



## КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ БАЙОНЕТНОГО ЗАТВОРА АВТОКЛАВОВ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ДРЕВЕСИНЫ ПОД ДАВЛЕНИЕМ

### Часть 2. Конструктивный расчет байонетного кольца затвора

Славчо Соколовски - Ненчо Делийски - Ладислав Дзуренда

#### Abstract

*Method for constructive dimensioning of the ring of bayonet closing device of autoclaves for wood treatment under pressure has been proposed.*

*An application of the suggested method is presented for the case of dimensioning of 3 types of autoclaves for steaming wood materials.*

**Key words:** autoclave, bayonet closing device, constructive dimensioning, wood treatment, pressure

#### 1. ВВЕДЕНИЕ

Предметом настоящей работы является предложение и практическое применение методики для конструктивного расчета байонетного затвора автоклавов, подходящих для использования в деревообрабатывающей промышленности.

Первая часть работы посвящена расчету фланцев байонетного затвора автоклавов [1]. Здесь, во второй части работы, излагается методика для расчета байонетного кольца затвора и приводится пример применения этой методики для расчета байонетного затвора автоклавов для пропарки древесины под давлением.

Наиболее нагруженными деталями байонетного кольца автоклавов являются его зубья и его тело. Поэтому конструктивный расчет этого кольца заключается в научно обоснованном определении размеров указанных составляющих кольца.

#### 2. РАСЧЕТ БАЙОНЕТНОГО КОЛЬЦА АВТОКЛАВА

В первой части работы приведена схема байонетного затвора автоклавов и дано описание его действия. Форма поперечного сечения байонетного кольца этого затвора и обозначения некоторых его расчетных параметров показаны ниже на рис.1.

Из-за ответственной функции байонетного кольца, его конструкция вырабатывается в форме двойного Т-образного сечения, которое оребряется с наружной его стороны двумя поперечными ребрами над каждым из зубьев кольца.

Конструктивный расчет зубьев байонетного кольца осуществляется подобно приведенному в [1] расчету зубьев фланцев автоклава.

Проверочный расчет необходимо произвести только в том случае, если зубья байонетного кольца имеют меньшую толщину  $a_K$ , чем зубья фланцев (т.е. при  $a_K < a_\Phi$ ) и если кольцо будет выработываться из другого материала, нежели фланцы.

Проверочный расчет производится по уравнениям, приведенным в первой части настоящей работы с той разницей, что в них вместо толщины  $a_\Phi$  закладывается толщина зубьев байонетного кольца  $a_K$  (как уже упоминалось в первой части, ширина зубьев кольца  $b_K$ , а также их высота  $h_K$ , делаются практически равными соответственно ширине зубьев фланцев  $b_\Phi$  и их высоте  $h_\Phi$ ).

Напряжение на смятие  $\sigma_{CM}$  (в Ра) между касающимися поверхностями зубьев фланцев и кольца байонетного затвора вычисляется по приведенному в первой части работы уравнению (5) после замещения в нем значений  $b_K$  вместо  $b_\Phi$  и  $h_K$  вместо  $h_\Phi$ .

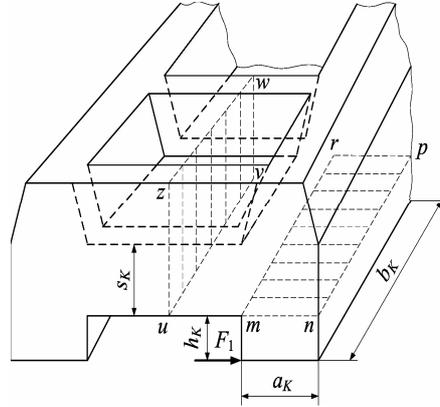


Рис.1 Схема поперечного сечения и обозначение расчетных параметров байонетного кольца

В сечении  $mnp$  (рис. 1) на зубья байонетного кольца действуют эквивалентные напряжения, так как они подвержены одновременно на срезание и на изгиб. Напряжения на срезание возникают в случаях, когда зубья фланцев опираются своими вершинами об основания зубьев байонетного кольца, а напряжения на изгиб генерируются в случаях, когда зубья кольца своими вершинами опираются об основания зубьев фланцев.

