

УДК 621.875.796

## ВЛИЯНИЕ КАЧЕСТВА СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Лидия Ивановна Куксенова<sup>1</sup>, Сергей Андреевич Поляков<sup>1,2</sup>,  
Екатерина Михайловна Кулешова<sup>2</sup>, Владимир Владимирович Лычагин<sup>2</sup>,  
Ирина Анатольевна Хренникова<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

<sup>2</sup>Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

[lkukc@mail.ru](mailto:lkukc@mail.ru)

*Аннотация:* Проведена оценка влияния вида смазочного материала на ресурс и несущую способность червячных передач на основе метода сравнительных испытаний. Рассмотрен процесс формирования колебаний в червячных передачах. Выявлена зависимость максимальной амплитуды колебаний вращающего момента на быстрходном валу червячной передачи от вида смазочного материала.

*Ключевые слова:* червячная передача, смазочные материалы, износостойкость.

## THE INFLUENCE OF LUBRICANT FOR INDEX OF CAPACITY FOR WORK OF WORM

L.I.Kuksenova<sup>1</sup>, S.A.Poljakov<sup>1,2</sup>, E.M.Kuleschova<sup>2</sup>,  
V.V.Lychagin<sup>2</sup>, I.A.Chrennikova<sup>1</sup>

<sup>1</sup>IMASH RAN, Moscow, Russia

<sup>2</sup>Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

[lkukc@mail.ru](mailto:lkukc@mail.ru)

*Abstract.* The appreciation of lubricant influence for resource and performability of worm on base of comparative tests is made. The process of vibrations formation is considered. The dependencies connecting maximum amplitude of worm vibrations with kind of lubricant are revealed.

*Keywords:* worm, lubricant, wear resistance.

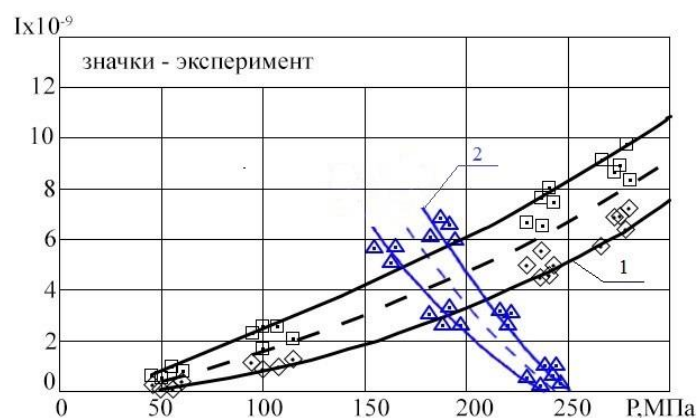
**Введение.** Известно, что основной причиной выхода из строя червячных передач (ЧП) является изнашивание зубьев червячного колеса и в меньшей степени червяка, а также подшипников. Несмотря на это, основной расчет для оценки ресурса, описание которого предлагается в [1] – это расчет на контактную усталость. Тем не менее, как показывают и практика, и расчеты [2,3] ограничение ресурса по критерию изнашивания является существенно более сильным, чем по критерию контактной усталости. Поэтому рассмотрение червячной передачи на предмет износостойкости материалов является актуальной задачей.

**Результаты исследования и обсуждение.** Для оценки влияния смазочного материала на процесс изнашивания червячных передач наиболее приемлемым представляется метод сравнительных износных испытаний, когда интенсивность изнашивания определяется при одинаковых условиях, но с изменением одного параметра — состава смазочного материала. Базой для сравнения могут служить данные работы [3]. То, что смазочный материал

оказывает существенное влияние на физические процессы при контактном взаимодействии, отмечалось ранее, [4]. Причем подобные исследования, в силу своей актуальности, постоянно пополняется новыми сведениями, например, отраженными в [5].

