

УДК 629.782

Опыт применения некоторых традиционных критериев работоспособности к современным зубчатым редукторам

Леонтьев Михаил Юрьевич¹

newell-kaluga@mail.ru

Смоловик Андрей Евгеньевич²

asmolovik@bmstu.ru

Михайлов Николай Юрьевич¹

mihailovnickiy@mail.ru

¹ ПАО «Калужский турбинный завод», Калуга, Россия² КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, Россия

Продолжен анализ опыта практического применения описанной ранее методики экспресс-оценки работоспособности цилиндрических зубчатых передач. Показано, что эта методика достаточно хорошо согласуется с данными по рабочим параметрам выборки из 12 современных редукторов от ведущих отечественных и зарубежных производителей. Для полноценного внедрения она нуждается в дальнейшей отработке с привлечением более представительной статистики. Также показано, что эта методика может служить инструментом для выявления ошибок проектирования и применяться, в том числе в учебных целях.

Ключевые слова: зубчатые редукторы, критерии работоспособности, контактные нагрузки, суммарные деформации

Ранее в работе [1] была выполнена апробация методики экспресс-оценки работоспособности цилиндрических редукторов, основанная на выявленных более полувека назад [2] ограничениях по условным контактным нагрузкам и деформациям зубчатых колес. По ее результатам предположено, что данная методика и сегодня может быть полезна при новом проектировании, для оценки нагрузочной способности редукторов и решения других задач.

Показано, что в дополнение к перечисленному, рассматриваемая методика с успехом позволяет решать и еще одну задачу — выявлять ошибки проектирования.

В качестве первого критерия для оценки работоспособности зубчатых зацеплений цилиндрических редукторов в работе [1] был рассмотрен так называемый «коэффициент контактной прочности» [2]:

$$k_p = \frac{q}{d} \cdot \frac{i+1}{i}, \quad (1)$$

где $q = \frac{P}{2b}$; — линейная нагрузка от передаваемого окружного усилия P ; $2b$ — полная ширина активной части шевронного зубчатого зацепления; d — делительный диаметр шестерни; i — передаточное отношение зубчатой пары.

Для зубьев, упрочненных азотированием, допускаемые значения данного коэффициента, по данным работы [2], должны удовлетворять условию:

$$k_p \leq 2,16 \text{ МПа}. \quad (2)$$

В качестве второго критерия работоспособности, который по данным работы [2], характеризует надежность эксплуатации редуктора, в методике [1] использована суммарная деформация его ведущей шестерни (колеса, имеющего меньший диаметр, и обладающего заведомо меньшей жесткостью):

$$\Delta_{\Sigma} = \delta_2 + y_{\text{из}} \leq 20 \text{ мкм}, \quad (3)$$

где $\delta_2 = \frac{4q}{\pi G(1-m^4)} \cdot \left(\frac{b}{d}\right)^2$; $y_{\text{из}} = 0,4244 \cdot \frac{q}{E(1-m^4)} \cdot \left[\frac{2b}{d}\right]^4 \cdot A$ — крутильная деформация и деформация изгиба шестерни в ее среднем по длине сечении; m — отношение диаметра внутренней расточки к делительному диаметру (для пустотелой шестерни); E и G — модули упругости и сдвига материала шестерни; $A = \left[1 + 4 \frac{c}{2b} + 6 \left(\frac{c}{2b}\right)^2 \left[3 \left(\frac{b}{l}\right)^2\right] - 2 \left(\frac{b}{l}\right)^4\right] + 1,5 \frac{a}{b} \left[1 + 2 \frac{c}{2b}\right]$ — параметр, учитывающий геометрические соотношения элементов l , b и c расчетной схемы, рис. 1.

