

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  $\beta$ , а бандаж 2 фиксируется на валу 1 двумя гайками 4 посредством шайбы стопорной 3 [1].

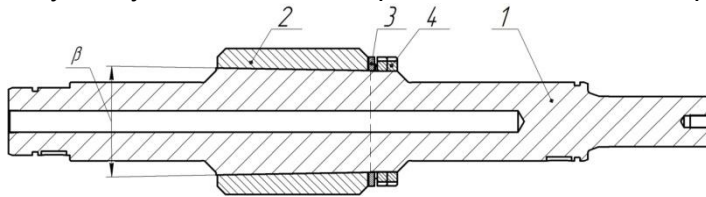


Рисунок 1- Эскиз бандажированного валка

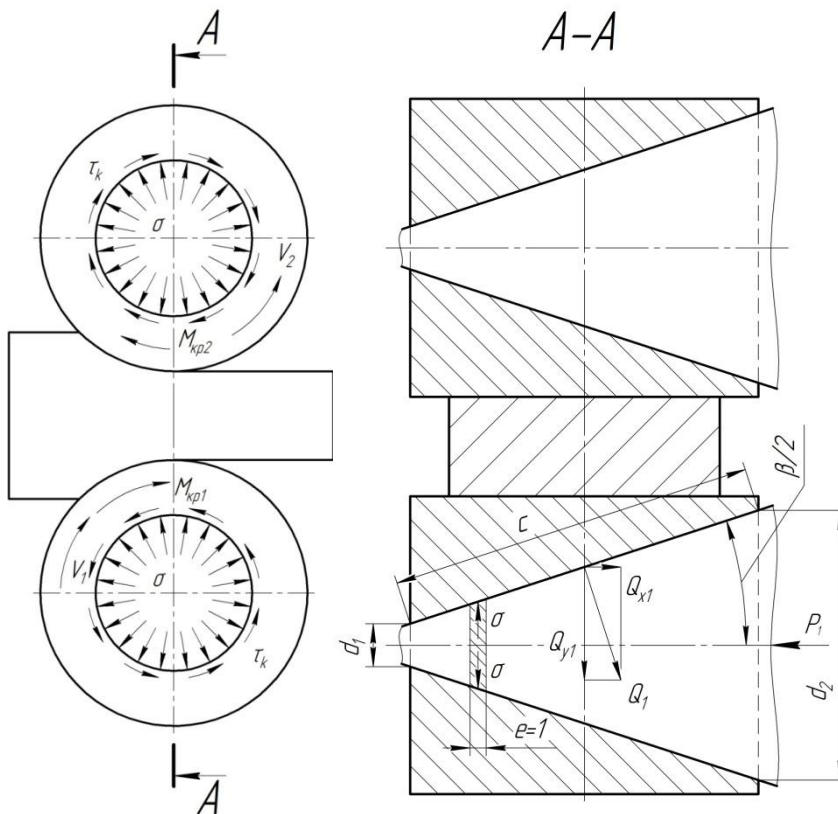


Рисунок 2- Расчетная схема бандажированного валка

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  $\tau_k$ , величину которых для элемента единичной длины  $e$  можно определить из выражения

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

где  $\sigma$  - нормальные напряжения;  $f_1$  - коэффициент контактного трения между бандажом и валом.

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

$$Q_1 = 2M_{кр1} / d_1, \quad (3)$$

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

$$T = f_1 2M_{кp1} / d_1. \quad (5)$$

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

$$Q_{x1} = f_1 (2M_{кp1} / d_1) \cdot \sin(\beta/2). \quad (6)$$

Исходные данные для расчетов:  $f_1 = 0,15$ ;  $M_{кp1} = 37018 \text{ Нм}$ ;  $d_1 = 181 \text{ мм}$ ;  $\beta = 3^\circ$ .

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 усилии поджатия бандажа  $Q_{x1} \geq 1606 \text{ Н}$ . Усилие обеспечивается посредством стопорной шайбы [1], конструкция которой представлена на рис. 3.

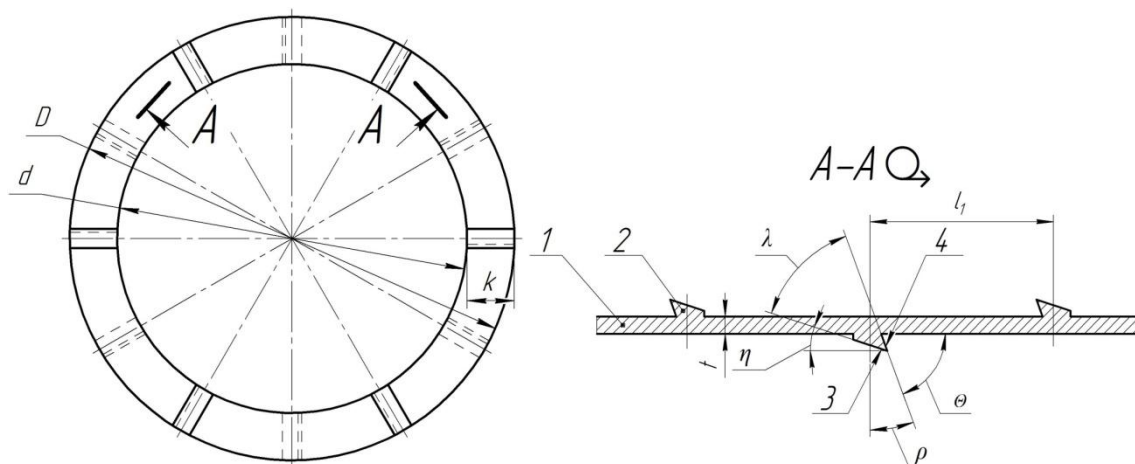


Рисунок 3 - Эскиз стопорной шайбы

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  $\eta$  - 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  $\lambda$  между опорными гранями 3 и боковыми гранями 4 находится в пределах  $60 - 75^\circ$  и его острие совпадает с направлением завинчивания 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]

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

где  $\sigma_s$  - 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 ( $\sigma_s = 1570$  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 которое будет обеспечено усилие поджатия бандажа. Относительную степень деформации при посадке бандажа на вал определим из выражения

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

где  $\sigma_s$  - 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

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

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 В39/24 / 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.