

Канд. техн. наук **БОРИСОВ В. И.**,  
инженеры **ПРОКОПЕНЯ О. Н.**, **ЧУНЯЕВ В. П.**,  
**ЖУРАВЛЕВ И. Б.** (МВТУ им. Н. Э. Баумана)

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ГЛАВНЫХ ЛИНИЙ ЛИСТОВЫХ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

Технический прогресс в производстве листового проката в значительной степени определяется интенсификацией процесса прокатки и повышением качества листа, в частности повышением его точности. В связи с этим возрастают динамические нагрузки на элементы клетки и ее привод, которые начинают определять прочность и долговечность основного оборудования. Повышение точности листа привело к установке в клетки механизмов, создающих дополнительные силовые воздействия на ее элементы с целью регулирования размеров листа. Изменилась схема нагружения валковой системы. В результате режимы работы основных элементов клетки и привода значительно ужесточились. Изменяющиеся условия нагружения силовых элементов прокатного стана требуют постоянного совершенствования расчетных методик.

В МВТУ им. Н. Э. Баумана создана математическая модель клетки стана, основанная на многомассовой расчетной схеме, позволяющей изучить силовое взаимодействие деталей стана с учетом колебательных процессов в рабочей клетке и ее приводе, а также подойти к разработке упрощенных моделей прокатного стана для решения частных задач с учетом динамики. Разработана методика расчета стальных валков на прочность, учитывающая их напряженное состояние.

Наиболее трудной задачей в схеме является расчет параметров валковой системы (рис. 1).

Приведенные к центру бочки массы рабочего  $m_{1пр}$  и опорного  $m_{2пр}$  валков определяются из формул:

$$m_{1пр} = \frac{2m_{1б}}{L} \frac{\int_0^{l/2} y_{кx}^2 dx}{y_{кx=0}^2} + 2(m_{1ш} + m_{1п}) \frac{(y_{кx=L/2} + y_{1x=c/2-L/2})^2}{y_{кx=0}^2};$$

$$m_{2пр} = \frac{2m_{2б}}{L} \frac{\int_0^{l/2} y_{2пx}^2 dx}{y_{2пx=0}^2} + \frac{2m_{2ш}}{f-L} \frac{\int_{L/2}^l y_{2пx}^2 dx}{y_{2пx=0}^2} + 2m_{2к} \frac{y_{2пx=l/2}^2}{y_{2пx=0}^2},$$

где  $m_{1б}$ ,  $m_{2б}$ ,  $m_{1ш}$ ,  $m_{2ш}$  — массы бочек и шеек рабочего и опорного валков соответственно;  
 $m_{1п}$  — масса подушки рабочего вала;  
 $m_{2к}$  — масса концевой части опорного вала;  
 $u_{к.х}$  — межвалковая контактная деформация;  
 $y_{1.х}$  — прогиб оси рабочего вала;  
 $y_{2п.х}$  — перемещение точек оси опорного вала при его прогибе и деформации опор;  
 $L$  — длина бочки вала;  
 $x$  — координата по длине вала;  
 $c$ ,  $g$  — расстояния между линиями действия усилий противоигиба рабочего и опорного валков соответственно;  
 $f$  — расстояние между краями шеек.

Пренебрегая деформацией радиуса бочек при изгибе, определим величину  $u_{к.х}$  цилиндрических валков:

$$u_{к.х} = y_{1.х} - y_{2.х}, \quad (1)$$

лим величину  $y_{2.х}$  — прогиб оси опорного вала.