Как следует из ряда работ, перечисленных выше, действие пленкообразующих смазочных материалов на процесс изнашивания может привести к существенному изменению степенной зависимости интенсивности изнашивания от нагрузки, включая тенденцию к снижению интенсивности изнашивания с ростом нагрузки до определенных ее значений, лимитируемых процессом пленкообразования.

В результате проведенных экспериментов на износостойкость редукторов типа 5ЧР-80 по подобию испытаний, описанных в [3], была выявлена закономерность, отраженная на рис. 1.



**Рис. 1.** Зависимость интенсивности изнашивания от давления в контакте червячной пары.

- 1 – диапазон значений, получаемый при использовании штатного масла ТМ-18-5;
- 2 – диапазон значений, получаемый при использовании того же масла с добавкой «Стрибойл»

Полученная зависимость является достаточно характерной для случаев использования пленкообразующих смазочных материалов. Подобная зависимость, показанная, например, в работе [6], представляет собой параболу со смещением относительно начала координат минимумом, причем величина смещения по оси давления ( $p$ ) указывает на область давления  $P_0$ , в окрестностях которого пленкообразование проходит критическое значение давления, выше которого по мере роста давления процесс пленкообразования оказывается все более затрудненным.

Предложенная зависимость имеет вид

$$I = k(P - P_0)^m,$$

где величина  $P_0$  имеет смысл критического давления пленкообразования, а увеличение значения этого параметра расширяет зону изнашивания с высокой износостойкостью. Следует подчеркнуть, что интерпретация величины  $P_0$  может быть предложена на основе представления о «втором минимуме» коэффициента трения, данном в [4]. Имеется в виду, что «первый минимум» образуется на зависимости коэффициента трения от нагрузки для смазываемого сопряжения в области критического значения параметра Зоммерфельда — при переходе от гидродинамического типа смазки к смешанному. При дальнейшем увеличении нагрузки на контакт, в случае, если смазочный материал является пленкообразующим, вновь образующаяся из хемосорбирующихся активных составляющих смазочного материала пленка ведет себя аналогично вязкой гидродинамической смазке, но с большей вязкостью. В результате минимум возникает повторно, но при большей нагрузке [4].

Как показывают испытания ЧП с различными видами смазочных материалов, появление «второго минимума» коэффициента трения можно наблюдать и при анализе поведения червячного зацепления. Для этого рассмотрим силовые соотношения в этом зацеплении. Траектория колебаний быстроходного вала червячного редуктора должна определяться суммарным действием детерминированных и случайных факторов, что можно описать следующим соотношением [7]

$$\frac{J_2 d^2 \varphi_2}{dt^2} + \frac{K d \varphi_2}{dt} + C_f \varphi_2 = F(\omega_0 - \frac{d \varphi_2}{dt}) d_1 + \delta(\omega) \quad (1),$$

где  $\varphi_2$  – угол поворота зуба червячного колеса в направлении приложения окружной силы на червяке;  $J_2$  – приведенный момент инерции тихоходного вала;  $K$  – характеристический коэффициент, определяемый трением в контакте, или коэффициент демпфирования;  $C_f$  – жесткость зуба червячного колеса в направлении приложения окружной силы на червяке;  $d_1$  – делительный диаметр червяка;  $F$  – функция изменения силы трения в связи с соотношением угловой скорости вала электродвигателя  $\omega_0$  и скорости поворота зуба червячного колеса  $d\varphi_2/dt$ ;  $\delta(\omega)$  — случайные составляющие, определяемые погрешностями изготовления. Функция  $F$  описывает динамику окружной силы на червяке, определяемой силой трения. С учетом того, что сила трения является проекцией окружной силы на червяке на контактную поверхность, выражение для коэффициента трения в зацеплении имеет вид [8]

$$f = \left( \frac{T_{эд} d_2}{T_{тор} d_1} \right) (\cos \gamma)^2 \cos \alpha \quad (2),$$