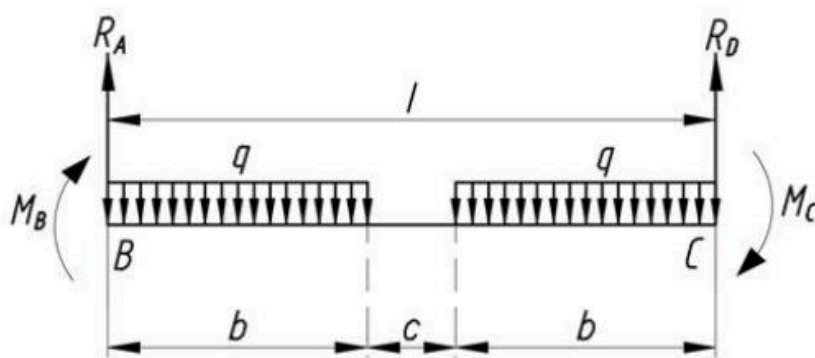


Рис. 1. Расчетная схема для оценки прогиба шестерни [2]

Согласно [2] для азотированных зубчатых колес допустимые значения суммарной деформации (3) шестерни должны удовлетворять условию:

$$\Delta_{\Sigma} = \delta_2 + y_{\text{из}} \leq 20 \text{ мкм}. \quad (4)$$

Не отвлекаясь на критический анализ приведенных зависимостей и их теоретических основ, продолжим оценку их практической полезности в современных условиях (тот факт, что долгие годы они позволяли проектировать и производить работоспособные и надежные редукторы [2], не является гарантией их применимости сегодня).

В работе [1] была исследована выборка из 12 редукторов отечественных и зарубежных компаний, производящих турбинные редукторы и редукторы общепромышленных серий, в число которых вошли АО «Силовые Машины», ОАО «Кировский Завод», ПАО «Калужский турбинный завод», VAKOMA, FLENDER-GRAFFENSTADEN, RENK-MAAG и некоторые другие. Диапазоны передаваемых мощностей и линейных нагрузок у редукторов этой выборки составили, соответственно $N = 600\text{--}85\,000$ кВт и $q \approx 50\text{--}800$ кН/м (рис. 2).

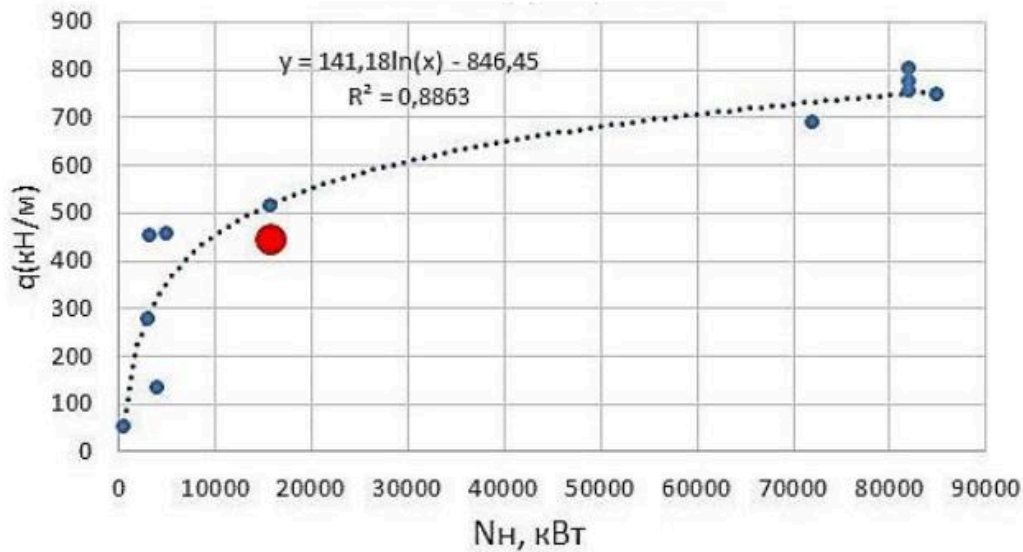


Рис. 2. Передаваемые нагрузки и мощности исследованных редукторов

Полученные результаты представлены на рис. 3, 4.

