

*Р.И. ШЕВЧЕНКО*, к.т.н., АГЗУ, Харьков

## ПРОБЛЕМНЫЕ ВОПРОСЫ РАСЧЕТА КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ЗУБЬЕВ СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ

The operation is dedicated to problems by bound with state ment and solution of a task of definition of contact stresses in teeth of gears in conditions of active corrode.

**Постановка и актуальность проблемы.** Сегодня, в связи с реформированием системы аварийно-спасательной службы Украины, перед подразделениями МЧС поставлены новые задачи, которые требуют не только качественной подготовки личного состава, но и использование новых образцов аварийно-спасательной техники. Тем не менее, на вооружении подразделений находится преимущественно (до 90%) техника, замена которой должна быть осуществлена от 3 до 10 лет назад. В этой связи вопросам своевременной диагностики силовых передач уделяется повышенное внимание. Прежде всего, это относится к основным автомобилям ЗИЛ АЦ 40 (130) и АЦ 40 (131) различных модификаций, подъемникам и автолестницам, силовые передачи которых наряду с общеизвестными нагрузками испытывают на себе влияние коррозионных процессов в металлических деталях, вследствие специфики работы в водных средах содержащих активные химические моющие средства [1]. Об актуальности затронутой темы свидетельствует и статистика причин отказов и аварий техники. Так согласно «Обзору службы ...» [2] наиболее распространенными неисправностями пожарного оборудования являются аварии систем подачи воды и пены – более 60%, а при оценке надежности базового шасси – до 40% приходится на неисправности силовых передач.

**Анализ публикаций и достижений.** Оценка характера работы силовых зубчатых передач основных аварийно-спасательных автомобилей показала, что они подвержены как изгибным, так и контактными напряжениям в условиях активного химического коррозионного воздействия. И если решение задач об изгибе зуба под действием максимальной нагрузки рассмотрены достаточно полно [3, 4], то вопросы определения контактных напряжений, более того в условиях активного коррозионного разрушения, рассматриваются эпизодично и вне взаимного влияния [5, 6].

**Постановка задачи и ее решение.** Впервые решение задачи о контактных напряжениях и деформациях было получено методами теории упругости Г.Герцем. Для общего случая контакта двух тел с радиусами кривизны  $\rho_1, \rho'_1$  и  $\rho_2, \rho'_2$  (при  $\rho_1 < \rho'_1; \rho_2 < \rho'_2$ ) была получена следующая формула для определения наибольшего напряжения в центре площадки контакта:

$$\sigma_{\max} = 1,5 \frac{P}{\pi ab};$$

$$\tau_{\max} = 0,32 \sigma_{\max}, \quad (1)$$

где  $a, b$  – величина площадки контакта двух тел,  $P$  – сжимающая сила.

Применение данного равенства возможно либо в случае задания размеров и геометрии области контакта (которая, например, для зацепления Новикова, только в начальный период работы передачи, когда контакт зубьев происходит по эллиптической площадке может быть определена с достаточной для практики

точностью по формуле Герца), либо в случае задания величины  $\sigma_{\max}$  [7]. В противном случае в расчетные формулы вводятся поправочные коэффициенты, полученные в ходе экспериментальных исследований, что на наш взгляд не отражает реальную картину напряженно-деформированного состояния в области площадки контакта. Аналитическое решение контактной задачи для зубьев силовых передач в настоящее время отсутствует. В этой связи методика расчета контактных напряжений требует новых, более универсальных подходов. Это, в первую очередь, связано с использованием мощного аппарата теории упругости с применением вариационных методов. Во-вторых, создание универсальных математических моделей, применение которых позволит отказаться от эмпирически получаемых, а в ряде случаев и достаточно условных коэффициентов, учитывающих различные конструктивные, технологические и другие факторы, в том числе и активное химическое воздействие.

Как в научной литературе, так и на практике подобные попытки были, но сложность подобного рода задач математической теории упругости, их неоднозначность постановки и тем самым очень большой в конечном итоге диапазон критериев оценки приводят к острой необходимости снова и снова возвращаться к проблеме создания единого решения этой сложной задачи - задачи расчета контактных напряжений в зубе зубчатого колеса, и тем более в условиях агрессивных сред.

В связи с этим на настоящий момент единой универсальной, охватывающей весь спектр вопросов, методики расчета зубчатых колес по контактным напряжениям не существует. На протяжении более 60 лет расчет зубчатых колес ведется по всевозможным частным методикам, где неизменно подчеркивается, что вопрос о выборе той или иной расчетной гипотезы не имеет практического значения, что во всех случаях линейного контакта все расчеты эквивалентны с точностью до постоянного множителя. Иначе говоря,

можно рассчитывать по наибольшим нормальным напряжениям по поверхности контакта или по глубинным эффективным напряжениям, по эффективным напряжениям по поверхности или по максимальным глубинным напряжениям сдвига, лишь бы допускаемые напряжения находились в таком же состоянии.