где  $d_1$  – делительный диаметр червяка,  $d_2$  – делительный диаметр колеса,  $\gamma$  – угол наклона винтовой линии червяка,  $\alpha$  – половина угла при вершине витка червяка. При этом  $T_{эд} = \frac{F_{ок1} d_1}{2}$ , где  $F_{ок1}$  – окружная сила на червяке, а  $T_{тор} = \frac{F_{ок2} d_2}{2}$ , где  $F_{ок2}$  – окружная сила на колесе. Очевидно, что формула (2) является прямым аналогом закона Амонтон-Кулона применительно к наклонной плоскости, где роль силы трения играет величина  $F_{ок1}$ , а роль нормальной силы –  $F_{ок2}$ . Поскольку углы  $\gamma$  и  $\alpha$  в процессе работы не меняются, а величина  $F_{ок2}$  определяется тормозным моментом (в рассматриваемом случае он постоянен), то колебания окружной силы на червяке можно объяснить только колебаниями коэффициента трения в контакте червяка и колеса  $f$ , [8].

Отметим, что амплитуды вынужденных колебаний на зубцовых и кратных им частотах ( $\omega_k$ ) должны быть выше амплитуд на других частотах [8], поскольку именно на этих частотах происходят динамические взаимодействия зубьев. Поэтому при рассмотрении вынужденных колебаний мы будем оценивать, в первую очередь, именно это соотношение. Коэффициент весомости должен определяться из соотношения согласно [9]:

$$\beta = \frac{F_k}{F_{k=1}},$$

где

$$F_k = \left( \frac{2}{T} \right) \int_{-\frac{T}{2}}^{+\frac{T}{2}} F_{\max} \cos \frac{\pi}{T} t \cos \omega_k t dt ,$$

что дает интегральную характеристику силового импульса на частоте  $\omega_k$  по всему рассматриваемому периоду  $T$ , который представляет собой длительность импульса и, как правило, имеет длительность существенно меньшую (в 10 и более раз), чем период зубцовой частоты. Из этого следует, что силовая форма возбуждения никак не может иметь синусоидальную форму колебаний с зубцовой или кратной ей частотой в силу отсутствия синусоидальной формы у самого импульса. В то же время, порождаемые этим импульсом колебания должны быть кратны зубцовой частоте и могут иметь форму гармонических колебаний, но с более высокой частотой, чем зубцовая. Кроме того, сама величина  $F_{\max}$  в нашем рассмотрении, когда причиной импульса является не просто встреча нормальных зубьев, а встреча зубьев с дефектами, должна быть функцией этих дефектов

$$F_{\max} = \Phi(\delta\varphi).$$

В связи с изложенным, модель (1) можно представить в виде

$$\frac{J_1 d^2 \varphi_1}{dt^2} + C_f \varphi_1 = [F(\omega_0 - \frac{d\varphi_2}{dt})d_1 + (F_0 \sum F_k [\Phi(\delta\varphi_k) \cos(\frac{\pi}{T_u} t)] \cos \omega_k t) d_1], \quad (3)$$

где  $J_1$  – приведенный момент инерции быстроходного вала;  $T_u$  – период взаимодействия погрешностей червяка и колеса,  $T_u = \frac{L_\phi}{V}$ , где  $V$  – скорость проскальзывания,  $L_\phi$  – размер погрешности в направлении проскальзывания;  $\omega_k$  – зубцовая частота.

