

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ БАНДАЖИРОВАННОГО ВАЛКА ДЛЯ АСИММЕТРИЧНОЙ ПРОКАТКИ

Исаевич Л.А., Сидоренко М.И., Иваницкий Д.М., Крицкий А.Д.

Белорусский национальный технический университет, Республика Беларусь,
Denisrodman@tut.by

С целью обеспечения ремонтпригодности валков предложена их конструкция в виде бандажированного валка. Как видно из рис. 1, в бандаже 2 выполнено центральное коническое отверстие с углом конусности β , а бандаж 2 фиксируется на валу 1 двумя гайками 4 посредством шайбы стопорной 3 [1].

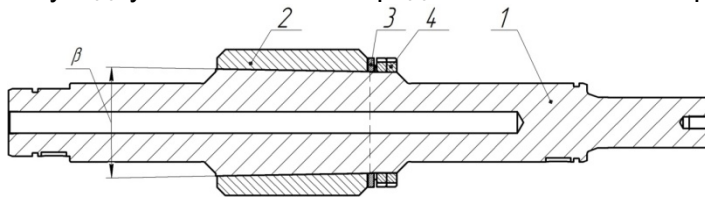


Рисунок 1- Эскиз бандажированного валка

Для передачи крутящего момента от вала к бандажу необходимо определить максимальное усилие поджатия самого бандажа в коническом соединении к валу гайками посредством стопорной шайбы, обеспечивающее надежную фиксацию бандажа на поверхности вала при максимальном крутящем моменте.

Сдвиг бандажа относительно оси вдоль дуги касания (Рис. 2) может произойти под действием касательных

напряжений τ_k , величину которых для элемента единичной длины e можно определить из выражения

$$\tau_k = f_1 \sigma, \quad (1)$$

где σ - нормальные напряжения; f_1 - коэффициент контактного трения между бандажом и валом.

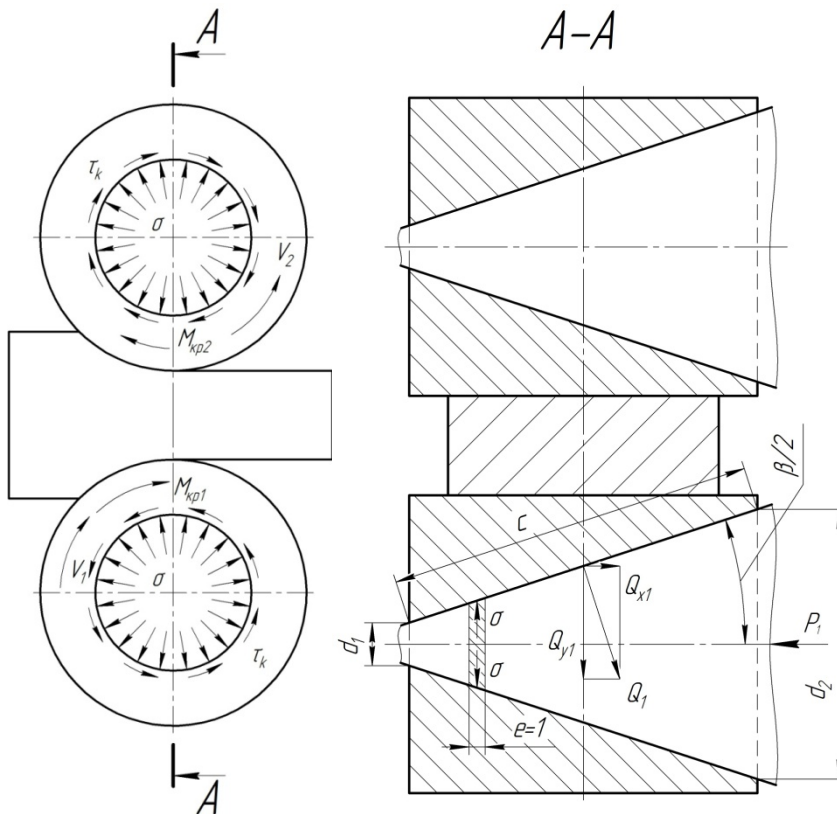


Рисунок 2- Расчетная схема бандажированного валка

В свою очередь нормальные напряжения находим по формуле

$$\sigma = Q_1 / F, \quad (2)$$

где Q_1 - усилие, возникающее на поверхности контакта бандажа и оси; F - площадь контакта бандажа и оси.

