

БЕЗОПАСНОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

УДК 621.793

ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ДЕТАЛЕЙ С ГАЗОТЕРМИЧЕСКИМИ ПОКРЫТИЯМИ И БЕЗОПАСНОСТИ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

М. А. БЕЛОЦЕРКОВСКИЙ

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси

Введение. Показатели долговечности и работоспособности газотермических покрытий в первую очередь зависят от характеристик (свойств) как поверхностного слоя, так и всего объема покрытия, а также от величины прочности сцепления с основой, являющейся одним из немногих критериев, который используют в практике напыления для оценки применимости способа восстановления – упрочнения деталей подвижного состава, автомобильного транспорта, технологического оборудования. Принято считать, что чем больше величина удельных нагрузок, действующих на деталь в процессе эксплуатации, тем должна быть больше адгезия покрытия, наносимого на деталь, и, соответственно, необходимы более высокие энергетические затраты для ее обеспечения. Однако численное соотношение между действующей нагрузкой и прочностью сцепления не было установлено. Разработана методология научно обоснованной оценки надежности детали с покрытием, а также выбора рационального метода упрочнения, базирующаяся на рассмотрении детали как рассчитываемого на надежность элемента динамической системы. При этом учитывается динамическая нагруженность, определяемая тяговыми, изгибающими или сжимающими усилиями и динамическими нагрузками, носящими случайный характер.

Общие положения прочностной надежности покрытий. Как правило, качество деталей узлов трения определяется свойствами рабочих поверхностей. Кроме того, долговечность работы деталей зависит от интенсивности изнашивания поверхности и от времени и скорости развития в ней трещин. Основным критерий работоспособности покрытий можно выразить исходя из ограничений по температурам $[T_1] \leq T \leq [T_2]$ (в квадратных скобках – допускаемые величины), средним контактным напряжениям $P_k \leq [P_k]$, интенсивностям изнашивания $I_h \leq [I_h]$, коэффициенту трения скольжения $f \leq [f]$. Весьма важным критерием является также PV -фактор, расчет по которому в приближенной форме помогает предупреждать интенсивный износ, перегрев и заедание. Указанные критерии относятся как к не упрочненным деталям, так и к деталям с покрытиями. Но прочностная надежность деталей с покрытиями определяется также и прочностью сцепления покрытий с основой. Прочностная надежность покрытия зависит от его напряженного состояния, обусловленного контактными и касательными напряжениями, действующими на поверхность покрытия. Оценка прочностной надежности покрытия может быть проведена с помощью эквивалентного напряжения $\sigma_{эkv}$, зависящего от вида напряженного состояния и определенного по одной из теорий прочности.

Условие прочностной надежности покрытия по критерию прочности его сцепления с деталью имеет вид $\sigma_{эkv} \leq (\sigma_{сц}/k_{п})$, где $\sigma_{сц}$ – растягивающее напряжение (нормально приложенная нагрузка), при котором происходит отрыв покрытия от основы, определяемое экспериментально; $k_{п}$ – коэффициент запаса прочности. Таким образом, для каждого из методов восстановления-упрочнения рабочих поверхностей деталей существует свой уровень допускаемых напряжений, обусловленный значениями величин адгезии покрытий и когезионного взаимодействия в самом слое.

Расчетная оценка надежности деталей с покрытиями. В случае валов и осей выражение для оценки необходимой прочности сцепления покрытий в общем случае будет иметь вид

$$[\sigma_{сц}] \geq \frac{32k_{п}}{\pi d^3} \sqrt{M_{и}^2 + 0,75M_{к}^2}. \text{ Выполнен расчет для вала привода вибратора (диаметр – 0,045 м,}$$

шкив – массой 4 кг, величина крутящего момента – 300 Н·м, сила, действующая на палец кривошипа, – 1500 Н). В результате вычислений было определено, что среднее значение эквивалентных напряжений составляет около 26 МПа. Учитывая коэффициент запаса прочности ($k_n = 1,2$), необходимо использовать метод нанесения покрытий, обеспечивающий прочность сцепления на отрыв 31–32 МПа.

В соответствии с расчетной схемой коленчатого вала предположили, что силовые факторы, действующие на вал, воспринимаются только ближайшими опорами. Это позволяет при расчетах рассматривать только одно колено вала, соответствующего поршню, нагруженному максимальным давлением. Также считали, что реакции подшипников и давление на шатунную шейку приложены посередине длины соответствующих шеек. Определив для каждого из участков коленчатого вала опасное сечение и указав в нем наиболее напряженные точки, было найдено условие прочности для шатунной шейки в наиболее опасном сечении:

$$(\sigma_{\text{экв}})_C = \frac{a+b+\frac{l}{2}}{0,4d^3} \left[(1-\nu)\sqrt{Z^2+T^2} + (1+\nu)\sqrt{Z^2+T^2+4\left(\frac{r_0}{a+b+\frac{l}{2}}\right)^2 T^2} \right],$$

где a – половина длины коренной шейки; b – ширина щеки вала; l – длина шатунной шейки; d – диаметр шейки; $\nu = \frac{\sigma_{\text{Тр}}}{\sigma_{\text{Тсж}}}$, $\sigma_{\text{Тр}}$ – предел текучести при растяжении, $\sigma_{\text{Тсж}}$ – предел текучести при сжатии; $Z = F_{\text{п}}(P_{r\text{max}} - P_0)$, $F_{\text{п}}$ – площадь поверхности торца поршня; $P_{r\text{max}}$ – максимальное давление газов на поршень; P_0 – давление газов под поршнем; $T = \frac{(M_{\text{дв}})_{\text{max}}}{r_0}$, r_0 – расстояние между осями шатунной и коренной шеек.

В основу расчетной схемы прочности сцепления покрытий на сферических опорах и шаровых сочленениях положена сферическая оболочка радиуса R толщиной δ , нагруженная равномерным нормальным давлением P_p . Максимальные напряжения изгиба $\sigma_{m\text{max}}$ по краям оболочки определили как $\sigma_{m\text{max}} = \frac{T_m}{\delta} + \frac{6M_{m0}}{\delta^2}$, где T_m – нормальная сила в меридиальном направлении; M_{m0} – изгибающий момент. Экспериментально определив коэффициент динамичности, находим величину $\sigma_{\text{экв}}$ и затем – необходимую прочность сцепления.

УДК 629.424.1

РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ НА РЕМОНТ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ТЕПЛОВЗОВ ТЭП60

Г. Е. БРИЛЬКОВ, В. А. КАЗАКОВ

Белорусский государственный университет транспорта

Надежность тепловозов, определяемая совершенством его конструкции и технологией изготовления, в процессе эксплуатации постепенно снижается вследствие изнашивания деталей, усталости металла, старения материалов и других вредных процессов.

Для сохранения долговечности тепловоза необходимы продуманная система технического обслуживания и ремонта, оснащенная оборудованием и технологической оснасткой ремонтная база, квалифицированный обслуживающий и ремонтный персонал. Чем качественнее проведена проверка, ремонт и регулировка узлов и агрегатов тепловоза, тем надежнее он работает в условиях эксплуатации.