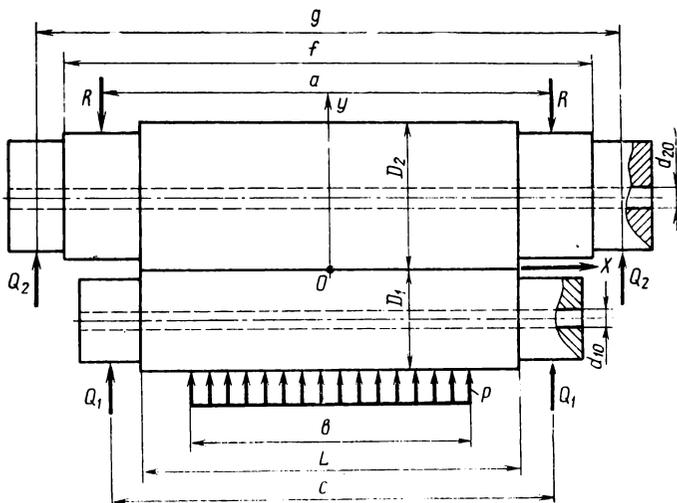


Рис. 1. Схема валковой системы клетки кварто ( $p = P/b$ ,  $R = P/2 + Q_1 + Q_2$ ):  
 $b$  — ширина лозы;  $Q_{1,2}$  — усилия противоигиба рабочего и опорного валков соответственно

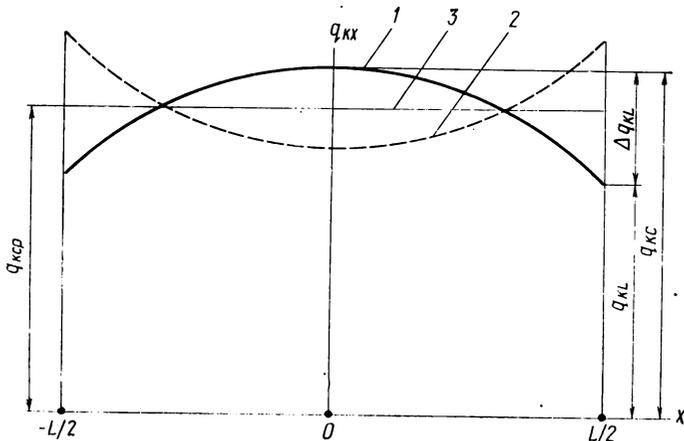


Рис. 2. Диаграмма распределения межвалкового контактного усилия по длине бочки:  
1, 2, 3 — возможные варианты распределения межвалкового контактного усилия

Перемещение точек оси опорного вала рассчитывается по формуле

$$y_{2п.х} = y_{2.х} + y_{2п.х}$$

где  $y_{2п.х}$  — деформация опоры [1].

Прогиб осей валков равен

$$y = y' + y'',$$

где  $y'$ ,  $y''$  — прогибы оси вала от изгибающих моментов и перерезывающих сил.

Исходя из параболического закона распределения межвалкового усилия (рис. 2) и равномерного распределения усилия прокатки по ширине полосы, а также пренебрегая моментами сопротивления повороту опор при прогибе, на основе интегралов Мора найдем прогибы валков. Выражения для определения  $y'$  и  $y''$  по участкам рабочего вала имеют вид:

участок  $0 \leq \bar{x} \leq b/2$

$$y'_{1.х} = PA_1 \left\{ \frac{\lambda}{3} \left[ \frac{64\lambda}{315} - \frac{58}{35} + \bar{b}^2 \left( \frac{\bar{b}^1}{35} - \frac{\bar{b}^2}{5} + 1 \right) \right] - \bar{b}^3 \left( \frac{\bar{b}^2}{5} - \bar{b} + 2 \right) + \frac{6}{5} + 4(6\bar{b} - 6 + \lambda) \bar{x}^2 + 16(1/\bar{b} - 1 - \lambda/3) \bar{x}^4 + \frac{64\lambda \bar{x}^6}{15} \right. \\ \left. + \xi_1 \left[ \frac{\lambda}{5} \left( \frac{61\lambda}{189} + \frac{16\bar{c}}{3} - \frac{31}{7} \right) - 4\bar{c} + \frac{11}{5} \right] + 4(\lambda - 6 + 12\bar{c}) \bar{x}^2 - 16(\lambda/3 + 1) \bar{x}^4 + \frac{64\lambda \bar{x}^6}{15} \right\};$$

