

## **НАЗЕМНЫЕ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ КОМПЛЕКСЫ**

УДК 676.017

Студ. Д.А. Бекленищев, К.С. Исаева, Д.А. Брюханов  
Рук. В.А. Ягуткин  
УГЛТУ, Екатеринбург

### **ВОПРОСЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ ПРОИЗВОДСТВА ПРИ РЕМОНТЕ ЦАПФ БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНЫХ МАШИН**

Бумагоделательные машины (БМ) для изготовления бумажной продукции являются сложными восстанавливаемыми технологическими системами, работающими в непрерывном режиме в течение длительного времени. Отказ крышки сушильного цилиндра приводит к внеплановым простоям БМ со значительными экономическими потерями при износе или поломке цапфы.

Отсутствие запасных частей на отечественном рынке и дороговизна их на зарубежном приводит к необходимости разработки технологических процессов ремонтного восстановления даже тех крышек сушильных цилиндров, которые ранее считались неремонтопригодными. В статье [1] рассмотрена технология ремонтного восстановления крышки с заменой цапфы.

Анализ эксплуатационных условий сушильных цилиндров показывает, что они работают с большими динамическими и температурными нагрузками. Поэтому выполнение ремонта методом замены сломанной цапфы на новую с сохранением крышки требует обоснованного выбора материала цапфы, способа получения заготовки, определения требуемых присоединительных размеров. Одной из основных задач обеспечения гарантий надежности ремонта методом замены цапфы считалось определение расчетного натяга с назначением требуемой посадки.

При известной хрупкости чугуновой тонкостенной крышки цилиндра необходимо обеспечить ее целостность при технологичном способе сборки с цапфой: продольно- или поперечно-прессовом. Необходимо учитывать, что расчетный натяг должен создать неподвижность соединения из-за превышения массы сушильного цилиндра при его наполнении конденсатом. Требуется предусмотреть, что температурные объёмные расширения тел крышки и цапфы при нагреве до рабочих температур (160°) уменьшают величину натяга [2].

### Расчёт посадки в системе «крышка-цапфа»

- Погрешность размера при отклонении от нормальной температуры [2] (температурный коэффициент посадки) рассчитывается по формулам:

$$\Delta_t^N = N_{(раб)} - N_{(сб)} = d_{н.с} (\alpha_d \Delta t_d - \alpha_D \Delta t_D); \quad (1)$$

$d_{н.с} = 180$  мм – номинальный диаметр соединения.

Температура конденсата – 100 °С; рабочая температура цилиндра – 160 °С

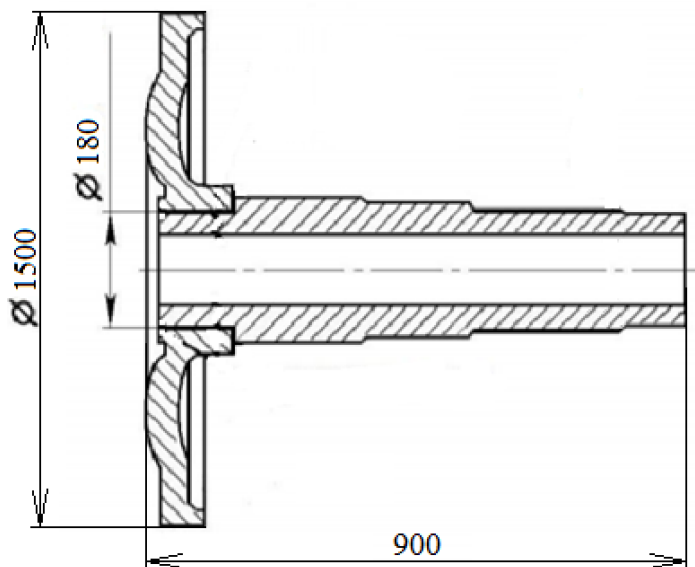
$$\alpha_d = 10,6...12,2; \quad t = 100 \text{ °С} \Rightarrow \Delta t_d = 80 \text{ °С} \quad (2)$$

$$\alpha_D = 8,5...11,6; \quad t = 160 \text{ °С} \Rightarrow \Delta t_D = 140 \text{ °С} \quad (3)$$

$$\Delta_t^N = 180 \cdot 440 \cdot 10^{-6} = 79 \text{ мкм} \quad (4)$$

- Исходя из заданных параметров (формула (1), рисунок), осевые силы, которые выдерживает соединение при максимальном и минимальном натяге, принимаем:  $[P_{\max}] = 130,8 \cdot 10^6$  Н/м;  $[P_{\min}] = 14,5 \cdot 10^6$  Н/м.

- Полученные расчётным путём коэффициенты Ламе (характеристика упругих деформаций):  $C_1 = 1,3$ ;  $C_2 = 1,9$ .



