\tau_2 = \frac{1}{v_0} \int_{\delta_m}^0 \frac{d\delta}{\pm \sqrt{1 - \frac{1}{A_p} \int_{\delta_m}^{\delta} f(\delta) d\delta}} = \pm \frac{1}{v_0} \int_{\delta_m}^0 \frac{d\delta}{\sqrt{\frac{1}{A_p} \int_0^{\delta_m} f(\delta) d\delta}}. \quad (8)$$

3. Полное время удара витка червяка о зуб червячного колеса. Для доказательства равенства $\tau_1 = \tau_2$ необходимо доказать равенство выражений (7) и (8). Для этого интеграл, находящийся под корнем выражения (8), представим в виде двух интегралов

$$\frac{1}{A_p} \int_{\delta}^{\delta_m} f(\delta) d\delta = \frac{1}{A_p} \int_0^{\delta_m} f(\delta) d\delta - \frac{1}{A_p} \int_0^{\delta} f(\delta) d\delta.$$

Но первый интеграл равен единице. Таким образом, идентичность выражений (7) и (8) доказана. Следовательно, независимо от свойств промежуточного элемента сближение витка червяка и зуба колеса, а значит, и сила, и ускорение при ударе имеют во времени симметричный характер.

Полное время удара будет равно

$$t_u = \tau_1 + \tau_2 = 2\tau_1 = 2\tau_2, \text{ то есть}$$

$$t_u = \frac{2}{v_0} \int_0^{\delta_m} \frac{d\delta}{\sqrt{1 - \frac{1}{A_p} \int_0^{\delta} f(\delta) d\delta}} = \frac{2\sqrt{A_p}}{v_0} \int_0^{\delta_m} \frac{d\delta}{\sqrt{A_p - \int_0^{\delta} f(\delta) d\delta}} \quad (9)$$

или

$$t_u = \frac{2\sqrt{A_p}}{v_{0j}} \int_0^{\delta_m} \frac{d\delta}{\sqrt{\int_0^{\delta_m} f(\delta) d\delta}}. \quad (10)$$

Максимальная сила удара N_m соответствует наибольшему сжатию упругого элемента, то есть

$$N_m = f(\delta_m). \quad (11)$$

Наибольшее напряжение при ударе

$$\sigma_m = \frac{N_m}{S}.$$

где S – площадь сечения, в котором определяется напряжение.

Наибольшие ускорения, естественно, соответствуют наибольшей силе и согласно уравнениям (5а) и (5б) равны

$$\frac{d^2 c_1}{dt^2} = \frac{N_m}{m_1}, \quad \frac{d^2 c_2}{dt^2} = \frac{N_m}{m_2}.$$

Полное перемещение зуба колеса за время удара равно

$$c_{2m} = \frac{m_1 v_0 t_{ez}}{m_1 + m_2}, \quad (12)$$

где t_u определяется по формулам (9) и (10).

Полное перемещение витка червяка во время удара равно полному перемещению зуба червячного колеса, то есть $c_{1m} = c_{2m}$.

К моменту окончания удара потенциальная энергия в системе отсутствует (сжатие упругого элемента $c = 0$, а соударяющиеся виток червяка и зуб колеса были приняты несжимаемыми). Поэтому после удара система имеет энергию только в кинетической форме – энергию движения соударяющихся тел.

Если пренебречь гистерезисными потерями энергии в упругом элементе, то можно утверждать, что для определения коэффициента

передачи энергии от одного тела к другому вполне применим принцип сохранения кинетической энергии классической теории удара, которая для скоростей после удара дает следующие зависимости [7]

$$v_1 = \frac{m_1 - m_2}{m_1 + m_2} v_0, \quad v_2 = \frac{2m_1}{m_1 + m_2} v_0, \quad (13)$$

а для коэффициента передачи энергии удара – уравнение

$$\eta = \frac{4m_1 m_2}{(m_1 + m_2)^2}. \quad (14)$$

Если же промежуточный элемент является совершенно неупругим, то есть если он не способен восстанавливать свои размеры, удар закончится в первом периоде. Тогда время удара определится формулой (7); перемещение витка червяка и зуба колеса во время удара – выражениями (11) и (12); их скорость после удара – следующей формулой

$$v = \frac{m_1 v_{01}}{m_1 + m_2}, \quad (15)$$

коэффициент передачи энергии

$$\eta = \frac{A_1}{A_0} = \frac{m_1}{m_1 + m_2}. \quad (16)$$

Для расчета времени и сил при неупругом ударе необходимо знать закон изменения $N = f(\delta)$ для промежуточного элемента.