$$y''_{1x} = PB_1 \left\{ \lambda \left[ \frac{32\lambda}{315} - \frac{14}{15} - \bar{b}^2 \left( \frac{\bar{b}^2}{5} - \frac{2}{3} \right) \right] + 2\bar{b}(\bar{b} - 3) + 4 + \right. \\ \left. + 8 \left( \lambda + 3 - \frac{3}{\bar{b}} \right) \bar{x}^2 - 16\lambda \bar{x}^4 + \xi_1 \left[ \frac{\lambda}{15} \left( \frac{32\lambda}{21} + 1 \right) - \right. \right. \\ \left. \left. - 2 + 8(\lambda + 3) \bar{x}^2 - 16\lambda \bar{x}^4 \right] \right\};$$

участок  $\bar{b}/2 \leq \bar{x} \leq 1/2$

$$y'_{1x} = PA_1 \left\{ \frac{\lambda}{3} \left[ \frac{64\lambda}{315} - \frac{58}{35} + \bar{b}^2 \left( \frac{\bar{b}^4}{35} - \frac{\bar{b}^2}{5} + 1 \right) \right] - \right. \\ \left. - \bar{b}^2 \left( \frac{\bar{b}^2}{5} + 2 \right) + \frac{6}{5} + 8\bar{b}^2 \bar{x} + 4(\lambda - 6) \bar{x}^2 + 32\bar{x}^3 - \right. \\ \left. - 16 \left( \frac{\lambda}{3} + 1 \right) \bar{x}^4 + \frac{64\lambda \bar{x}^6}{15} + \xi_1 \left[ \frac{\lambda}{5} \left( \frac{64\lambda}{189} + \frac{16\bar{c}}{3} - \frac{31}{7} \right) - 4\bar{c} + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{11}{5} + 4(\lambda - 6 + 12\bar{c}) \bar{x}^2 - 16 \left( \frac{\lambda}{3} + 1 \right) \bar{x}^4 + \frac{64\lambda \bar{x}^6}{15} \right] \right\};$$

$$y''_{1x} = PB_1 \left\{ \lambda \left[ \frac{32\lambda}{315} - \frac{14}{15} - \bar{b}^2 \left( \frac{\bar{b}^2}{5} - \frac{2}{3} \right) \right] + 2\bar{b}^2 + 4 - 24\bar{x} + \right. \\ \left. + 8(\lambda + 3) \bar{x}^2 - 16\lambda \bar{x}^4 + \xi_1 \left[ \frac{\lambda}{15} \left( \frac{32\lambda}{21} + 1 \right) - 2 + \right. \right. \\ \left. \left. + 8(\lambda + 3) \bar{x}^2 - 16\lambda \bar{x}^4 \right] \right\};$$

участок  $1/2 \leq \bar{x} \leq \bar{c}/2$

$$y'_{1x} = PA_1 \left\{ \lambda \left[ \frac{64\lambda}{945} - \frac{31}{35} + \frac{\bar{b}^2}{3} \left( \frac{\bar{b}^4}{35} - \frac{\bar{b}^2}{5} + 1 \right) \right] - \bar{b}^2 \left( \frac{\bar{b}^2}{5} + 2 \right) \right. \\ \left. + \frac{11}{5} + 8 \left( \bar{b}^2 + \frac{4\lambda}{15} - 1 \right) \bar{x} + \xi_1 \left[ \frac{\lambda}{15} \left( \frac{64\lambda}{63} + 16\bar{c} - \frac{128}{7} \right) - 16\bar{c} + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{56}{5} + 16 \left( 3\bar{c} - 2 + \frac{2\lambda}{15} \right) \bar{x} + 4\chi_1 (12\bar{c} \bar{x}^2 - 8\bar{x}^3 - 12\bar{c} \bar{x} + \right. \right. \\ \left. \left. + 6\bar{x} + 3\bar{c} - 2) \right] \right\};$$

$$y''_{1x} = PB_1 \left\{ \lambda \left[ \frac{32\lambda}{315} + \frac{1}{15} - \bar{b}^2 \left( \frac{\bar{b}^2}{5} - \frac{2}{3} \right) \right] + 2\bar{b}^2 - 2 + \right. \\ \left. + 4\xi_1 \left[ \frac{4\lambda}{15} \left( \frac{2\lambda}{21} + 1 \right) + 1 + 3\alpha_1 \chi_1 (2\bar{x} - 1) \right] \right\},$$

