

ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ВАЛОВ С РЕГУЛИРУЕМЫМ ПРОГИБОМ

Валы с регулируемым прогибом используются в прессах и каландрах бумаго- и картоноделательных машин для обеспечения равномерного давления между валами по ширине машины.*

Оценка работоспособности валов заключается в определении напряженного состояния их деталей и узлов, включая подшипники, статического и динамического прогиба валов, а также в прогнозировании и оценке вибрации.

Нагруженность и напряженное состояние валов с регулируемым прогибом определяется по следующим критериям работоспособности: прочности и выносливости материала, жесткости и виброустойчивости конструкций.

Характеристиками выносливости и прочности материалов являются пределы прочности σ_b , текучести σ_T и выносливости материала при симметричном цикле нагружения σ_{-1} . Определяющий критерий при оценке остаточного ресурса конструкций – предел выносливости материала*.

Пределы выносливости деталей вала отличаются от пределов выносливости образцов из-за влияния концентраторов напряжений, масштабного фактора. Они зависят от состояния поверхности деталей, от числа циклов нагружения, отличающегося от базового. Определяются они для нормальных и касательных напряжений для предела выносливости при симметричных напряжениях по формулам

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}}; \quad \tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}}, \quad (1)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения;

$K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – коэффициенты снижения предела выносливости.

* Кугушев И.Д. и др. Теория и конструкция машин и оборудования отрасли. Бумаго- и картоноделательные машины: учеб. пособие / Под ред. Н.Н. Кокушина, В.С. Курова. СПб., 2006.

Путем сравнения предела выносливости с расчетным напряжением находится действительный запас прочности. Для деталей при симметричном цикле нагружения действительный запас прочности деталей определяется по формулам

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a}; n_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a}, \quad (2)$$

где σ_a и τ_a – амплитуды соответственно нормальных и касательных напряжений в соответствующих сечениях вала.

Если деталь вала испытывает одновременно касательные и нормальные напряжения, то запас прочности определяется по приведенным напряжениям по формуле

$$n_{np} = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}. \quad (3)$$

Минимально допустимый запас по выносливости материала принимается равным $n_{np} = 2 - 2,5$.

При оценке работоспособности валов одной из бумагоделательных машин Краснокамской бумажной фабрики – филиала ФГУП «Гознак» – были определены коэффициенты запаса прочности вала с регулируемым прогибом при двух режимах работы – аварийном и обычном.

В результате исследований выявлено, что в процессе эксплуатации наибольшие напряжения испытывает сердечник вала, а самым опасным сечением является место установки трехкольцевого подшипника. Коэффициент запаса прочности в этом месте составил $n_{np} = 1,7$ в обычном режиме и $n_{np} = 1,6$ при аварийном режиме. Коэффициенты запаса прочности в других менее опасных сечениях сердечника вала составили $n_{np} = 2 - 2,6$.

Рубашка вала не испытывает нагрузок, изгибающих моментов, следовательно, не имеет опасных сечений. Однако подшипники работают в круговом режиме, что приводит к значительной вибрации.

Полученные коэффициенты запаса прочности не превышают допустимых значений.