Напряжения на срезание  $\tau_{CP}^K$ , возникающие в сечении  $mnp$  зубьев байонетного кольца, определяются по уравнению [2]:

$$\tau_{CP}^K = \frac{F_1}{a_K b_K} \leq [\tau_{CP}^K], \quad (1)$$

где  $F_1$  - сила, нагружающая каждого из зубьев фланцев автоклава и контактирующего с ним зуба байонетного кольца, N. Уравнение для определения  $F_1$  дано в первой части работы;

$a_K$  - толщина зубьев байонетного кольца (рис.1), м;

$b_K$  - ширина зубьев байонетного кольца (рис.1), м;

$[\tau_{CP}^K]$  - допустимое напряжение срезания материала, из которого выработывается байонетное кольцо, Ра.

Напряжения на изгиб  $\sigma_{\text{ИЗГ}}^{\text{К}}$ , возникающие в этом же сечении *mnp* зубьев кольца, равны

$$\sigma_{\text{ИЗГ}}^{\text{К}} = \frac{F_1 h_{\text{К}}}{b_{\text{К}} a_{\text{К}}^2} \leq [\sigma_{\text{ИЗГ}}^{\text{К}}], \quad (2)$$

где  $h_{\text{К}}$  - высота зубьев байонетного кольца (рис.1), m;

$[\sigma_{\text{ИЗГ}}^{\text{К}}]$  - допустимое напряжение на изгиб материала кольца, Pa.

Эквивалентные напряжения в сечении *mnp* зубьев байонетного кольца равны:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}}^{\text{К}} = \sqrt{\sigma_{\text{ИЗГ}}^{\text{К}^2} + 3\tau_{\text{СР}}^{\text{К}^2}} \leq [\sigma_{\text{ЭКВ}}^{\text{К}}], \quad (3)$$

где  $[\sigma_{\text{ЭКВ}}^{\text{К}}]$  - допустимое эквивалентное напряжение материала байонетного кольца, Pa.

Байонетное кольцо в его сечении *uvwz* на рис.1 подвержено результирующему напряжению, получающемуся из двух нормальных напряжений – соответственно на изгиб  $\sigma_{\text{ИЗГ}}^{\text{К}}$  и на растяжение  $\sigma_{\text{Р}}^{\text{К}}$ . Проверочный расчет производится по следующему уравнению для поверхностных слоев сечения, находящихся соответственно в зоне растяжения  $\sigma_{\text{РЕЗ1}}^{\text{К}}$  и в зоне сжатия  $\sigma_{\text{РЕЗ2}}^{\text{К}}$ :

$$\sigma_{\text{РЕЗ1,2}}^{\text{К}} = \sigma_{\text{ИЗГ1,2}}^{\text{К}} + \sigma_{\text{Р}}^{\text{К}} \leq [\sigma_{\text{РЕЗ}}^{\text{К}}], \quad (4)$$

где  $[\sigma_{\text{РЕЗ}}^{\text{К}}]$  - допустимое результирующее напряжение материала байонетного кольца, Pa.

Возникающие в сечении *uvwz* на рис.1 напряжения на изгиб для поверхностных слоев сечения, находящихся соответственно в зоне растяжения  $\sigma_{\text{ИЗГ1}}^{\text{К}}$  и в зоне сжатия  $\sigma_{\text{ИЗГ2}}^{\text{К}}$ , определяются по уравнению

$$\sigma_{\text{ИЗГ1,2}}^{\text{К}} = \pm \frac{M_{\text{ИЗГ}}}{J_y} z_{1,2} \leq [\sigma_{\text{ИЗГ}}^{\text{К}}], \quad (5)$$

где  $M_{\text{ИЗГ}} = F_1 L$  - максимальный изгибающий момент, N.m;

$L = h_{\text{К}} + z_{\text{С}}$  - расстояние от вершины зубьев до центра тяжести рассматриваемого сечения (рис.2), m;

$J_y$  - осевой инерционный момент поперечного сечения байонетного кольца по отношению к оси  $y$ , m<sup>4</sup>;

$z_1$  и  $z_2$  - максимальные расстояния от нулевой линии  $y$  до наиболее удаленных поверхностных слоев соответственно в зоне растяжения и в зоне сжатия (рис.2), m.

Сечение байонетного кольца (рис.2) имеет только одну ось симметрии – по отношению к оси  $z$ . Поэтому, чтобы определить осевой инерционный момент поперечного сечения по отношению к оси  $y$ , необходимо найти центр тяжести

сечения. Он расположен на оси симметрии  $z$  на расстоянии  $z_C$  от нижней кромки сечения, т.е. от оси  $\bar{y}$ .