Усилие на поверхности контакта бандажа и оси определим из выражения

$$Q_1 = 2M_{kp1} / d_1, \quad (3)$$

где d_1 - минимальное значение диаметра посадочной поверхности.

Усилие сдвига бандажа относительно вала вдоль дуги касания определяем из зависимости

$$T = \tau_k F. \quad (4)$$

Окончательно получим

$$T = f_1 2M_{kp1} / d_1. \quad (5)$$

Далее определим минимальное усилие прижима бандажа к оси, обеспечивающее прочность соединения при $T = Q_1$ по формуле

$$Q_{x1} = f_1 (2M_{kp1} / d_1) \cdot \sin(\beta/2). \quad (6)$$

Исходные данные для расчетов: $f_1 = 0,15$; $M_{kp1} = 37018 \text{ Нм}$; $d_1 = 181 \text{ мм}$; $\beta = 3^\circ$.

Подставив исходные данные в выражение (6), получим

$$Q_{x1} = 0,15(2 \cdot 37018000 / 181) \cdot \sin(3/2) = 1606 \text{ Н}.$$

Условие работоспособности составного вала при рабочих моментах асимметричной прокатки будет обеспечено при усиллии поджатия бандажа $Q_{x1} \geq 1606 \text{ Н}$. Усилие обеспечивается посредством стопорной шайбы [1], конструкция которой представлена на рис. 3.

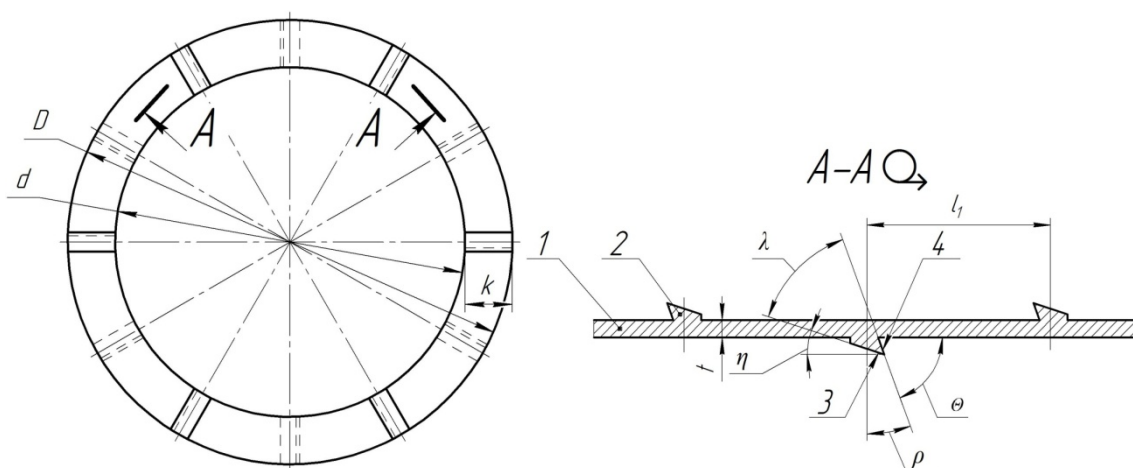


Рисунок 3 - Эскиз стопорной шайбы

Предложенная стопорная шайба с выступами имеет основание 1 на котором выполнены выступы 2, причем опорные грани 3 выступов 2 наклонены к основанию 1 шайбы под углом $\eta = 5 - 10^\circ$, где η - задний угол резца, а боковые грани 4 выступов 2 наклонены к основанию 1 под углом $\theta = 90^\circ - \rho = 70 - 80^\circ$, где $\rho = 10 - 20^\circ$ - передний угол резца. Угол заострения λ между опорными гранями 3 и боковыми гранями 4 находится в пределах $60 - 75^\circ$ и его острие совпадает с направлением заворачивания резьбового соединения. Углы выбираются в соответствии с рекомендациями для резцов, используемых для резания металлов [2].