где

$$A_1 = \frac{L}{384 E_1 l_{16}}, \quad B_1 = \frac{k_{16} L}{48 G_1 F_{16}} \quad \text{— показатели гибкости валков;}$$

$E, G$  — модули упругости I и II рода материала валков;

$I_{16, ш}$  — моменты инерции бочки и шейки соответственно;

$F_{16, ш}$  — площадь сечения бочки и шейки валков соответственно;

$k_{16, ш}$  — коэффициенты бочки и шейки валков соответственно;

$\lambda$  — коэффициент неравномерности распределения межвалкового усилия;

$$\bar{b} = b/L;$$

$$\bar{x} = x/L;$$

$$\bar{c} = c/L;$$

$\xi_1 = 2Q_1/P$  — относительное усилие противозгиба рабочего валка;

$$\chi_1 = I_{16}/I_{1 ш};$$

$$\alpha_1 = F_{16}/F_{1 ш};$$

$$\alpha_1 = k_{1 ш}/k_{16}.$$

Для опорного валка:  
участок  $0 \leq \bar{x} \leq 1/2$

$$y'_{2x} = PA_2 \left\{ (1 + \xi_1) \left[ \frac{\lambda}{3} \left( \frac{16\bar{a}}{5} - 1 \right) + 4\bar{a}(6\bar{a} - 7) + 9 + \right. \right. \\ \left. \left. + 8\chi_2(\bar{a} - 1)^3 + 4(6 - 12\bar{a} - \lambda)\bar{x}^2 + 16 \left( \frac{\lambda}{3} + 1 \right) \bar{x}^4 - \frac{64\lambda\bar{x}^6}{15} \right] + \right. \\ \left. + \xi_2 (12(\bar{g} - \bar{a}) [1 - 2\bar{a} - \chi_2(\bar{a} - 1)^2] + 48(\bar{g} - \bar{a})\bar{x}^2) \right\};$$

$$y''_{2x} = PB_2(1 + \xi_1) [6 + \lambda + 12\alpha_2\chi_2(\bar{a} - 1) - 8(\lambda + 3)\bar{x}^2 + 16\lambda\bar{x}^4];$$

участок  $1/2 \leq \bar{x} \leq \bar{a}/2$

$$y'_{2x} = PA_2 \left\{ 4(1 + \xi_1) \left[ \bar{a} \left[ \chi_2(3 - 6\bar{a} + 2\bar{a}^2) + 2(3\bar{a} - 2) + \frac{4\lambda}{15} \right] + \right. \right. \\ \left. \left. + 2 \left[ 3\chi_2(2\bar{a} - 1) + 2 \left( 2 - 3\bar{a} - \frac{2\lambda}{15} \right) \right] \bar{x} - 12\chi_2\bar{a}\bar{x}^2 + 8\chi_2\bar{x}^3 \right] + \right. \\ \left. + 12(\bar{g} - \bar{a})\xi_2 [\chi_2\bar{a}(2 - \bar{a}) - 2\bar{a} + 4(1 + \chi_2)\bar{x} + 4\chi_2\bar{x}^2] \right\};$$

$$y''_{2x} = 12 \cdot P \cdot B_2(1 + \xi_1)\alpha_2\chi_2(\bar{a} - 2\bar{x});$$

