

УДК 621.833: 620.191

**О ПОВЫШЕНИИ КРИВИЗН
В ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ПЕРЕДАЧАХ****Р.М. ИГНАТИЩЕВ***Белорусско-Российский университет, г. Могилёв,
Республика Беларусь*

Проблема питтинга в зубчатых передачах до сих пор не решена, а накопленный по ней экспериментальный и теоретический материал оказался с изъяном – в формуле Герца неправильно учитывался геометрический фактор, т. е. не подозревали, что при «ничтожно малых» (порядка 0,5 %) утонениях ножек зубьев кривизны могут возрастать в несколько раз [1], [2], [3]. В статье впервые даётся оценка скоростям повышения приведенных кривизн в околополюсных зонах.

Пределы длительной контактной выносливости

$$\sigma_M = 0,418 \cdot \sqrt{q \cdot E \cdot k}, \quad (1)$$

определённые по результатам испытаний роликоподшипников и роликов, работавших без проскальзываний (когда приведенные кривизны исследователи учитывали правильно) называем пределами длительной контактной выносливости *материалов*. Пределы же длительной контактной выносливости

$$\sigma_{\text{э}} = 0,418 \cdot \sqrt{q \cdot E \cdot k_{\text{э}}}, \quad (2)$$

определённые по результатам натуральных испытаний зубчатых передач и роликов, работавших в условиях переменных проскальзываний (когда приведенные кривизны при обработке результатов испытаний учитывали неправильно – в формулу Герца подставляли первоначальные, соответствующие эвольвентам, кривизны $k_{\text{э}}$) называем *заниженными оценками* пределов длительной контактной выносливости материалов.

Если бы при обработке результатов испытаний зубчатых передач учитывали действительные приведенные кривизны (k , а не $k_{\text{э}}$), то получали бы σ_M .

Из (1) и (2):

$$\left(\frac{\sigma_M}{\sigma_{\text{э}}} \right)^2 = \frac{k}{k_{\text{э}}} = \theta_0. \quad (3)$$

Статистические, многократно обобщавшиеся, значения σ_M и $\sigma_{\text{э}}$ машиностроительной наукой установлены для многих случаев.