Стопорение гайки и поджимаемой детали будет обеспечено тогда, когда угол заострения по аналогии с резцом позволяет внедряться выступу в тело поджимаемой детали и гайки. Материалом контактных поверхностей (гайки, стопорной шайбы, поджимаемой детали) может быть, например, холоднокатанная сталь марки 60С2А.

Максимально допустимое усилие, действующее на опорную грань выступа, рассчитываем исходя из прочности материала, рассматривая его как упругую балку с заземленным концом. Максимально допустимое усилие определяем из выражения [3]

$$P_1 = \sigma_g k t^2 / 6l_1, \quad (7)$$

где σ_g – предел прочности материала, МПа; k – ширина основания стопорной шайбы, мм; t – толщина основания стопорной шайбы, мм; l_1 – длина дуги основания стопорной шайбы, мм.

Длина дуги основания стопорной шайбы равна

$$l_1 = \pi(D + d) / 2n, \quad (8)$$

где D – наружный диаметр стопорной шайбы, мм; d – внутренний диаметр стопорной шайбы, мм; n – количество выступов.

Исходные размеры стопорной шайбы: ширина основания $k = 24$ мм, толщина основания $t = 7$ мм, наружный диаметр $D = 230$ мм, внутренний диаметр $d = 182$ мм, количество выступов $n = 12$, материал – сталь 60С2А ($\sigma_g = 1570$ МПа [4]).

Для заданных условий максимально допустимое усилие на опорной поверхности выступа $P_1 = 5706$ Н, что превышает минимальное необходимое усилие поджатия бандажа $Q_{x1} = 1606$ Н.

Определим величину деформации шайбы при закручивании гайки при котором будет обеспечено усилие поджатия бандажа. Относительную степень деформации при посадке бандажа на вал определим из выражения

$$\sigma_g = \varepsilon E, \quad (9)$$

где σ_g - предел прочности материала; E - модуль упругости материала шайбы.

Подставим выражение (9) в формулу (7) с учетом (8), принимая во внимание, что в данном случае $P = Q_{x1}$, после преобразований получим

$$\varepsilon = (3\pi \cdot Q_{x1} (D + d)) / E k t^2 n. \quad (10)$$

Исходные данные для расчетов $E = 2,1 \cdot 10^5$ [4]. В результате получим

$$\varepsilon = 3\pi \cdot 1606(230 + 182) / 2,1 \cdot 10^5 \cdot 24 \cdot 7^2 \cdot 12 = 0,0021.$$

Относительная степень деформации также может быть определена из выражения

$$\varepsilon = (z_0 - z_1) / z_0, \quad (11)$$

где z_0 - исходная толщина шайбы, равная 21 мм; z_1 - толщина шайбы после поджатия гайки.

Из выражения (11) определим толщину шайбы после поджатия $z_1 = z_0(1 - \varepsilon) = 21(1 - 0,0021) = 20,9$ мм. Следовательно, при поджатии шайбы не менее чем на 0,1 мм работоспособность предлагаемой конструкции инструмента будет обеспечена.

Литература

1. Стопорная шайба: заявка на выдачу пат. Респ. Беларусь, МПК7 F16 B39/24 / А.А.Гранковский, Л.А.Исаевич, Д.М.Иваницкий, М.И.Сидоренко, А.Д.Крицкий; заявитель ОАО «МАЗ» - управляющая компания холдинга «БЕЛАВТОМАЗ». – 2017.
2. Аршинов В. А. Резание металлов и режущий инструмент. Изд. 3-е, перераб. и доп. Учебник для машиностроительных техникумов / В.А.Аршинов, Г.А.Алексеев; М. – Машиностроение, 1975. – 440 с.