Приводная крышка  
сушильного цилиндра  
с запрессованной ремонтной цапфой

- Определение минимального расчётного натяга:

$$\begin{aligned} N_{\min} &= [P_{\min}] d_{nc} \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = \\ &= 14,5 \cdot 10^6 \cdot 0,18 \cdot \left( \frac{1,3}{2,1 \cdot 10^{11}} + \frac{1,9}{2,1 \cdot 10^{11}} \right) = 39 \text{ мкм}. \end{aligned} \quad (5)$$

- Определение максимального расчётного натяга:

$$N_{\max} = [P_{\max}] d_{nc} \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) =$$

$$= 130,8 \cdot 10^6 \cdot 0,18 \cdot \left( \frac{1,3}{2,1 \cdot 10^{11}} + \frac{1,9}{2,1 \cdot 10^{11}} \right) = 359 \text{ мкм.} \quad (6)$$

- Вычисляем величины натягов для выбора посадок:

$$N_{\min \text{ рас}} = 39 + 2,4 = 41,4 \text{ мкм,} \quad (7)$$

$$N_{\max \text{ рас}} = 359 + 2,4 = 361,4 \text{ мкм.} \quad (8)$$

- Примем, что по длине  $l$  запрессовки (сопряжения) сила  $R_A$  распределена равномерно:

$$g_n = \frac{R_A}{l} = \frac{143}{0,2} = 715 \text{ кН/м,} \quad (9)$$

тогда в конце участка запрессовки, где обе составляющие направлены в одну сторону и суммируются, общая величина нагрузки:

$$g_{\text{общ}} = g_{\max} + g_n = 715 + 4,6 \cdot 10^3 = 5,3 \text{ кгс/см.} \quad (10)$$

- В конце запрессовки, на внутренней поверхности охватываемой детали, для кольца единичной ширины растягивающее напряжение:

$$\delta_p = \frac{g_{\text{общ}} (d_2^2 + d_{nc}^2)}{d (d_2^2 - d_2)} = \frac{5,3 \cdot (19,5^2 + 1,8^2)}{18 \cdot (19,5^2 - 19,5)} = 0,43 \text{ МПа.} \quad (11)$$

- Минимальное давление поверхностей сопрягаемых деталей:

$$P_{\min} = \frac{i_{\min}}{\left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) d} = \frac{63 \cdot 10^{-6}}{\left( \frac{1,3}{2,1 \cdot 10^{11}} + \frac{1,9}{2,1 \cdot 10^{11}} \right) 0,18} = 4,13 \text{ МПа.} \quad (12)$$

- Неравенство  $b_p < [p]$  можно считать условием нераскрытия стыка.  
 $0,43 \text{ МПа} < 4,13 \text{ МПа}$ , условие нераскрытия стыка выполняется.

**Проверка условия отсутствия пластических деформаций при максимальном давлении сопрягаемых поверхностей [2]**

- Определение максимального контактного давления:

$$P_{\max} = \frac{i_{\max}}{\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right)d} = \frac{132 \cdot 10^{-6}}{\left(\frac{1,3}{2,1 \cdot 10^{11}} + \frac{1,9}{2,1 \cdot 10^{11}}\right)0,18} = 66,63 \text{ МПа.} \quad (13)$$

- Определение напряжений в охватывающей поверхности:

$$\delta = \frac{2g_{\max}}{1 - (d/d_2)^2} = \frac{2 \cdot 12,5 \cdot 10^6}{1 - (0,18/0,195)^2} = 45 \text{ МПа.} \quad (14)$$

- Условие отсутствия пластической деформации  $b < [b]$ :

$$45 \text{ МПа} < 314 \text{ МПа, условие выполняется.}$$

- Выбираем посадку, удовлетворяющую условиям вычислений:

$$\varnothing 180 \frac{H8}{u8} \text{ или } \varnothing 180 \begin{pmatrix} +0,063 \\ +0,273 \\ +0,210 \end{pmatrix}.$$

Исходя из представленных расчётов, данная посадка обеспечивает неразъёмное неподвижное соединение.

Качество описанного выше ремонта цапф подтверждается безотказной многолетней эксплуатацией с большим потенциальным ресурсом их работы на ОАО «Новолялинский ЦБК», с которым УГЛТУ имеет давние связи в творческом научно-производственном сотрудничестве.

Библиографический список

1. Ягуткин В.А., Илюшин В.В., Панин А.П. Проблемы и решения ремонта валов с предельным износом посадочных поверхностей // Леса России и хозяйство в них. – Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2013. Вып. 1 (44). – С. 198–201.
2. Якушев А.Н., Воронцов А.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Машиностроение, 1986. – 352 с.