Для определения инерционного момента  $J_y$  сечение байонетного кольца расчленяется на три прямоугольника, имеющие площади  $A_1$ ,  $A_2$  и  $A_3$  с центрами тяжести соответственно  $c_1$ ,  $c_2$  и  $c_3$ . Так как оба ребра рассматриваемого участка байонетного кольца имеют одинаковые геометрические параметры, то на рис.2 и в последующих уравнениях площадь их сечения обозначена при помощи  $A_2$ , т.е. в данном случае  $A_2 = A_3$ , а их центры тяжести обозначены как  $c_2$ , т.е.  $c_2 = c_3$ .

Расстояние  $z_C$  можно определить в соответствии с теоремой Вариньона [2] по следующему уравнению:

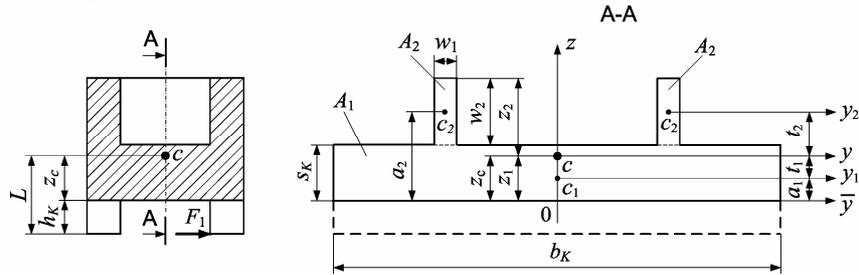


Рис.2. Схема для определения инерционного момента  $J_y$  поперечного сечения байонетного кольца

$$z_C = \frac{A_1 a_1 + 2A_2 a_2}{A_1 + 2A_2}, \quad (6)$$

где  $A_1 = 2b_K s_K$  - площадь, соответствующая одному из зубьев по длине окружности байонетного кольца, по которой расположены его зубья,  $m^2$ ;

$b_K$  - ширина зубьев байонетного кольца (рис.1),  $m$ ;

$s_K$  - толщина тела байонетного кольца (рис.1 и рис.2),  $m$ ;

$A_2 = w_1 w_2$  - площадь сечения одного ребра байонетного кольца,  $m^2$ ;

$w_1, w_2$  - соответственно толщина и высота на ребрата,  $m$ ;

$a_1 = 0,5s_K$  - расстояние от нижней кромки сечения байонетного кольца (т.е. от т.0 на оси  $\bar{y}$ ) до центра тяжести (т.  $c_1$ ) прямоугольника, имеющего площадь  $A_1$ ,  $m$ ;

$a_2 = s_K + 0,5w_2$  - расстояние от нижней кромки сечения (т.е. от т.0 на оси  $\bar{y}$ ) до центра тяжести (т.  $c_2$ ) ребер кольца, сечение которых имеет площадь  $A_2$ ,  $m^2$ .

Инерционный момент сечения байонетного кольца  $J_y$  по отношению к центральной оси  $y$ , проходящей через центр тяжести (т.  $c$ ) сечения, можно определить в соответствии с теоремой Шайнера [2] путем сложения осевых инерционных моментов трех прямоугольников, вычисленных по отношению к оси  $y$  при помощи следующего уравнения:

$$J_y = J_{y1} + 2J_{y2}, \quad (7)$$

где  $J_{y1} = J_1 + A_1 t_1^2$  - осевой инерционный момент прямоугольника с площадью  $A_1$  по отношению к оси  $y$ ,  $m^4$ ;

$t_1$  - расстояние между двумя осями, проходящими соответственно через т.с (ось  $y$ ) и через т.  $c_1$  (ось  $y_1$ ),  $m$ ;

$J_1 = \frac{2b_K s_K^2}{12}$  - осевой инерционный момент прямоугольника с площадью  $A_1$  по отношению к оси  $y_1$ ,  $m^4$ ;

$J_{y2} = J_2 + A_2 t_1^2$  - осевой инерционный момент ребра с площадью его сечения  $A_2$  по отношению к оси  $y$ ,  $m^4$ ;

$J_2 = \frac{w_1 w_2^2}{12}$  - осевой инерционный момент ребра с площадью  $A_2$  по отношению к оси  $y_2$ ,  $m^4$ ;

$t_2$  - расстояние между двумя осями  $y$  и  $y_2$  (рис.2),  $m$ ;

Под действием изгибающего момента нижняя часть сечения байонетного кольца будет находиться в зоне растяжения, а верхняя часть – в зоне сжатия. Максимальное напряжение в зоне растяжения  $\sigma_{ИЗГ1}^K$  будет возникать в поверхностном слое по оси  $\bar{y}$  на расстоянии  $z_1$  от нулевой линии, проходящей через центр тяжести (т.с) сечения, т.е.

$$\sigma_{ИЗГ1}^K = + \frac{M_{ИЗГ}}{J_y} z_1 \leq [\sigma_{ИЗГ}^K], \quad (8)$$

где, как было указано выше, максимальный изгибающий момент  $M_{ИЗГ} = F_1 L$ ,  $N.m$ ;

$[\sigma_{ИЗГ}^K]$  - допустимое напряжение на изгиб материала, из которого изготавливается кольцо,  $Pa$ .

