

сформированного ППД при упрочнении поверхностного слоя детали.

Список литературы

1. Фёдоров В.В. Кинетика повреждаемости и разрушения твердых тел. — Ташкент: Изд-во «Фан», 1985. — 166 с.
2. Осипов К.А. Некоторые активизируемые процессы в твердых металлах и сплавах. — М.: Изд-во АН СССР, 1962. — 130 с.
3. Кудрявцев И.В. Повышение долговечности деталей машин методом поверхностного наклепа. — М.: Машиностроение, 1965. — 264 с.
4. Генкин И.Д., Рыжов М.А., Рыжов Н.М. Повышение надежности тяжело нагруженных зубчатых передач. — М.: Машиностроение, 1981. — 232 с.
5. Гринченко И.Г. Упрочнение деталей из жаропрочных и титановых сплавов. — М.: Машиностроение, 1971. — 120 с.
6. Федоров В.В. Термодинамические аспекты прочности и разрушения твердых тел. — Ташкент: Изд-во «Фан», 1979. — 168 с.
7. Иванова В.С. Усталостное разрушение металлов. — М.: Metallurgizdat, 1963. — 272 с.
8. Павлов В.А. Физические основы пластической деформации металлов. — М.: Изд-во АН СССР, 1962. — 198 с.

УДК 621–182.8

О.А. Леонов, доктор техн. наук

Ю.Г. Вергазова

Российский государственный аграрный университет — МСХА имени К.А. Тимирязева

РАСЧЕТ ПОСАДОК СОЕДИНЕНИЙ СО ШПОНКАМИ ДЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

Большинство мобильных уборочных и других сельскохозяйственных машин оснащены цепными передачами и редукторами. Наибольшее распространение в звездочках цепных передач получили соединения со шпонкой типа «вал–втулка звездочки», а в редукторах — «вал–втулка шестерни».

Рассмотрим подробнее процесс изнашивания и контактирования поверхностей соединения при вращении. Относительному проворачиванию препятствует шпонка, поэтому идет постоянный микросрыв шероховатостей из-за неравенства длин окружностей отверстия и вала и при каждом цикле «нагрузка–вращение» встречаются те точки, которые уже были в контакте между собой. Такой процесс контактирования приводит к значительному и в то же время равномерному износу поверхностей вала и втулки [1–4].

Таким образом, на процесс изнашивания в значительной мере оказывает влияние относительное перемещение поверхностей, величина зазора или раскрытия стыка, а также наличие абразива и смазки в зоне трения: чем больше зазор, тем меньше площадь контакта, больше удельное давление, больше скорость микросрыва, больше загрязнений попадает в зону контакта, интенсивнее изнашиваются поверхности.

Особо следует рассмотреть изнашивание соединения «шпонка–паз вала–паз втулки». При увеличении зазора в соединении «вал–втулка» шпонка начинает больше перемещаться в вертикальной плоскости, что приводит к уменьшению площади

ее контакта с пазом вала и втулки. От возникающих микросрывов идет ударно-волновое нагружение, что приводит к повышению износа и смятию поверхностей в соединении «шпонка–паз вала–паз втулки» в слабых элементах поверхности — углах. С увеличением размеров пазов и уменьшением размера шпонки еще больше уменьшается площадь контакта, шпонка перекашивается в пазах и начинает приобретать закругленную форму. Паза также деформируются и увеличиваются в размерах. Данному процессу значительно способствует наличие загрязнений в зонах трения.

Раскрытие стыка от действия радиальной силы нужно компенсировать натягом в соединении, что предотвратит проникновение пыли и абразива в зону трения, снизит относительное перемещение поверхностей и значительно уменьшит износ шпонки и пазов. Но большие величины натягов здесь не приемлемы, так как конструктивной особенностью данного соединения является обеспечение условий многократной разборки-сборки с целью ремонта и технического обслуживания сопрягаемых сборочных единиц.

Таким образом, для данного соединения необходимо провести расчет оптимальных норм взаимозаменяемости [3].

Существующая методика расчета и выбора посадок с натягом не подходит для такого расчета, так как не учитывает влияния радиальной и консольной нагрузки на раскрытие стыка соединения. Авторы предлагают новую методику расчета, значительно корректирующую и развивающую старую.

Если на соединение действуют радиальная сила P_r и консольная нагрузка P_k , тогда наименьшее давление $p_{\min(r)}$ на контактируемых поверхностях, необходимое для компенсации раскрытия стыка между сопрягаемыми поверхностями, определяют по формуле

$$p_{\min(r)} = \bar{p}_{\min(P_r)} + \bar{p}_{\min(P_k)}, \quad (1)$$

где $p_{\min(P_r)}$ — давление, необходимое для компенсации раскрытия стыка от действия радиальной нагрузки; $p_{\min(P_k)}$ — давление, необходимое для компенсации раскрытия стыка от действия консольной нагрузки.