На рис. 3 выполнено сопоставление расчетных значений коэффициента контактной прочности (1) и его рекомендованного предельного значения (2). Из рисунка видно, что у половины редукторов исследуемой выборки этот показатель оказался выше ограничения, установленного 50 лет назад [2].

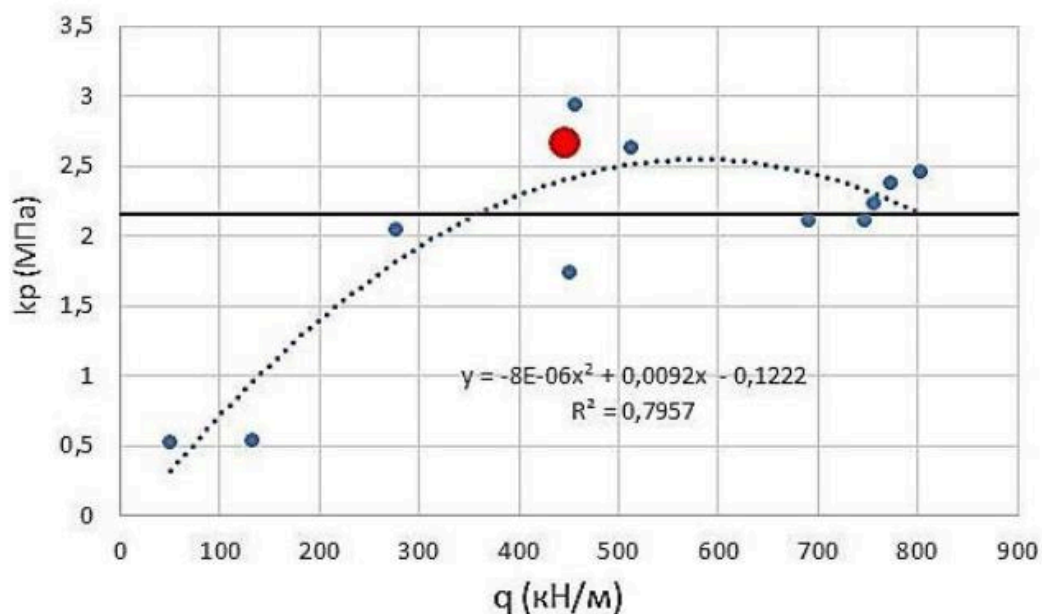


Рис. 3. Коэффициенты контактной прочности зубьев

На рис. 4 аналогичное сопоставление произведено для расчетных значений суммарной деформации (3) ведущих шестерен этих же редукторов. Из рисунка следует, что за единственным исключением во всех рассмотренных случаях данный параметр не вышел за пределы ограничения (4), заданного в работе [2].

Анализ этого исключения, выпадающего, к тому же на рис. 4 из общей тенденции, показал, что этим исключением стал проект импортозамещающего аналога зубчатого зацепления известной зарубежной фирмы. На момент включения данных об этом проекте в информационные материалы одного из отечественных производителей (откуда они и попали в выборку), этот проект еще не был завершен.

Уже после первой публикации результатов выяснилось, что попавшие в открытый доступ и использованные нами данные содержали ошибку, которую производитель позднее исправил. Таким образом, получилось, что примененная методика [1] эту ошибку выявила. Этот случай показал еще одну возможную область полезного применения этой методики — поиск ошибок проектирования.