участок  $\bar{a}/2 \leq \bar{x} \leq \bar{f}/2$

$$y'_{2,x} = PA_2 \left\{ 4(1 + \xi_1) \left[ 2 \left( 2 - 3\bar{a} - \frac{2\lambda}{15} \right) - 3\chi_2(\bar{a} - 1)^2 \right] (2\bar{x} - \bar{a}) + \right. \\ \left. + 2\xi_2 [2\bar{a} [\chi_2(6\bar{g} - 3\bar{g}\bar{a} + 4\bar{a}^2 - 6\bar{a}) - 6(\bar{g} - \bar{a})] + \right. \\ \left. + 12 [2(\bar{g} - \bar{a}) + \chi_2(2\bar{a} - 2\bar{g} - \bar{a}^2)] \bar{x} + 24 \chi_2 \bar{g} \bar{x}^2 - 16 \chi_2^2 \bar{x}^3 \right\}; \\ y''_{2,x} = 12 \cdot PB_2 \xi_2 \alpha_2 x_2 (2\bar{x} - \bar{a});$$

участок  $\bar{f}/2 \leq \bar{x} < \bar{g}/2$

$$y'_{2,x} = PA_2 \left\{ 4(1 + \xi_1) \left[ 2 \left( 2 - 3\bar{a} - \frac{2\lambda}{15} \right) - 3\chi_2(\bar{a} - 1)^2 \right] (2\bar{x} - \bar{a}) + \right. \\ \left. + \xi_2 [4 [\chi_2(2\bar{f}^3 - 3\bar{g}\bar{f}^2 - 3\bar{g}\bar{a}^2 + 6\bar{g}\bar{a} + 4\bar{a}^3 - 6\bar{a}^3) - 6\bar{a}(\bar{g} - \bar{a})] + \right. \\ \left. + \chi_k \bar{f}^2 (3\bar{g} - 2\bar{f}) + 24 [\chi_2(2\bar{g}\bar{f} - \bar{f}^2 - 2\bar{g} - \bar{a}^2 + 2\bar{a}) + 2(\bar{g} - \bar{a}) \right. \\ \left. - \chi_k \bar{g} (2\bar{g} - \bar{f})] \bar{x} + 48 \chi_k \bar{g} \bar{x}^2 - 32 \chi_k^2 \bar{x}^3 \right\}; \\ y''_{2,x} = 12 \cdot PB_2 \xi_2 [\alpha_2 x_2 (\bar{f} - \bar{a}) + \alpha_k x_k (2\bar{x} - \bar{f})],$$

где  $A_2 = \frac{L^3}{384 E_2 I_{26}}$ ,  $B_2 = \frac{k_{26} \cdot L}{48 G_2 F_{26}}$  — показатели гибкости вал-

ков;  
 $\xi_2 = 2Q_2/P$  — относительное усилие противоигиба рабочего вала;

$$\bar{a} = a/L;$$

$$\chi_2 = I_{26}/I_{2ш};$$

$$\bar{g} = g/L;$$

$$\alpha_2 = k_{2ш}/k_{26};$$

$$\alpha_k = F_{26}/F_{2ш};$$

$$\bar{f} = f/L;$$

$$\alpha_k = F_{26}/F_{2к};$$

$$\alpha_k = k_{2ш}/k_{26}.$$

Индексы б, ш, к указывают на принадлежность величин к бочке, шейке валков или концевой части опорного вала.

Коэффициент неравномерности распределения межвалкового усилия  $\lambda$  определяется из совместного решения двух уравнений, выражающих разность контактной деформации в центре и на краю бочки. Одно из них может быть получено из формулы (1), а другое — на основе гипотезы Винклера.

В конечном виде

$$\lambda = \frac{1}{\Omega - \varphi \cdot \eta \cdot \ln [P(1 + \xi_1)]} \left[ \Phi - \frac{H + 12 A_2 (\bar{g} - \bar{a}) \xi_2}{1 + \xi_1} \right],$$

где

$$\Omega = 0,733 A + B - N + \psi U; \quad \Phi = 12(A_1 \bar{c} + A_2 \bar{a}) - 7A + 6(B - N);$$

$$H = A_1(12\bar{c} - 4\bar{b}^3 - 4\bar{b}^2) + 6(2\bar{b})(B_1 - N_1);$$

$$U = \eta \{ \ln [(D_1 + D_2)L/\eta] + 1,265 \} + \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} - \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \ln \frac{D_1}{D_2};$$

$$\eta = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}; \quad N_1 = \frac{L \nu_1}{6 \pi E_1 (D_1^2 + d_{10}^2)}; \quad N_2 = \frac{L \nu_2}{6 \pi E_2 (D_2^2 + d_{20}^2)};$$

$$A = A_1 + A_2; \quad B = B_1 + B_2; \quad N = N_1 + N_2; \quad \psi = \frac{1}{\pi L};$$

$D, d_0$  — диаметры бочки и осевого канала соответственно;  
 $\nu$  — коэффициент Пуассона материала валка.