Здесь (1) давления складываются векторно, потому что силы могут быть направлены под углом друг к другу, но особенность данного сложения заключается в том, что давления не могут вычитаться, так как эпюры давления $p_{\min(P_k)}$ направлены под углом 180° . Из практических соображений с целью запаса прочности и при вращении соединения рекомендуется их просто линейно складывать.

Эти давления определяются следующим образом [1]:

$$p_{\min(P_r)} = \frac{P_r}{d_n l}, \quad (2)$$

$$p_{\min(P_k)} = \frac{3P_k L}{d_n l^2}, \quad (3)$$

где d_n — номинальный диаметр соединения; l — длина соединения; L — плечо действия консольной нагрузки.

При действии осевой и консольной нагрузки необходимо уменьшить наибольшее давление, определяемое по существующей методике [1], на величину $p_{\min(r)}$, так как иначе при нагрузке материал «потечет» из-за превышения радиального давления, т. е.

$$p_{\max} = p'_{\max} - p_{\min(r)}. \quad (4)$$

Иногда нельзя использовать натяг, определенный по пределу текучести, в качестве наибольшего. Из-за необходимости частой разборки-сборки нужно рассчитать такой наибольший натяг, при котором можно ручным съемником в полевых условиях впрессовать втулку с вала. Тогда наибольший натяг определяется из условия не превышения рабочего усилия съемника.

Наибольшая сила, необходимая для сдвига втулки относительно вала, определяется по зависимости [1]:

$$R = \frac{QL}{r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + 0,67fR}, \quad (5)$$

где $Q = 100 \dots 150 \text{ Н}$ — наибольшая сила на рукоятке или ключе резьбового приспособления, прикладываемая рабочим; L — расстояние от оси винта до точки приложения силы (плечо), м; r_{cp} — средний радиус резьбы винта, м; $\alpha = 2^\circ 30' \dots 3^\circ 30'$ — угол подъема винта резьбы; φ_{np} — приведенный угол трения в резьбовой паре ($\varphi_{np} \approx 6^\circ 40'$); $f = 0,1 \dots 0,15$ — коэффициент трения на торце гайки; R — радиус опоры, упираемой в вал, м.

Предельные расчетные натяги должны быть скорректированы исходя из условий сборки. В общем виде формулу для корректировки любого предельного натяга можно записать так:

$$N_{T_{\min}^{\max}} = N_{P_{\min}^{\max}} + \sum_{i=1}^n k_i \Delta N_i, \quad (6)$$

где k_i — коэффициент, учитывающий степень влияния i -й поправки; ΔN_i — величина поправки.

В реальных условиях предельные технологические натяги определяются по выражениям:

$$N_{T_{\max}} = N_{P_{\max}} x + \Delta N_R + (\Delta N_t) + \Delta N_{\omega} + \Delta N_c, \quad (7)$$

$$N_{T_{\min}} = +\Delta N_R + (\Delta N_t) + \Delta N_{\Pi} + \Delta N_{\omega} + \Delta N_c + \Delta N_{\Pi}, \quad (8)$$

где $N_{P_{\max}}$, $N_{P_{\min}}$ — предельные расчетные натяги; ΔN_R — поправка на смятие шероховатости поверхности вала и втулки при сборке; ΔN_t — поправка на температурное расширение деталей; ΔN_{Π} — поправка на уменьшение натяга при повторных запрессовках в процессе эксплуатации и ремонта; ΔN_{ω} — поправка на уменьшение натяга при действии центробежных сил; ΔN_c — поправка, учитывающая возможный сдвиг или расширение поля конструктивного допуска; x — коэффициент, учитывающий увеличение удельного давления у торцов втулки; ΔN_{Π} — поправка на уменьшение натяга в результате действия центробежных сил.

Поправку на смятие шероховатости определяют по формуле

$$\Delta N_R \leq 2k_R \eta T_N K_{\phi} K_K, \quad (9)$$

или, если параметры шероховатости известны,

$$\Delta N_R \leq 2k_R (R_{ad} \eta_d + R_{ad} \eta_D), \quad (10)$$

где k_R — коэффициент перевода параметра R_a в R_z ; η — общий коэффициент смятия шероховатости поверхностей или отдельно вала η_d и отверстия η_D [4]; $T_N = N_{P_{\max}} - N_{P_{\min}}$ — расчетный допуск посадки; K_{ϕ} и K_K — коэффициенты, учитывающие погрешность формы и предполагаемый квалитет; R_{ad} , R_{ad} — параметры шероховатости вала и отверстия.

После математической обработки данных авторы выявили, что между параметрами R_a и R_z существует следующая эмпирическая зависимость (коэффициент корреляции $\rho \approx 1$) в диапазоне $R_a = 0,05 \dots 10,0 \text{ мкм}$:

$$R_z = AR_a^{0,98}, \quad (11)$$

$$R_a = BR_z^{1,02}, \quad (12)$$

где коэффициенты $A = 5,36$, $B = 0,18$ — для регулярной и $A = 4,93$, $B = 0,20$ для нерегулярной шероховатости.

