

Расчет и конструирование машин

УДК 621.83

Ресурс работы червячных передач по критерию изнашивания

Л.А. Андриенко, В.А. Вязников

Предложен метод расчета ресурса червячной передачи по условию предельно допустимого износа. Метод основан на учете интенсивности изнашивания, полученной на базе статистической обработки результатов испытания сорока червячных передач разного типоразмера.

Ключевые слова: червячная передача, расчетный ресурс, интенсивность изнашивания, контактное давление.

The method of calculation of a worm-gear life by the terms of maximum permissible wear is offered. The method is based on an account of wear intensity obtained from statistical treatment of test results of forty different standard size worm-gears.

Keywords: worm-gear, design life, wear intensity, contact pressure.

Срок службы червячных передач определен ГОСТ Р 50891–96 в 10 000 ч и лимитирован при нормальной эксплуатации допустимой величиной износа червячного колеса. Прогнозирование ресурса по критерию допустимого износа червячных передач в реальных условиях эксплуатации чисто аналитически пока невозможно.



АНДРИЕНКО

Людмила Анатольевна
доктор технических наук,
профессор кафедры
«Основы конструирования
машин»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)



ВЯЗНИКОВ

Вадим Аркадьевич
аспирант кафедры
«Основы конструирования
машин»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Процесс изнашивания зависит от большого числа факторов: материала трущихся пар, характера трения и вида изнашивания, распределения давлений по площадке (линии контакта), температуры и сорта смазочного материала. В процессе эксплуатации подавляющее большинство этих факторов переменны. Это связано с переменностью площади пятна контакта по мере приработки и, как следствие, переменности распределения давлений по длине линии контакта, не говоря уж о переменности самой внешней нагрузки, температуры смазочного материала и т. д.

С 1997 г. в лаборатории «Детали машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана под руководством профессора П.К. Попова проводились периодические испытания на соответствие действующей нормативной документации целого ряда одно- и двухступенчатых червячных редукторов отечественных заводов и некоторых иностранных фирм в условиях, приближенных к эксплуатационным [1].

В процессе периодических испытаний не представляется возможным менять большинство из факторов, влияющих на процесс изнашивания. Тем не менее, полученные в результате этих испытаний данные по изнашиванию червячных колес были систематизированы и в определенной степени могут служить базой при создании методики прогнозирования ресурса червячных передач с использованием параметра интенсивности изнашивания.

Как показали исследования в Мюнхенском университете [2], характер и величина износа червячных передач не зависят от типа червяка (зацепление ZT — не исследовалось). Поэтому полученные данные могут быть использованы для прогноза ресурса червячных передач с разными типами червяков.

Поскольку величина износа витков червяка существенно меньше величины износа зубьев червячного колеса, в расчетах принимаем, что изнашиваются только зубья колеса.

Износ измерялся по трем контрольным зубьям червячного колеса, расположенным под углом 120° , в трех или четырех сечениях по высоте (в зависимости от размеров зуба) и пяти сечениях по длине зуба. Измерения проводи-

лись по нормали к поверхности с помощью штангензубомера с точностью не ниже $0,010$ мм. На рис. 1, а показана сетка замеров износа зуба, а на рис. 1, б — форма изношенного зуба.

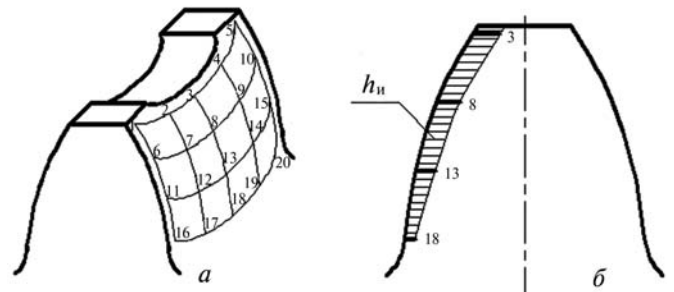


Рис. 1. Сетка для замеров величин износа (а) и форма боковой поверхности изношенного (б) зуба червячного колеса

Спецификой применяемого некоторыми заводами профиля является начальный контакт червяка с зубом червячного колеса по относительно малой площадке — пятну контакта. При этом пятно контакта по высоте зуба достаточно быстро приближается к 100% высоты зуба, тогда как по ширине — пятно контакта к 100% приближается достаточно медленно. В начале эксплуатации редукторы требуют достаточно длительной приработки в щадящем режиме (при нагрузке не более 50% номинальной). В противном случае, температура смазочного материала растет и может превысить допустимые пределы, что приведет к преждевременному старению масла и потере им первоначальных смазочных свойств. При верхнем расположении червяка нарушение режима приработки может привести к схватыванию и задиру витков червяка при их недостаточной твердости.