Для описания колебаний решение уравнения (3) можно представить в виде (4), предположительно полагая, что последний член является составляющей, слабо зависящей от скорости проскальзывания

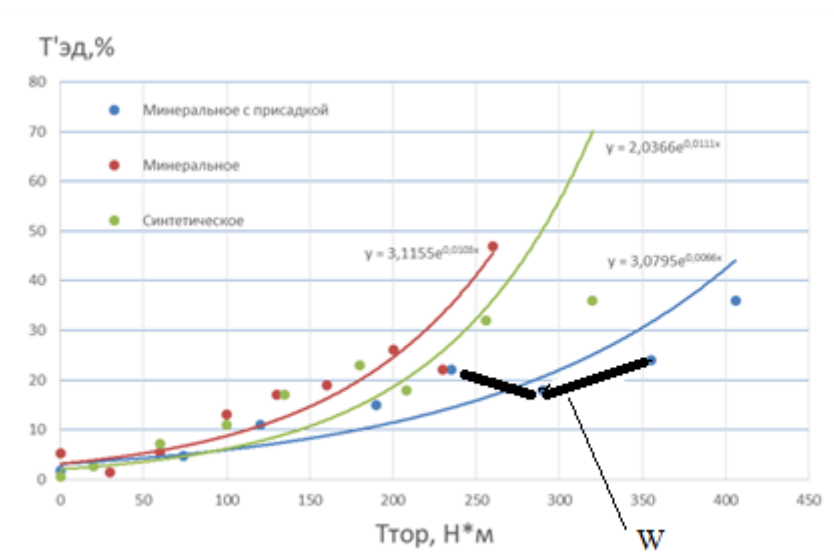
$$T(\varphi_1(t)) = A \cos \omega t + z_1(A, t) d_1 + (F_0 \sum F_k [\Phi(\delta\varphi_k) \cos(\frac{\pi}{T_u} t)] \cos \omega_k t) d_1 \quad (4).$$

Видно, что все составляющие уравнения (4) зависят от силы трения, возникающей в контакте червяка и зуба червячного колеса, что подтвердили экспериментальные данные, полученные при стендовых испытаниях редуктора 5ЧР-80. В ходе эксперимента было получено распределение частот колебаний вращающего момента быстроходного вала по доле в общем спектре колебаний при использовании синтетического, минерального и минерального с присадкой масел. Был проведен анализ зависимости максимальной амплитуды момента на быстроходном валу от тормозного момента для доминирующей частоты (частоты автоколебаний) для разных смазочных материалов, рис. 2. Графики для следующих смазочных материалов – минерального масла ТМ-5-18, синтетического ТМ-5-18 и минерального масла с добавкой «Стрибойл» проведены усредненно с применением обработки по методу наименьших квадратов. При этом очевидно, что наилучшими антифрикционными свойствами обладает минеральное масло с добавкой «Стрибойл», что соответствует уравнению (2).

Данное явление можно связать с уменьшением потерь мощности и соответственно с увеличением КПД передачи. По определению КПД передачи

$$\eta = \frac{P_{\text{полн}} - P_{\text{пот}}}{P_{\text{полн}}},$$

где  $P_{\text{полн}}$  – полная мощность,  $P_{\text{пот}}$  – потерянная мощность.



**Рис. 2.** Зависимости амплитуды момента на быстроходном валу от тормозного момента:

$T'_{эд} = \frac{T_{\max}}{T_{эд}} * 100\%$ , где  $T_{\max}$  соответствует максимальному значению размаха колебания момента на доминирующей частоте;  $W$  – область «второго» минимума

В свою очередь потерянная мощность  $P_{пот}$  зависит от нескольких составляющих, таких как: потери мощности в подшипниках, барботажные потери мощности, потери в манжетах и потери мощности от трения в зацеплении, т.е.