Для техники расчета, действительно, пригоден любой из указанных расчетных критериев, но принципиальным такой подход никак не назовешь. Более того, такая точка зрения свидетельствует о признании контактных расчетов условными расчетами, об отказе от попыток установить связь расчетных напряжений с механическими характеристиками материала. Однако если эти недостатки не превалируют в плоской задаче, то появление зацепления Новикова и попытки учитывать объемный характер для зубчатых колес в косозубом исполнении показали, что существующая практика расчетов должна быть пересмотрена. Более того, современное развитие таких прогрессивных численных методов как метод R-функций, метод граничных интегральных уравнений, метод конечных элементов с развитием вычислительных средств позволяют решить задачу расчета контактных напряжений в зубьях зубчатых передач различных систем зацепления на новом более глубоком теоретическом уровне, предложить современную инженерную методику, в которой стало бы возможным абстрагироваться от гипотез классической постановки статической контактной задачи, а именно:

- малости области контакта по сравнению с размерами упругого тела, что не приемлемо для мелкозубчатых колес;
- отсутствие трения между контактирующими телами, что в реальных условиях никогда не может быть достигнуто;
- пренебрежение динамикой в процессе нагружения, что также имеет большую степень условности.

Первым из ключевых положений при построении расчетных схем и моделей определения контактных напряжений в зубьях зубчатых колес должна быть их пространственность.

Вторым, гипотеза о возможности использования в качестве граничного условия для определения величины площадки контакта точек, находящихся в теле зуба, для которых в момент контакта выполняется равенство  $\{\sigma\} = 0$ . В этом случае необходимо решить задачу получения аналитической зависимости для определения расстояния между искомыми точками в зависимости от величины сжимаемой силы.

Современная практика расчета также не позволяет учесть и причину концентрации нагрузки - перекося зубьев, как в плоскости валов рассматриваемой передачи, так и перпендикулярной плоскости. Перекося возникают вследствие изгибных деформаций валов, деформации конструкции, несущих опор, погрешности монтажа и изготовления. В этом случае, как и при кручении шестерни, нагрузка концентрируется у концов зубьев, но при кручении нагрузка перераспределяется по всему зубу, а при перекося возможен выход части зуба из зацепления. В последнем случае влияние перекося может быть очень большим. На практике принимаются упрощенные модели для описания сложного вопроса перераспределения нагрузки. Например, принимается линейный закон распределения нагрузки, что приводит к тому, что влияние перекося фактически не учитывается. Введение же уточняющих расчетных коэффициентов слишком условно и вносит большую погрешность. Искусственность этого приема также ясна, так как выход значений этих коэффициентов за ограниченный на практике диапазон приводит к тому, что фактическая длина зуба уже не учитывается. Безусловно, что в подобной трактовке вопрос о влиянии на контактную прочность силовых передач среды, возможность возникновения коррозионных повреждений, микротрещин не рассматривается принципиально, из-за вводимых допущений и упрощений расчетных схем.

Вопросом, также имеющим известное значение, но опускаемым в различных методиках расчета зубчатых колес, является вопрос о влиянии абсолютных размеров зубьев. Если говорить о зубчатых передачах в самолетостроении, автомобилестроении и т.д., то в каждой из этих областей зубчатые колеса имеют определенный диапазон модулей зацепления и чисел зубьев, определенные значения ширины колес (в модулях или в долях межцентрового расстояния) и других параметров, что приводит к введению в каждой из этих областей своих масштабных коэффициентов, и как следствие к отсутствию единой расчетной методики. При этом надо обратить внимание на то, что масштабный фактор должен быть увязан с характером напряженного состояния детали - растяжением, изгибом, кручением и обязательно в объемной постановке. И в этом отношении область контактных задач изучена недостаточно и исследование этих вопросов должно быть расширено.

**Выводы.** Как видим актуальность задачи более чем очевидна. Сложность и неоднозначность в подходе к ее решению требует кропотливого и серьезного изучения, а также глубоких как теоретических, так и экспериментальных исследований.

**Список литературы:** 1 Белоус В.Я., Гурвич Л.Я. и др. Контактная коррозия высокопрочных нержавеющей сталей//Защита металлов, 1998.Т.34.-№3.-С.266-272. 2 Огляд стану служби, підготовки та пожежегасіння в Україні за 2003 рік, МНС України, 2003.-43с. 3 Сульженко В.А., Папазова Т.М., Папазова В.В. Раздел ГОСТа 21354-87 по выбору допускаемых напряжений в расчете зубчатых колес на выносливость при изгибе// Проблемы качества и долговечности зубчатых передач. Труды международной научно-технической конференции. Харьков, 1997.-С.153-159. 4 Кириченко А.Ф., Шевченко Р.И. К вопросу расчета объемного напряженно-деформированного состояния зубьев эвольвентных зубчатых передач методом конечных элементов//Вісник СУДУ.-Луганськ: СУДУ.-1999.-№3(18)-С.117-119. 5 Романов Ю.В. Решение контактных задач теории упругости на основе вариационно-структурного метода для смещенного функционала Рейснера// Вестник ХГПУ-Харьков,№95-2000,-С.65-69. 6 Васильченко А.В., Олейник Е.Л., Севидова Е.К. Совместимость материалов деталей в механических устройствах//Труды VI международной научно-практической конференции «Пожарная безопасность-2003».Харьков,

2003,

-

С.71-73.

7 Павленко А.В., Указов В.П. Напряженное состояние в зоне контакта зубьев передач Новикова // Опыт исследования объемного напряженного состояния зубьев пространственных зубчатых зацеплений – Харьков, 1969, - 160 с.

Поступила в редакцию 10.05.05