Для расчета жесткостных характеристик валковой системы стана, необходимых при оценке точности листа и конструировании механизма регулирования толщины и формы полосы, достаточно знать прогибы осей валков по середине бочки и на ширине полосы.

Деформацию валковой системы по середине бочки валков относительно опор без учета контактной деформации между рабочим валком и полосой определим по формуле

$$y_c = 2(y'_{2c} + y''_{2c} - \Delta R_{2c} + y_{к.с}),$$

где  $y'_{2c}, y''_{2c}$  — прогибы оси опорного валка от изгибающих моментов и перерезывающих сил по середине бочки;

$\Delta R_{2c}$  — изменение радиуса опорного валка вследствие изгиба в среднем сечении бочки;

$y_{к.с}$  — межвалковая контактная деформация по середине валков.

Подставляя  $x=0$  в уравнения прогиба опорного валка, получим:

$$y'_{2c} = PA_2 \{ (1 + \xi_1) \{ 9 - 28\bar{a} + 24\bar{a}^2 + 8\chi_2(\bar{a} - 1)^3 +$$

$$+ \lambda [3,668 - 2,935\bar{a} + 4(\bar{a} - 1)^6] \} - 12\xi_2(\bar{g} - \bar{a}) \times$$

$$\times \{ 1 + (\bar{a} - 1) [2 + \chi_2(\bar{a} - 1)] \};$$

$$y''_{2c} = 3PB_2(1 + \xi_1) [2 - \lambda + 4\alpha_2 \chi_2(\bar{a} - 1)].$$

Изменение радиуса равно

$$\Delta R_{2c} = \frac{8 \nu_2 M_{2c}}{\pi E_2 (D_2^2 + d_{20}^2)},$$

где  $M_{2c}$  — изгибающий момент в среднем сечении опорного вала, определяемый по формуле

$$M_{2c} = \frac{PL}{48} [(1 + \xi_1)(12\bar{a} - 6 + \lambda) - 12\xi_2(\bar{g} - \bar{a})]. \quad (2)$$

Величина контактной деформации в соответствии с гипотезой Винклера рассчитывается по выражению

$$y_{к.с} = k_{к.с} q_{к.с},$$

где  $k_{к.с}$  — коэффициент податливости упругого основания, определяемый по формуле Б. С. Ковальского [2];

$q_{к.с}$  — межвалковое контактное усилие по середине бочки (см. рис. 2).

При расчете прогибов валковой системы относительно ее опор величиной  $\Delta R_{2c}$  можно пренебречь (погрешность не превышает 2%).

После подстановки в выражения прогибов рабочего вала на участке  $0 \leq x \leq b/2$  крайних значений  $x$  и нахождения разности полученных величин найдем формулы для определения прогиба рабочего вала на ширине листа:

$$\Delta y'_{1b} = PA_1 \bar{b}^2 \{12\bar{c} - 7\bar{b}(1 + \xi_1) [12\bar{c} - \bar{b}^2 - 6 - \lambda(\bar{b}^2/3 - \bar{b}^4/15 - 1)]\};$$

$$\Delta y''_{1b} = PB_1 \bar{b} \{6 - \bar{b}(1 + \xi_1) [\lambda(2 - \bar{b}^2) + 6]\}.$$

Прогиб активной образующей рабочего цилиндрического (без профилировки) вала на ширине листа без учета неравномерности его сплющивания в очаге деформации вычисляется по формуле

$$(\Delta y_{1b})_{\text{акт}} = \Delta y_{1b} - \delta R_{1b},$$

где  $\Delta y_{1b} = \Delta y'_{1b} + \Delta y''_{1b}$  — прогиб оси рабочего вала;

$\delta R_{1b}$  — разность изменений радиуса рабочего вала под действием изгибающего момента на ширине листа.