На графике (рис. 2) распределения износа по боковой поверхности зуба червячного колеса видно, что наибольшая величина износа наблюдается в среднем сечении зуба. В дальнейшем замеры проводились только в этом сечении.

При обработке исходных опытных данных принято допущение: частные значения износа, найденные по трем, расположенным под углом 120° зубьям для трех или четырех сечений по высоте зуба, усреднены. По мере приработки справедливость осреднения растет и характеризует интервальный интегральный линейный износ по всей поверхности зуба колеса.

Современные методики прогнозирования остаточного ресурса по параметру изнашивания основываются на безразмерной величине линейной интенсивности изнашивания (элементному закону изнашивания материалов трущихся пар)

$$J = dh / dt. \quad (1)$$

Тогда величина износа

$$h = \int_0^L J(t)dL, \quad (2)$$

где $J(t)$ — элементный закон изнашивания материалов деталей трения; L — путь трения.

Учитывая, что при граничном или смешанном режимах смазки основными факторами изнашивания червячных передач являются процессы поверхностного механического разрушения материалов, примем элементный закон изнашивания материала червячного колеса в виде

$$J = A_u \left[\frac{p_H}{HB_2} \right]^m, \quad (3)$$

где p_H — контактное давление; HB_2 — твердость по Бринеллю материала червячного колеса; A_u , m — экспериментально устанавливаемые коэффициенты.

При определении контактного давления в зацеплении червячной передачи в качестве

исходной принимают формулу Герца для начального линейного контакта двух цилиндров по их образующим. Коэффициент Пуассона считают равным 0,3:

$$p_H = 0,418 \sqrt{\frac{w_n E_{np}}{\rho_{np}}}, \quad (4)$$

где w_n — нормальная погонная нагрузка; E_{np} — приведенный модуль упругости материалов червяка и червячного колеса; ρ_{np} — приведенный радиус кривизны.

Предполагается, что в уравнении (3) только давление p_H изменяется поперек площадки контакта витка червяка с зубом червячного колеса.

Кроме того, были сделаны допущения: в среднем сечении по длине зуб червячного колеса после изнашивания остается эвольвентным, а радиус кривизны зуба в местах контакта с витком червяка уменьшается на величину износа.

Исследовались передачи с червячными колесами, выполненными из оловянистой бронзы Бр.06Ф1,5 $HB_2 = 100HB$ и полированными червяками из цементируемой стали 18ХГТ $HRC_1 = 57...64HRC$. В процессе испытаний использовался смазочный материал — масло минеральное трансмиссионное ТМ6-18 (зарубежный аналог SAE85W-90).

Экспериментальные значения интенсивности изнашивания в зависимости от напряженного состояния контакта показаны на рис. 3 значками, аппроксимация минимального среднего и максимального значений показана сплошными линиями. Влияние таких парамет-