$$P_{пот} = P_{под} + P_{бар} + P_{ман} + P_{тр.зац}.$$

В работе [10] был проведен эксперимент по измерению КПД червячной передачи, в ходе которого было выявлено, что барботажные потери мощности и потери в манжетах (они не учитываются теоретически) снижают КПД по сравнению с теоретическим на 5-7%. Потерь мощности в подшипниках можно избежать, путем применения подшипников закрытого исполнения, как это было проделано в работе [10]. Учитывая вышесказанное, можно сделать вывод, что общие потери мощности передачи в основном зависят от потерь мощности в результате трения в зацеплении. Исходя из графиков распределения частот колебаний вращающего момента быстроходного вала по доле в общем спектре колебаний, доля мощности, приходящаяся на колебания на доминирующей частоте, составляет порядка 80% от общих потерь мощности на колебания. Таким образом

$$P_{тр.зац.} = \Delta T n,$$

где величину  $\Delta T$  можно найти из уравнения (4):

$$\Delta T = A \cos \omega t + z_1(A, t) d_1.$$

Данное соотношение показывает, что КПД передачи определяется амплитудой колебаний момента на быстроходном валу и растет пропорционально росту антифрикционных свойств сопряжения «червяк – червячное колесо» в связи с использованием различных смазочных материалов.

Кроме того, необходимо отметить следующую особенность. Если кривую, описывающую зависимость для масла с добавкой «Стрибойл», рис.2, проводить по экспериментальным точкам, то в области значений тормозного момента от 250 до 300 Нм можно выявить локальный минимум, который и будет «вторым минимумом» для сопряжения «червяк – червячное колесо», обозначенном индексом  $W$ . Если же отметить, что номинальный момент для редуктора 5Ч-80 составляет 260 Нм, причем ему соответствует давление в контакте

примерно 250 Мпа, то можно констатировать, что область «второго минимума» на рис.2 и область минимума интенсивности изнашивания на рис. 1 практически совпадают.

**Заключение.** Наличие процесса пленкообразования и формирование «второго минимума» позволяют существенно расширить область допустимых давлений при эксплуатации червячных передач. Поэтому полученный результат, отраженный на рис.1, является ожидаемым и теоретически обоснованным. На основании полученных экспериментальных данных можно сделать вывод о существенном положительном влиянии пленкообразующей добавки к маслу на износостойкость червячной пары, снижение потерь на трение и соответственно повышение работоспособности и КПД зацепления.

### Список литературы

1. Детали машин /Под ред. Ряховского О.А. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. – 520 с.
2. Павлов В.Г. Ресурс работы червячной передачи по критерию износа // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2005. – №5. – С. 44–48.
3. Андриенко Л.А., Вязников В.А. Ресурс работы червячной передачи по критерию изнашивания // Известия вузов. Машиностроение. – 2011. – №4. – С.3–6.
4. Поляков С.А., Бурумкулов Ф.Х., Куксенова Л.И. Оценка работоспособности трибосистем на основе экстремальных показателей их динамической адаптации // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2009. – №10. – С. С.12–17.
5. Поляков С.А., Захаров М.Н., Лычагин В.В., Гончаров С.Ю. Влияние пленкообразующих смазочных материалов на адаптивность червячных передач // Вестник машиностроения. – 2015. – №11. – С. 37–39.
6. Поляков А.А., Рузанов Ф.И. Трение на основе самоорганизации. – М.: Наука, 1992. – 135 с.
7. Polyakov S.A., Zakharov M.N., Goncharov S.U. and Lychagin V.V. Loading capacity of the Worn Reduction Gearboxes and possibilities to increase it by selecting and applying different lubricating materials. // Journal of machinery manufacture and reliability. – 2014. - No 5. - P. 445-447. Allerton Press, inc., 2014.
8. Поляков С.А., Гончаров С.Ю., Куксенова Л.И. Разработка метода оценки работоспособности червячных передач на основе анализа их триботехнических показателей // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2016. - №5. - С. 81-87.
9. Берестнев О.В., Гоман А.М., Ишин Н.Н. Аналитические методы механики в динамике приводов. – Минск: Наука и техника, 1992. – 238 с.
10. Вязников В.А. Разработка методики прогнозирования технического состояния червячных передач по неравномерности вращения тихоходного вала: Автореферат дис. ... канд. техн. наук. - М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. – 16 с.

*Дата поступления: 22 октября 2018 г.*