Максимальное напряжение в зоне сжатия будет возникать в поверхностном слое ребер на расстоянии  $z_2$  от нулевой линии (рис.2) и будет равно

$$\sigma_{ИЗГ2}^K = - \frac{M_{ИЗГ}}{J_y} z_2 \leq [\sigma_{ИЗГ}^K]. \quad (9)$$

Напряжение на растяжение, возникающее в основном сечении байонетного кольца (без учета ребер), можно определить по уравнению

$$\sigma_P^K = \frac{F_1}{2b_K s_K} \leq [\sigma_P^K], \quad (10)$$

где  $[\sigma_P^K]$  - допустимое напряжение на растяжение материала байонетного кольца,  $Pa$ .

При проектном расчете конструкции байонетного кольца можно ограничиться расчетом только нагрузки, возникающей от максимального изгибающего момента  $M_{ИЗГ} = F_1 L$ .

По преобразованному уравнению (2) определяется толщина тела кольца  $s_K$ , а именно:

$$s_K \geq \sqrt{\frac{6F_1 h_K}{b_K [\sigma_{\text{изг}}^K]}} \quad (11)$$

### 3. КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ БАЙОНЕТНЫХ КОЛЕЦ АВТОКЛАВОВ ДЛЯ ПРОПАРКИ ДРЕВЕСИНЫ

С использованием изложенной методики с нашим ведущим участием разработана конструктивная документация нескольких типоразмеров автоклавов для пропарки деревянных материалов различного назначения.

В табл.1 приведены основные расчетные и реализованные на практике размеры байонетных колец автоклавов. Автоклавы с  $D = 0,8$  m имеют длину 2,0 m; автоклавы с  $D = 2,0$  m имеют длину 4,5 m, а автоклавы с  $D = 2,4$  m выпускаются с длиной, равной 4,5 m, 9,0 m и 13,0 m.

Таблица 1. Расчетные и реализованные с использованием углеродистой стали 25Л ( $[\sigma] = 128$  МПа при температуре пара  $t = 150^\circ\text{C}$  и  $p = 0,5$  МПа) размеры байонетных колец затворов выпускаемых в Болгарии автоклавов для пропарки древесины

№	D, m	z, шт.	F <sub>1</sub> , kN	b <sub>к</sub> , m	h <sub>к</sub> , m	a <sub>к</sub> , m	w <sub>1</sub> , m	w <sub>2</sub> , m	s <sub>к</sub> , m	σ <sub>ЭКВ</sub> <sup>К</sup> , МПа	σ <sub>РЕЗ1</sub> <sup>К</sup> , МПа	σ <sub>РЕЗ2</sub> <sup>К</sup> , МПа
1.	0,8	16	22	0,08	0,01	0,02	0,020	0,03	0,02	32	+43	-22
2.	2,0	22	123	0,14	0,02	0,03	0,020	0,04	0,03	94	+91	-105
3.	2,4	22	141	0,17	0,02	0,04	0,025	0,04	0,03	72	+63	- 63

### 4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Практическое применение изложенной методики конструктивного расчета привело к созданию высоко надежных автоклавов для пропарки древесины, первые из которых находятся в непрерывной эксплуатации уже более двух десятилетий. Они обеспечивают снижение в несколько раз продолжительности и удельной энергоемкости технологического процесса по сравнению с традиционно применяемыми сооружениями для пропарки древесины (камеры, ямы и др.).

Изложенная методика может быть использована для конструктивного расчета байонетных колец автоклавов для пропитки древесины с целью импрегнирования и модифицирования, а также для обработки различных материалов под давлением.

### ЛИТЕРАТУРА

- [1] СОКОЛОВСКИ, С., Н.ДЕЛИЙСКИ, Л.ДЗУРЕНДА, 2006: Конструктивный расчет байонетного затвора автоклавов для обработки древесины под давлением. Часть 1. Конструктивный расчет фланцев байонетного затвора. 5-th international science conference "Chip- and chipless woodworking processes". Starý Smokovec (в печати).
- [2] СТЕФАНОВ, С., 1989: Съпротивление на материалите. МНП, София.