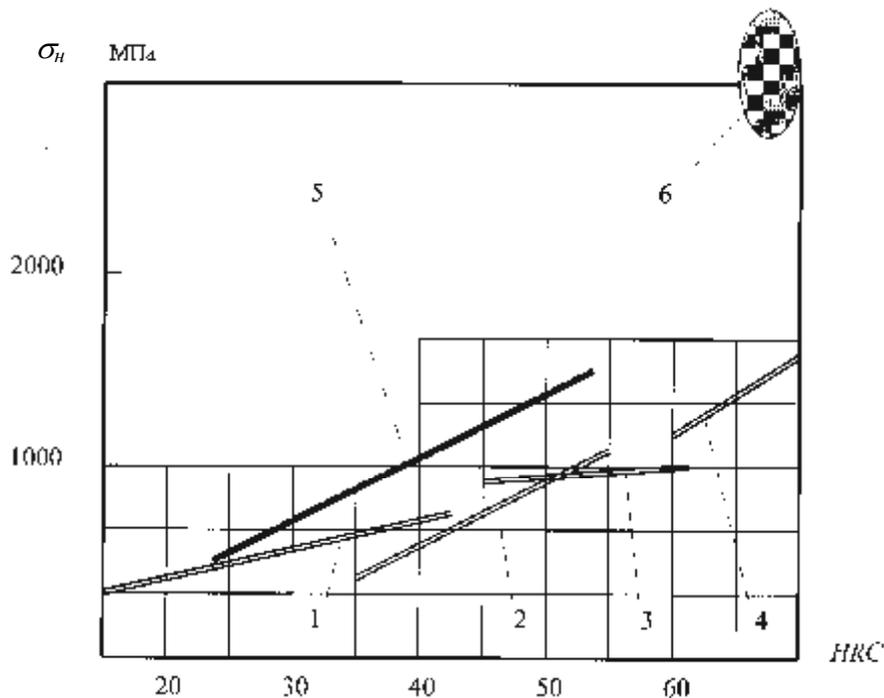


Рис. 1

На рис. 1 σ_H – ось контактных напряжений, подсчитывавшихся при обработке экспериментальных данных по формуле Герца; HRC – ось значений твёрдостей поверхностей деталей (при этом, твёрдости по Бринелю по известным соотношениям приведены к твёрдостям по Роквеллу); картина накопленно-обобщённых оценок по пределам длительной выносливости поверхностей: ульев – (1-4); роликов, работавших при стендовых испытаниях в условиях чистого качения – (5); деталей роликоподшипников – (6); 1-4 – линии, отражающие практически единодушное мнение специалистов по зависимостям пределов длительной контактной выносливости зубьев от твёрдостей их поверхностей – [4], [5], [6], [7], [8], [9] и др.; 1 – углеродистые и легированные стали, улучшенные или нормализованные, твёрдости ≤ 350 HB; 2 – углеродистые и легированные стали, объёмная закалка, 30...50 HRC; 3 – углеродистые и легированные стали, поверхностная закалка, 40...56 HRC; 4 – легированные стали, цементация, нитроцементация и закалка, 56...65; HRC; 5 – линия, отображающая результаты исследований по пределам длительной контактной выносливости лабораторий фирмы Вестингауз (США, опубликованы в 1935 г. – S.Way); эксперименты проводились на стальных роликах, работавших в условиях чистого качения; результаты считаются основополагающими, доверительными – [10]; 6 – оценка рекомендуемых значений допускаемых контактных напряжений для поверхностей деталей роликоподшипников при твёрдостях 61...63 HRC; наиболее распространённая рекомендация – $[\sigma_{PH}] = 3000$ МПа; её придерживаются [6], [7] и др. Имеются и немного отличающиеся данные: [5] – $[\sigma_{PH}] = 4000$ МПа; [11] и [12] – $[\sigma_{PH}] = 3500$ МПа; [13] – $[\sigma_{PH}] = 2700$ МПа.

Из (3) и приведенных графиков видно: при 30 HRC $\theta_0 = 1,75$; при 45 HRC $\theta_0 = 2,5$; при (61...63) HRC $\theta_0 > 4,2$ (знак неравенства по той причине, что σ_M заменён на $[\sigma]$).

После многократных статистических обобщений машиностроительной наукой установлена также зависимость между базовым числом циклов нагружений N_0 и твёрдостью поверхности – [4], [6], [9] и др. Так, при твёрдости 30 HRC $N_0 = 3 \cdot 10^7$; при 45 HRC $N_0 = 6 \cdot 10^7$; при (61...63) HRC $N_0 = 13 \cdot 10^7$.

Из приведенных данных видно, что повышения приведенных кривизн (θ_0), имевшие место при проведении опытов по определению пределов длительной контактной выносливости активных поверхностей зубьев, связаны с базовыми числами нагружений простой зависимостью:

$$\theta_0 = 1 + 0,25 \cdot (N_0 \cdot 10^{-7}). \quad (4)$$

При проектировании можно рекомендовать оперировать понятиями:

$$v_0 = \frac{\theta_0}{N_0} = \frac{1}{N_0} + 0,25 \cdot 10^{-7} \quad (5)$$

скорость возрастания приведенной кривизны, имевшая место при проведении опытов по определению пределов длительной контактной выносливости активных поверхностей зубьев с такой-то их твёрдостью (или: с таким-то N_0);

$$v = v_0 \cdot \frac{\sigma_M}{\sigma_\Sigma} \quad (6)$$

расчётная скорость возрастания приведенной кривизны проектируемой передачи;

$$\theta = v \cdot N \quad (7)$$

повышение приведенной кривизны к концу эксплуатации, где N – эквивалентное число циклов нагружений, подсчитанное из условий суммирования повреждений по известным методикам и зависимостям.

Формулой (6) учитывается, что, с точки зрения чистоты смазки, не контролируемые условия эксплуатации передач более жёстки, чем лабораторные условия.