3. Водопьянов В. И. Курс сопротивления материалов с примерами и задачами: учеб. пособие/ В.И.Водопьянов, А.Н.Савкин, О.В.Кондратьев; ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – 136 с.

4. Анурьев В. И. Справочник конструктора–машиностроителя: в 3 т. / В.И. Анурьев.–5-е изд., перераб. и доп.–М.: Машиностроение, 1980. – Т.1. – 730 с.

ДВИГАТЕЛИ И ПРИВОДЫ НА ОСНОВЕ ЭФФЕКТА ПАМЯТИ ФОРМЫ В МОНОКРИСТАЛЛАХ Cu-Al-Ni

Пульнев С.А.¹, Прядко А.И.^{1,2}, Николаев В.И.¹

¹ФТИ им. А.Ф. Иоффе, г. Санкт-Петербург, Россия

²ЦНИИ Робототехники и Технической Кибернетики, г. Санкт-Петербург, Россия
pulnev@mail.ioffe.ru

Монокристаллы сплавов на основе Cu–Al–Ni обладают ярко выраженными эффектами памяти формы и сверхупругости, демонстрируя большие обратимые деформации в широком диапазоне температур [1-4]. Так, например, максимальная обратимая деформация при эффекте сверхупругости реализуется для кристаллографической ориентации <001> и достигает 10% для превращения $\beta_1 \rightarrow \beta'_1$ и 16% в случае двух последовательных мартенситных превращений $\beta_1 \rightarrow \beta'_1 \rightarrow \alpha'_1$ [2,5].

Для использования данного материала в качестве силовых элементов циклических двигателей необходимо знание ряда его специальных свойств, таких как:

- обратимая деформация эффекта памяти формы $\varepsilon_{\text{эф}}$;
- генерируемые напряжения $\sigma_{\text{ген}}$ при восстановлении формы в процессе нагревания;
- напряжение $\sigma_{\text{деф}}$, необходимое для достижения максимальной деформации при охлаждении под нагрузкой;
- зависимости характеристических температур мартенситных превращений от приложенного напряжения;
- предельная температура нагрева $T_{\text{пред}}$, до которой материал сохраняет работоспособность без потери функциональных свойств.

Знание этих параметров необходимо для расчета характеристик создаваемых циклических двигателей.

Для определения вышеуказанных свойств материала были проведены исследования силовых элементов в условиях, имитирующих работу циклического двигателя, в котором силовые элементы функционируют в режиме одноосного растяжения. Исследования проводились на монокристаллах сплава Cu–13.5%Al–5.0%Ni, выращенных вдоль направления <100>. Образцы имели по данным дифференциального сканирующего калориметрического анализа следующие характеристические температуры мартенситных превращений: $M_n = 52^\circ\text{C}$, $M_k = 39^\circ\text{C}$, $A_n = 49^\circ\text{C}$, $A_k = 60^\circ\text{C}$.

На основании результатов проведенных экспериментальных исследований для расчетов характеристик двигателей на монокристаллах Cu–Al–Ni установлены следующие значения вышеприведенных параметров:

- максимальная обратимая деформация памяти формы $\varepsilon_{\text{эф}} = 8\%$;
- напряжение, необходимое для деформирования охлаждаемого силового элемента до максимальной деформации $\sigma_{\text{деф}} = 60$ МПа;
- максимальная температура нагрева силового элемента $T = 200\text{--}220^\circ\text{C}$;
- максимальные генерируемые напряжения при восстановлении формы силового элемента при нагреве $\sigma_{\text{ген}} = 180\text{--}200$ МПа.

Существенной особенностью монокристаллов Cu–Al–Ni является полное восстановление деформации памяти формы при нагреве. В изученном диапазоне температур до 220°C и напряжений до 200 МПа исследуемый материал демонстрирует