Выражение для определения величины  $\delta R_{1b}$  после всех преобразований имеет вид

$$\delta R_{1b} = \Delta y''_{1b} N_1/B_1.$$

Величина  $(\Delta y_{1b})_{\text{акт}}$  определяет поперечный профиль листа.

Расчет валков на прочность в соответствии с методикой, разработанной в МВТУ им. Н. Э. Баумана, базируется на рассмотрении трехкомпонентного напряженного состояния вала с учетом

остаточных, температурных напряжений и напряжений от внешних нагрузок.

При расчете бочки валка рассматривается напряженное состояние точек у поверхности на середине длины бочки, определяемое сложным нестационарным циклом нагружения в области средних сжимающих напряжений.

Компоненты напряжения вычисляются из формул:

$$\sigma_x = \sigma_{x0} + \sigma_{xt} + \sigma_{xк} + \sigma_{xc};$$

$$\sigma_y = \sigma_{yk};$$

$$\sigma_z = \sigma_{z0} + \sigma_{zt} + \sigma_{zк} + \sigma_{zm},$$

где  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  — тангенциальное, радиальное и осевое напряжения (в случае пренебрежения влиянием контактных сил трения напряжения являются главными);

$\sigma_0, \sigma_t, \sigma_k$  — остаточные, температурные и контактные напряжения;

$\sigma_m, \sigma_c$  — напряжения от изгибающего момента и поперечно-го сжатия при наличии осевого канала.

Остаточные напряжения можно рассчитать по методике [3]. Напряжения от осесимметричного и осенесимметричного температурных полей вычислим по уравнениям

$$\sigma_{xtc} = \sigma_{ztc} = \frac{E\alpha(t_n - t_{n,н})}{1 - \nu}; \quad \sigma_{xtн} = \sigma_{ztн} = -\frac{E\alpha t_{н}}{1 - \nu},$$

где  $t_n, t_{н,н}$  — средние интегральные температуры по сечению и поверхности бочки;

$t_n$  — осенесимметричная составляющая температуры;

$\alpha$  — коэффициент линейного расширения материала валков.

Распределение температуры по поверхности валка можно определить аналитически [4, 5]. Контактные напряжения в соответствии с решением контактной задачи Герца-Беляева равны

$$\sigma_{xк} = p_0; \quad \sigma_{yк} = p_0; \quad \sigma_{zк} = -0,5 p_0,$$

где  $p_0$  — наибольшее нормальное контактное давление.

В контакте между валками

$$p_0 = 2 q_{к,с} / (\pi b^*),$$

где  $q_{к,с}$  — погонное контактное усилие на середине бочки;

$b^* = 1,128 \sqrt{\eta q_{к,с} D_1 D_2 / 2(D_1 + D_2)}$  — полуширина полосы контакта;  
 $D_1, D_2$  — диаметры бочки рабочего и опорного валков.

В очаге деформации

$$p_0 = 2 P / (\pi b_1^* b),$$

где  $b_1^*$  — половина длины дуги захвата.

Напряжение от изгибающего момента определяется по формуле Навье. Изгибающий момент с учетом неравномерности распределения межвалкового погонного усилия для опорного вала определяется из выражения (2), а для рабочего — из выражения

$$M_{1c} = \frac{PL}{48} [6(1 - \bar{b}) - \lambda + \xi_1(6 - 12\bar{c} - \lambda)].$$

При наличии осевого канала в валке напряжения от поперечного сжатия можно определить из формул Н. М. Беляева, полученных для кольца на основе теории расчета брусьев большой кривизны [6].

Результирующие напряжения по осям  $x, y, z$  определяются в точках пересечения окружности бочки с вертикальной и горизонтальной осями.