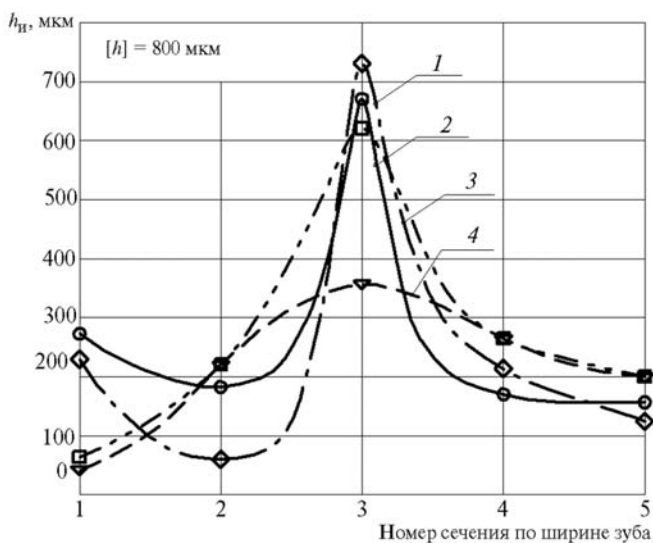


Рис. 2. Распределение износа по ширине зуба червячного колеса

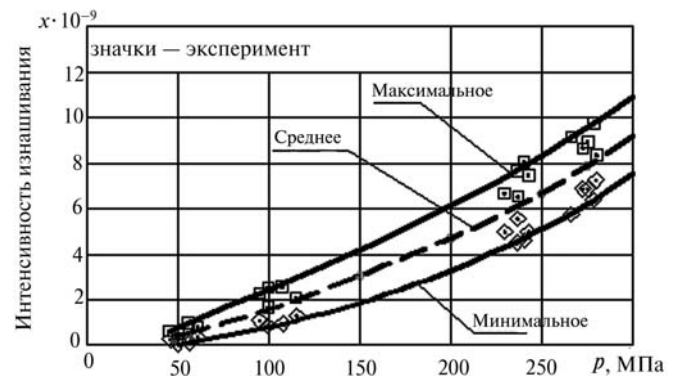


Рис. 3. Зависимость интенсивности изнашивания червячных передач от контактного давления в зацеплении

ров, как вязкость масла, микрогеометрические свойства рабочих поверхностей и другие учитываются коэффициентами A_u и m , которые найдены экспериментально.

На основании статистической обработки результатов испытаний сорока редукторов типоразмеров от МЧ-40 до МЧ-125, в основном российских, и некоторых зарубежных производителей (например, итальянской фирмы Varvell, а также китайского производства) значения коэффициентов, входящих в формулу (3), приняты следующими:

$A_u = (0,3... 2,0) \cdot 10^{-9}$, в среднем $A_u = 1,0 \cdot 10^{-9}$, $m = 2,66...1,44$, в среднем $m = 1,76$.

Зная интенсивность изнашивания и значение допустимой величины износа, можно определить остаточный ресурс червячной передачи

$$L_h = \frac{[h]}{2aGn_2J}, \quad (5)$$

где $[h]$ — допустимая величина износа зубьев колеса; a — полуширина площадки контакта по Герцу; G — геометрический параметр; n_2 — частота вращения колеса.

Полуширина площадки контакта определяется зависимостью

$$a = 1,522 \sqrt{\frac{w_n \rho_{np}}{E_{np}}}. \quad (6)$$

Геометрический параметр [3]

$$G = \frac{qU}{Z_2 \sin \alpha_w \cos \beta \cos \gamma_w}, \quad (7)$$

где q — коэффициент диаметра червяка; U — передаточное отношение; Z_2 — число зубьев колеса; α_w — угол зацепления; β — угол между касательной к линии контакта и вектором скорости скольжения в полюсе зацепления, который можно определить как

$$\beta = \arcsin(\sin \alpha_w \sin \gamma_w); \quad (8)$$

γ_w — угол подъема винтовой линии червяка на начальном цилиндре.

В результате изнашивания происходит изменение параметров технического состояния червячной передачи. Под техническим состоянием понимается совокупность свойств механизма, которые характеризуются значениями, установленными в технической документации.

Для червячных передач техническое состояние можно оценить мощностью или передаваемым вращающим моментом, надежностью, временным показателем которой является средний ресурс, КПД, а также уровнем шума и вибрации.

Важность того или иного параметра технического состояния, а, следовательно, и значение допустимой величины износа, по которой прогнозируется ресурс червячной передачи зависит от назначения привода, в который эта передача встроена.

Выводы

На базе экспериментальных данных получена формула интенсивности изнашивания червячных передач, которая может быть использована для прогнозирования ресурса передач разных типоразмеров, работающих с аналогичным маслом и с червячными колесами, выполненными из оловянистых бронз в паре с полированным червяком из цементируемой стали.

Литература

1. Попов П.К. Прогноз долговечности по износу червячных редукторов общемашиностроительного применения // Вестник машиностроения. 2005. № 10. С. 8—14
2. Hohn B.R., Steingrover K., Lutz M. Determination and optimization of the contact pattern of worm gear // International conference on gear. 2002. V. 1. N 1665. P. 341—351.
3. Ресурс работы червячной передачи по условию предельно допустимого износа / В.Г. Павлов, П.К. Попов, Е.Ю. Селиверстов и др. // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2007. № 5. С. 21—25.

Статья поступила в редакцию 09.03.2011 г.