

УДК 621.831

Л.В. КУРМАЗ, к.т.н., Политехника Свентокшистская в Кельцах
(Польша) **П.Н. КАЛИНИН**, к.т.н., Национальный технический
университет «ХПИ» (Харьков)

ОСОБЕННОСТИ ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЕТА ОТКРЫТЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

SINGULARITIES OF STRENGTH COMPUTATION OPEN GEARS

1 Введение

При проектировании механических приводов часто возникает потребность использования открытых зубчатых передач (цилиндрических, конических).

Как известно, для открытых передач основным видом износа является абразивный износ, для которого нет аналитических разработок на уровне инженерных расчетов. Поэтому рекомендации расчета и выбора параметров таких передач основаны на определении модуля зацепления, исходя из усталостной изгибной выносливости зубьев [1], [2] с проверкой прочности зуба при перегрузках [3], [4].

2 Методы расчета открытых зубчатых передач

Учитывая, что интенсивность износа зависит от многих случайных факторов, трудно поддающихся оценке, на практике при определении модуля понижают допускаемые напряжения до значений, установленных на основе опыта эксплуатации подобных конструкций, либо рекомендуют принимать значение модуля в 1,5...2,0 раза большим расчетной величины. Так появилась методика расчета открытых зубчатых передач, представленная в [5] и основанная на определении модуля зацепления

$$m'_F = k_m \sqrt[3]{T_2 k_F \beta k_A Y_{FS} 10^3 / (z_1^2 \psi_{bd} \sigma_{FP1(2)u})}, \quad (1)$$

исходя из усталостной изгибной выносливости зуба, с увеличением его значения в 1,5...2,0 раза.

Как показывают исследования, интенсивность абразивного износа зависит в первую очередь от удельных давлений (контактных напряжений) на поверхности зубьев. В связи с этим представляется целесообразным изменить методику расчета открытых передач и определять значение модуля, исходя из усталостной контактной выносливости:

1. Из расчета на контактную выносливость зубьев определяют расчетный диаметр шестерни [6]

$$d_1' = k_d \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{H\beta} k_A (u+1)}{\varphi_{bd} \sigma_{HP}^2 u^2}} 10^3, \text{ мм} \quad (2)$$

2. Принимая число зубьев шестерни $z_1 = 17 \dots 19$, определяют значение модуля зацепления

$$m'_H = d_1' / z_1. \quad (3)$$

3. Учитывая повышенный абразивный износ передач, полученное значение модуля увеличивают в 1,5...2,0 раза и округляют до стандартной величины [7].
4. Далее по известным зависимостям определяют другие параметры пары зацепляющихся колес.

Для конических открытых передач расчет выполняют подобно, но d'_{m1} определяют по зависимости [8].

В связи с тем, что модуль принимается в 1,5...2,0 раза большим расчетной величины, проверка расчетных напряжений изгиба и проверки прочности зубьев при перегрузках представляются нецелесообразными.

3 Анализ результатов расчета по приведенным методикам

Сравнивая значения модуля зацепления m'_F , полученные из условия изгибной выносливости зубьев (1), и значения модуля зацепления m'_H , полученные из условия контактной выносливости зубьев (2, 3), при одинаковых нагрузочных ($T_2, k_{H\beta} = k_{F\beta}, k_A$) и геометрических (ψ_{bd}) параметрах

передачи, а также принимая во внимание, что $\sigma_{Hr} \approx 3\sigma_{Fr}$; $\sigma_{Fr} \approx 150H / \text{мм}^2$;
 $y_{FS} = 4,1$; $k_d = 77,0$; $k_m = 1,4$, можно прийти к выводу, что значения m_F и m_H
отличаются не более, чем на 15%.

Это свидетельствует об идентичности получаемых величин модуля как по методике, представленной в [5], так и по методике, представленной в [7]. При этом, в методике [7] будет соблюдена логичность подхода к расчету открытых передач из условия абразивного износа зубьев, который зависит от удельных давлений на рабочей поверхности зубьев.

4 Выводы

Представлена методика расчета открытых зубчатых передач (цилиндрических, конических), в определенной мере учитывающая явления абразивного износа зубчатых колес.

In this paper the method of strength computation of open (cylindrical, conic) gears is presented. This method takes into appearances of an abrasive wear of teeth weels.

Список литературы: 1. Иванов М.Н. *Детали машин*. Изд. 3. М.: «Высшая школа», 1976 г. – 400 с. 2. Иванов М.Н. *Детали машин*. Изд. 6. М.: «Высшая школа», 2000 г. – 383 с. 3. Kurmaz L., Kurmaz O. *Projektowanie węzłów i części maszyn*. Kielce: Wyd. Politechniki Świętokrzyskiej, 2003. – 384 s. 4. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. *Детали машин. Проектирование*. Изд. 2. Мн.: УП «Технопринт», 2002. – 296 с. 5. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. *Детали машин. Проектирование. Справочное учебно-методическое пособие*. М.: «Высшая школа», 2004. – 310 с. 6. Курмаз Л.В. *Некоторые вопросы методик прочностного расчета закрытых цилиндрических передач*. Вестник национального технического университета «ХПИ», № 10, 2002 г. с. 23-29. 7. *Особенности расчета открытых цилиндрических и реечных передач*. Методические указания кафедры ОКиДМ МГТУ им. Н.Э.Баумана. 8. Курмаз Л.В. *Некоторые вопросы методик прочностного расчета закрытых конических передач*. Вестник национального технического университета «ХПИ», № 10, 2002 г. с. 30-36.