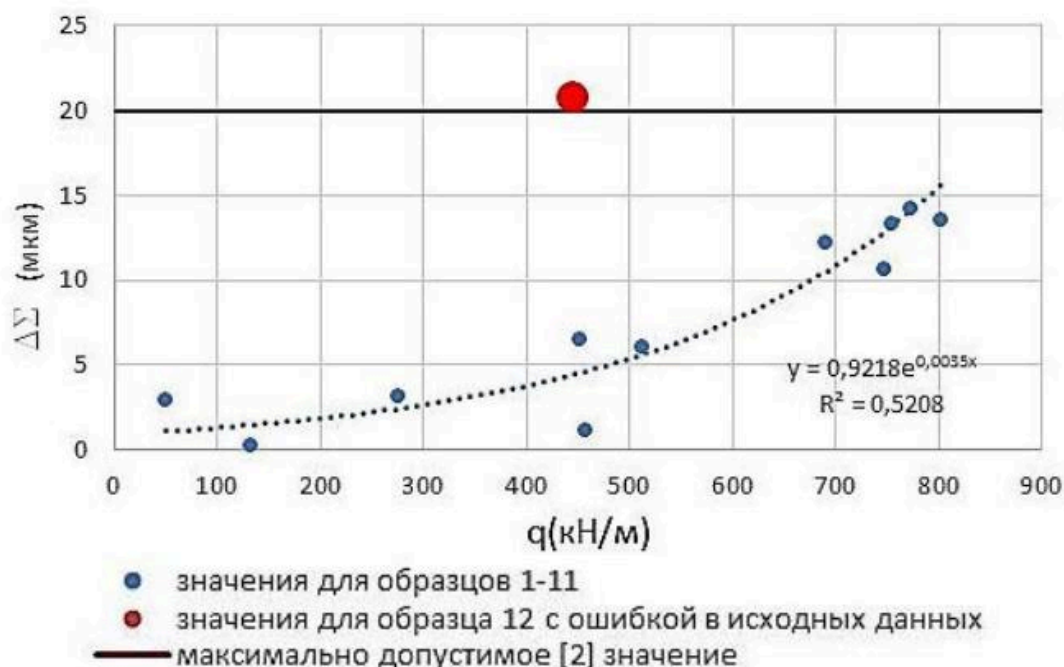


Рис. 4. Суммарная деформация ведущих шестерен

Заключение. Предельное значение коэффициента контактной прочности $k_p \approx 2,16$ МПа, рекомендованное в литературе для применения к упрочненным зубьям, сегодня потеряло актуальность и нуждается в пересмотре в сторону повышения, что требуют привлечения более представительной статистики. Методика оценки работоспособности редукторов по критерию условной суммарной деформации шестерни и заданное в литературе предельное значение этого параметра $\Delta_\Sigma = 20$ мкм подтверждается актуальной статистикой и может использоваться для выявления ошибок проектирования. Рассмотренные подходы к оценке конструкции и нагруженности редукторов могут быть полезны при проектировании, для экспресс-оценки применимости имеющихся в наличии зубчатых передач на более напряженных режимах, для выявления ошибок в документации, в учебных целях.

Литература

- [1] Леонтьев М.Ю., Смоловик А.Е., Михайлов Н.Ю. Актуализация методики экспресс-оценки работоспособности цилиндрических зубчатых редукторов. *Интерстроймех-2024: сб. ст.* Самара, СамГТУ, 2024, с. 66–70.
- [2] Моисеев А.А., Розенберг А.Н. *Расчет прочности судовых паровых и газовых турбозубчатых агрегатов.* Ленинград, Судостроение, 1970, 432 с.

Experience in applying some traditional operability criteria to modern gearboxes

Leontev M.Y. ¹	newell-kaluga@mail.ru
Smolovik A.E. ²	asmolovik@bmstu.ru
Mikhailov N.Y. ¹	mihailovnicky@mail.ru

¹ BMSTU (KB), Kaluga, Russia

² PJS Company Kaluga Turbine Plant, Kaluga, Russia

The analysis of the practical application experience of the previously described method of express-assessment of the operability of cylindrical gears is continued. It is shown that this method is in good agreement with the data on the operating parameters of a sample of 12 modern gearboxes from leading domestic and foreign manufacturers. For full implementation, it requires further development with the involvement of more representative statistics. It is also shown that this method can serve as a tool for identifying design errors and be used, among other things, for educational purposes

Keywords: gearboxes, operability criteria, contact loads, total deformation