После определения амплитуд и средних значений напряжений по осям на участках между точками трехкомпонентное напряженное состояние согласно гипотезе Хубера-Мизеса приводится к однокомпонентному с эквивалентной амплитудой, вычисленному по уравнению

$$\sigma_{э.а} = 0,707 \sqrt{(\sigma_{x.a} - \sigma_{y.a})^2 + (\sigma_{y.a} - \sigma_{z.a})^2 + (\sigma_{z.a} - \sigma_{x.a})^2}$$

и средним напряжениям, равным наименьшему из трех по осям  $x, y, z$  [7].

Приведение цикла нагружения к симметричному осуществляется по формуле

$$\sigma_{а. пр} = \sigma_{э.а} = \gamma_{пр},$$

где  $\gamma_{пр}$  — коэффициент приведения.

В зависимости от отношения амплитуды напряжения  $\sigma_a$  к среднему напряжению  $\sigma_m$

$$\gamma_{пр} = 1 + \psi_6 \frac{|\sigma_m|}{k_{\Sigma 6} \sigma_a} \quad (\text{при } \sigma_a / |\sigma_m| \geq 1);$$

$$\gamma_{пр} = \frac{1 + \psi}{1 - \psi'_6} \left( 1 - \psi'_6 \frac{|\sigma_m|}{k_{\Sigma 6} \sigma_a} \right) \quad (\text{при } \sigma_a / |\sigma_m| < 1),$$

где  $\psi_6, \psi'_6$  — коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла;

$k_{\Sigma 6}$  — коэффициент, учитывающий совместное влияние различных факторов на напряжение.

Коэффициенты чувствительности равны

$$\psi_6 = \frac{2\sigma_{-1} - |\sigma_{-\infty}|}{|\sigma_{-8}|}; \quad \psi'_6 = \frac{\sigma_{\infty}}{2|\sigma_{в.сж}| - \sigma_{\infty}},$$

где  $\sigma_{-1}, \sigma_{-\infty}$  — пределы выносливости для симметричного ( $\sigma_m = 0$ ) и пульсирующего ( $\sigma_m < 0$ ) циклов нагружения;

$\sigma_{в.сж}$  — предел прочности на сжатие.

Для суммирования повреждений используется методика [8]. Долговечность рабочей поверхности бочки валка в количестве блоков нагружения или оборотов валка определяется по формуле

$$z = \frac{a \sigma_{1д}^m N_0}{\sum_{j=1}^l (n_{aj} \sigma_{гр aj}^n)},$$

где  $N_0$  — базовое число циклов;

$a$  — суммарное повреждение валка;

$m$  — показатель, зависящий от свойств материала и типа деформации;

$n_{aj}$  — число циклов с амплитудой  $\sigma_{пр aj}$  в блоке;

$l$  — число различных амплитуд в блоке нагружения.

Аналогичным образом можно оценить прочность в любой точке сечения валка, в том числе и у поверхности осевого канала.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Григорян Г. Г., Железнов Ю. Д., Черный В. А. и др. Настройка, стабилизация и контроль процесса тонколистовой прокатки. — М.: Металлургия, 1975. — с. 280.
2. Расчеты на прочность в машиностроении. Под ред. С. Д. Пономарева, Т. III. — М.: Машгиз, 1956. — с. 118.
3. Морозов Н. П., Николаев В. А., Полухин В. П. и др. Производство и эксплуатация крупных опорных валков. — М.: Металлургия, 1977. — с. 127.
4. Полухин В. П., Николаев В. А., Тылкин М. А. и др. Надежность и долговечность валков холодной прокатки. — М.: Металлургия, 1976. — с. 448.
5. Сэкимото Я. — Тэцу то Хаганэ, Токио, 1975, т. 61, № 10, с. 2337—2349.
6. Третьяков В. А., Гарбер Э. А., Давлетбаев Г. Г. и др. Расчет и исследование прокатных валков. — М.: Металлургия, 1976. — с. 256.
7. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. и др. Расчет на прочности деталей машин. — М.: Машиностроение, 1979. — с. 702.
8. Копаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. — М.: Машиностроение, 1977. — с. 232.