Несомненно, что θ и v являются функциями нескольких переменных – состава смазки и степени её чистоты, коэффициентов коррекции и перекрытия зацеплений, твёрдостей поверхностей, удельных нагрузок и т. д. В последующем формулы 4–7 могут быть заменены многофакторными и многоэтажными. Но это может быть сделано лишь после сбора большого экспериментального материала и с учётом здравомыслия – в частности, можно хотеть иметь твёрдость поверхности в интервале HRC $45 \pm 0,1$, но как это обеспечивать практически? Можно также желать для идентичных зубчатых передач иметь одинаковую окружающую атмосферу, но этого не бывает: в помещении углеобогащительной фабрики – одна атмосфера, в цехе металлорежущих станков – другая; по причине температурных перепадов, внутрь корпусов редукторов будут втягиваться, и поэтому попадать в смазку, различные (по физическому и химическому составу) загрязняющие атмосферу частицы. В связи с этим, в списке приоритетов по проблеме предупреждения питтинга на первое место выдвигается эксплуатационный метод – метод отслеживания в процессе эксплуатации действительных значений кривизн и коррективовки, при необходимости, искажившихся профилей зубьев. Такой метод разработан. Главная его составляющая – питтинг-радиусомер; наиболее совершенным в настоящее время является радиусомер-качалка с лазерной указкой. Корректировка профилей зубьев мелко- и среднемодульных передач может осуществляться на традиционных зубошлифовальных станках. Для корректировки профилей зубьев крупномодульных передач целесообразно использовать ручной механизированный инструмент. В частности, для этих целей разработана базируемая на зубчатом колесе ручная электрошлифовальная машинка.

Выводы

1. В правильно спроектированных, изготовленных и эксплуатируемых передачах питтинг в местах перехода ножек в головки – явление неотвратимое (по причине монотонного возрастания во времени контактного напряжения).

2. Целесообразно у ответственных и дорогостоящих передач отслеживать в этих зонах значения радиусов кривизны и, при превышении ими критических значений, проводить корректировку профилей.

3. Следует создать новую методику противопиттинговых расчётов зубчатых передач, которой бы учитывалась переменность приведенных кривизн в околополюсных зонах.

Список литературы

1. А.с. 225479 СССР, Кл. 42в, 26/02. Радиусомер /Р.М. Игнатищев, А.Ф. Побицкий. – Оpubл. 29.08.1968, Бюл. № 27.
2. Пат. 2072059 Российской Федерации, МКИ F 16 Н 1/00. Способ повышения долговечности зубчатых колёс /Р.М. Игнатищев; Оpubл. 20.01.97 //Бюл. № 2.
3. Егоров В.И., Ким С.Н., Малышев Г.Д. Исследование фактической геометрии эвольвентных прямозубых передач: Сб. «Прочность и надёжность механического привода» /Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.А. Державца. – Л.: Машиностроение, 1977. – С. 49-55.
4. ГОСТ 21354-87 (СТ СЭВ 5744-86). Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчёт на прочность. – С. 26-27.
5. Детали машин: Учебник для вузов /Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др.; Под ред. О.А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ, 2002. – С. 287, 288, 459.
6. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машгиз, 1961. – С. 317, 319, 544.
7. Кудрявцев В.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. – М.: Машгиз, 1980. – С. 270, 271, 404.
8. Заблонский К.И. Расчёт и конструирование зубчатых передач. – Киев-М.: Машгиз, 1958. – С. 90, 91.
9. Гузенков П.Г. Детали машин: Учебник для вузов. – М.: Высшая школа, 1986. – С. 185, 315.
10. Трубин Г.К. Контактная усталость материалов для зубчатых колёс. – М.: Машгиз, 1962. – С. 9, 212-262.
11. Справочник по сопротивлению материалов /Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев; Отв. ред. Г.С. Писаренко. – К.: Наук. думка, 1988. – С. 631.
12. Заблонский К.И. Детали машин: Учебник. – К.: Вища школа, 1985. – С. 425.
13. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Шнейдерович Р.М. Расчёт на прочность деталей машин: Справочное пособие /Под общ. ред. И.А. Биргера. – М.: Машиностроение, 1966. – С. 128, 133.
14. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник. – М.: Машиностроение, 1975. – С. 119.

Получено 29.01.2004 г.