Основные расчетные формулы для подобных систем:

$$\int_0^{\delta_m} f(\delta) d\delta = \frac{m_1}{m_1 + m_2} \frac{m_1 v_0^2}{2} = A_p,$$

$$t_u = \frac{2}{v_0} \int_0^{\delta_m} \frac{d\delta}{\sqrt{1 - \frac{1}{A_p} \int_0^{\delta} f(\delta) d\delta}} = \frac{2\sqrt{A_p}}{v_0} \int_0^{\delta_m} \frac{d\delta}{\sqrt{A_p - \int_0^{\delta} f(\delta) d\delta}}, \quad (17)$$

$$\text{Максимальное сжатие } \int_0^{\delta_m} f(\delta) d\delta = A_p.$$

$$\text{Максимальная сила удара } N = f(\delta_m).$$

$$\text{Время удара } t_u = \frac{2\sqrt{A_p}}{v_0} \int_0^{\delta_m} \frac{d\delta}{\sqrt{A_p - \int_0^{\delta} f(\delta) d\delta}}.$$

Перемещение тел витка червяка и зуба колеса во время удара

$$c_{1m} = c_{2m} = \frac{m_1 v_0 t_u}{m_1 + m_2}.$$

При решении конкретных задач по определению характеристик удара можно воспользоваться методами, изложенными в [8].

Заключение. Теоретический анализ динамики ударного процесса, происходящего в червячной передаче во время реверса, пусков и остановов, позволяет получить основные зависимости, связывающие параметры удара: силу, скорость, ускорения и время с параметрами ударной системы.

Показано, что для смягчения и предотвращения удара следует между зубьями колеса и витками червяка поместить упругий промежуточный слой, который будет служить демпфером ударной системы и в то же время обеспечивать минимальный коэффициент трения при относительном скольжении рабочих поверхностей витков червяка и зубьев червячного колеса.

В качестве упругого промежуточного элемента могут служить полимерные покрытия на рабочих поверхностях витков червяка и зубьев червячного колеса или же кластерная смазка, которая представляет собой обычную смазку с добавленными в ней частицами фторопласта, так называемыми кластерами.

Характер соударения витков червяка и зубьев колеса зависит от типа и свойств упругого промежуточного элемента.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Бершадский, Л.И. Повышение надежности передач путем применения новых смазочных материалов / Л.И. Бершадский. – Киев: Знание, 1979. – 34 с.
2. Выбор и применение новых смазочных материалов в редукторах общего назначения: методические указания. – М.: НИИИФОРМ, 1983. – 121с.
3. Blagodarny, V. Klasterná mazka dlja tjaželonagružených uzlov trenia mašin // Nové smrtly vo výrobných technológiach 1999: 4 Medzinárodná konferencia. – Prešov, SR. – S. 46–48.
4. Благодарный, В.М. Переработка фторопластной стружки в порошок / В.М. Благодарный, В.А. Божков // Ресурсосберегающие и экологически чистые технологии: научно-технич. конф. – Гродно, 1998. – С. 98–99.
5. Pranta enjinia // Plant. Eng. – 1999. – № 12 – S. 7.
6. Соколинский, В.Б. Расчет динамики ударного инструмента волновым методом / В.Б. Соколинский // Научные сообщения ИГД им. А.А. Скочинского, 1963. – Вып. XVIII.
7. Флавицкий, Ю.В. Определение импульсов напряжений при продольном соударении упругих тел / Ю.В. Флавицкий, К.С. Хомяков. – М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1964.
8. Воронков, И.М. Курс теоретической механики / И.М. Воронков. – М.: Физматгиз, 1961. – 596 с.