Авторы выявили, что увеличение шероховатости поверхности приводит к уменьшению фактической площади контакта и дестабилизации самой посадки, поэтому они ограничивают значение поправки на смятие шероховатости:

$$[\Delta N_R] \leq 10\eta([R_{ad}] + [R_{aD}]), \quad (13)$$

где $[R_{ad}]$ и $[R_{aD}]$ — предельно допустимые параметры шероховатости поверхности. Для наиболее используемых размеров (от 18 до 120 мм) при прессовании (продольный метод соединения) можно принять $[R_{ad}] = 1,25$ мкм и $[R_{aD}] = 2,5$ мкм. При нагреве или охлаждении деталей (поперечный метод) значения $[R_{ad}]$ и $[R_{aD}]$ увеличиваются в два раза.

Поправку на температурное расширение определяют по формуле [4]:

$$\Delta N_t = [\alpha(t_D - t) - \alpha_d(t_d - t)]d_n, \quad (14)$$

где α_d и α_D — коэффициенты линейного расширения материала вала и втулки; t_d и t_D — рабочие температуры отверстия и вала (подставляется поочередно верхнее и нижнее значение диапазона); $t = 20$ °С — температура сборки [2].

Еще одна корректировка методики заключается в том, что в формулах (7) и (8) параметр ΔN_t приведен в скобках, так как нужно учитывать рабочий диапазон температур и рассчитывать ΔN_t для верхнего и нижнего значений диапазона, и следующее:

1) если значение ΔN_t положительное, то можно подставить его только в формулу для определения N_{Tmin} , потому что отверстие расширится больше вала и необходимо компенсировать данное уменьшение натяга, а если еще подставить ΔN_t (как предлагалось ранее) в формулу для определения N_{Tmax} , то до теплового рабочего расширения при сборке из-за увеличения натяга произойдет выход за границу предела текучести;

2) если отрицательно, то в формулу N_{Tmax} , так как вал расширится больше и необходимо компен-

сировать увеличение натяга, а если еще подставить отрицательное ΔN_t (как предлагалось ранее) в формулу для определения N_{Tmin} , то до выхода на рабочую температуру, но уже при рабочей нагрузке возможен выход за границу наименьшего давления, что приведет к потере относительной неподвижности элементов.

Таким образом, существенно дополнена методика расчета и выбора посадок с натягом для соединения «вал — втулка со шпонкой». В новой методике учтены все виды нагружения (крутящий момент, радиальная, осевая и консольная нагрузки), получены зависимости для определения наибольшего натяга из условия быстрой разбираемости соединения. Корректировка натягов проводится с ограничением величины снимаемой шероховатости поверхностей вала и втулки и учетом отклонений формы поверхностей. Разработана методика анализа тепловых деформаций элементов при различных условиях хранения и эксплуатации, что учитывается при расчете предельных натягов.

Список литературы

1. Метрология, стандартизация и сертификация: учебное пособие / О.А. Леонов [и др.]; под ред. О.А. Леонова. — М.: КолосС, 2009. — 568 с.
2. Леонов О.А., Бондарева Г.И., Шкаруба Н.Ж. Оценка качества измерительных процессов в ремонтном производстве // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. — 2013. — № 2 (58). — С. 36–38.
3. Леонов О.А., Темасова Г.Н., Шкаруба Н.Ж. Экономика качества, стандартизации и сертификации: учебник. — М.: ИНФРА-М, 2014. — 252 с.
4. Якушев А.И., Бежелукова Е.Ф., Плуталов В.Н. Допуски и посадки ЕСДП СЭВ для гладких цилиндрических деталей (расчет и выбор). — М.: Изд-во стандартов, 1978.

УДК 665.004.5

В.П. Коваленко, доктор техн. наук

Е.А. Улюкина, доктор техн. наук

А.Н. Зотов

Российский государственный аграрный университет — МСХА имени К.А. Тимирязева

ОЧИСТКА НЕФТЕСОДЕРЖАЩИХ ВОД В ДИНАМИЧЕСКОМ БАКЕ-ОТСТОЙНИКЕ

При функционировании объектов системы нефтепродуктообеспечения образуется большое количество нефтесодержащих вод, причиной появления которых являются поверхностные стоки на территории объекта, промывочные жидкости при зачистке цистерн, резервуаров и трубопроводов, проливы при сливно-наливных и заправочных операциях. Утилизация многофазных смесей, содержащих водонефтяную эмуль-

сию, пластичные и твердые отходы органического и минерального происхождения, представляет сложную техническую проблему. Особое значение имеет решение этой проблемы для сельскохозяйственной сферы, где промышленная канализация, позволяющая производить очистку таких жидкостей, как правило, отсутствует, а существующие очистные сооружения являются недостаточно эффективными.