Материал поступил в редакцию 29.11.12

BLAGODARNY V.M., DREMUK V.A. Worm gears lubricated with the cluster

This article deals with the problem of the efficiency increase of worm gear pu-order cluster. Cluster is grease lubricated with Teflon particles that serve clusters. On the Base of the analyses of the worm transmission with the help of the wave method was determined the force, the acceleration, the time of the strike of the worm against the tooth of the worm wheel, tension in contact, resulting in the process of the worm gear. It is shown that for the mitigation and prevention of stroke it is necessary to put an elastic intermediate layer between the teeth of the worm wheel and the turns of the worm, which will serve as a shock damper system and at the same time it provides a minimum coefficient of friction at the relative sliding countertops of the turns of the worm and the worm wheel.

УДК 621.833.1+ 681.518.54

Ишин Н.Н., Гоман А.М., Скороходов А.С.

МЕТОДОЛОГИЯ ОЦЕНКИ ВИБРАЦИОННОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА

Введение. На основе проведенных исследований создана методология оценки остаточного ресурса [1–3] в зубчатых передачах приводных зубчатых механизмов и трансмиссионных систем мобильных машин по результатам периодического вибромониторинга их технического состояния. Эта методология основана на экспериментальных исследованиях, позволивших установить хорошо выраженную корреляционную зависимость между амплитудами ударных импульсов в зубчатом сопряжении и амплитудами виброимпульсов (виброускорений), измеряемых вибродатчиком на подшипниковых узлах передачи в условиях стендовых испытаний. При этом уравнение регрессии описывается линейной функцией, параметры которой зависят от режимов работы зубчатой передачи и ее нагруженности и изменяются в процессе испытаний. Дальнейшее развитие исследований требует нахождения аналитической зависимости между указанными величинами.

В данной работе для решения поставленной задачи с целью оценки технического состояния зубчатых передач исследуется процесс трансформации ударного импульса при распространении вызываемых им упругих волн по зубчатому механизму к месту приема сигнала вибродатчиком в условиях стендовых испытаний.

Динамическая модель распространения упругих волн в приводном зубчатом механизме, вызванных ударным импульсом в зубчатом сопряжении. Распространение упругих волн в механизме описывается дифференциальными уравнениями второго порядка с частными производными. Чрезвычайная трудность решения этих уравнений связана с невозможностью корректно сформулировать граничные и начальные условия, описывающие состояние поверхности механизма. Кроме того исследование усложняется тем, что в упругих твердых телах возбуждаются упругие волны различных типов: изгибные, поверхностные, продольные, поперечные и др.

Поэтому одним из эффективных способов упрощения решения сформулированной выше проблемы служит введение такого важного понятия в технической диагностике, как линейный акустический канал в зубчатом механизме [4]. Он состоит из зубчатой передачи, являющейся источником вибраций механизма, вибродатчика, который принимает сигнал, и среды, по которой ударный импульс от зубчатого зацепления проходит к вибродатчику. Средой в данном случае является материал самого механизма. В зубчатом механизме число акустических каналов равняется числу зубчатых передач (источников ударных импульсов).

Линейность акустического канала обусловлена тем, что при подаче на вход нескольких сигналов они проходят по нему, не взаимодействуя друг с другом. Отсюда следует, что при подаче на вход сигнала синусоидальной формы, на выходе получается сигнал той же формы и частоты. Следовательно, образующие спектр сложного сигнала синусоиды проходят по каналу независимо друг от друга. При таком рассмотрении проблемы задача преобразования ударного импульса при прохождении его по акустическому каналу упрощается и сводится к решению задачи об изменении амплитуд и фаз синусоидальных составляющих сигнала.

В качестве простейшей динамической модели приводного зубчатого механизма, позволяющей исследовать основные свойства частотной характеристики акустического канала, может быть рассмотрено однородное упругое тело неограниченных размеров. Дифференциальное уравнение, описывающее распространение упругих волн в таком теле, является уравнением с частными производными [4]

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2}, \quad (1)$$

где функция $\psi = \psi(x, y, z, t)$ – потенциал скорости частицы упругой

Ишин Николай Николаевич, к.т.н., доцент, начальник отделения методов компьютерного проектирования автомобильной техники Объединенного института машиностроения НАН Беларуси.

Гоман Аркадий Михайлович, к.т.н., доцент, начальник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин Объединенного института машиностроения НАН Беларуси.

Скороходов Андрей Станиславович, к.т.н., ведущий н.с. отдела динамического анализа и вибродиагностики машин Объединенного института машиностроения НАН Беларуси.

Беларусь, 220072, г. Минск, ул. Академическая, 12.