

В. И. Борисов, В. С. Погорелов

РАЗРАБОТКА МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАБОЧИХ ПРОФИЛЕЙ ВАЛКОВ ЛИСТОПРОКАТНЫХ СТАНОВ. Ч. I. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

Разработаны теоретические основы метода, получена формула для определения рабочего профиля валков, предполагающая, что профиль и его составные части с удовлетворительной точностью можно аппроксимировать квадратичной параболой. Формула удобна для анализа влияния практически всех факторов как на профиль валка, так и на поперечную разнотолщинность при заданном профилировании валков.

При прокатке плоского проката цилиндрические валки, как правило, слегка профилируют, т.е. контуру бочки валка при переточке (перешлифовке) придают форму, отличную от прямой линии. Эту форму в дальнейшем будем называть станочным профилем валка. Станочный профиль совместно с тепловой выпуклостью должен наилучшим образом компенсировать прогиб валков и их износ.

На практике (в зависимости от типа стана и условий его работы) используют разнообразные профили [1], которые отличаются друг от друга видом описываемых линий. Профили могут быть симметричные и несимметричные, описываться плавными кривыми и ломаными линиями, или сочетанием тех и других. Множество используемых профилей (профилировок) в определенной степени указывает на отсутствие теоретически обоснованной методики профилирования, что обусловлено значительными трудностями определения теплового профиля и профиля износа рабочей поверхности бочки. К тому же, эти профили во время прокатки меняются.

Определение станочного профиля усложняется также тем, что за кампанию рабочих валков прокатывают широкий размерный и марочный сортамент. Поэтому невозможно подобрать станочный профиль, который в одинаковой степени удовлетворял бы каждому типоразмеру и каждой марке стали, прокатываемым за межперевалочный период валков.

Профилирование валков позволяет улучшить форму и стабилизировать поперечный профиль полосы и ее плоскостность. Следует отметить, что с использованием систем автоматического регулирования геометрических размеров плоского проката, профилирование валков не

потеряло своей актуальности. Сочетая тот и другой способы можно получить высокую точность проката. В этом случае станочный профиль должен быть таким, чтобы обеспечить наиболее благоприятный режим работы системы автоматического регулирования поперечного профиля и плоскостности полосы.

Профилирование валков преследует три основные цели: получить листы и полосы с требуемым поперечным профилем и плоскостностью; обеспечить устойчивость процесса прокатки; получить межвалковый контакт, способствующий максимальной стойкости валков. Для достижения этих целей необходимо, чтобы профилирование валков позволяло в идеале соблюсти: равномерное распределение контактных напряжений по ширине полосы и по длине зоны контакта рабочих и опорных валков в течение всего межперевалочного периода, чтобы износ поверхности бочки происходил более равномерно по ее длине и валки имели больший срок службы; минимальное отклонение коэффициента вытяжки по ширине полосы от среднего значения, позволяющее избежать неплоскостности полосы; устойчивое положение раската относительно оси прокатки [2].

Величину симметричного станочного профиля на диаметр вала (разницу между диаметром вала по середине и у края бочки) определяют по формуле из работы [2]:

$$\Delta_{\text{шп}} = (2y_{(p+оп)} + y_{\text{изн.оп}} + \Delta_{\text{спл}}) - \left(2\Delta_{T(O-L)p} + \Delta_{T(O-L)оп} - \delta_{\text{п}} \frac{h_1 L^2}{h_0 b^2} \right), \quad (1)$$

где $y_{(p+оп)}$ — прогиб одного рабочего вала (прогиб опорного вала и прогиб рабочего вала относительно опорного); $y_{\text{изн.оп}}$ — величина износа по середине бочки одного опорного вала (на диаметр) на момент установки спрофилированного рабочего вала; $\Delta_{\text{спл}}$ — величина неравномерности сплющивания одного рабочего вала в контакте с полосой (разность сплющивания в середине и у края бочки); $\Delta_{T(O-L)p}$, $\Delta_{T(O-L)оп}$ — средние значения тепловых выпуклостей рабочего и опорного валков при прокатке; $\delta_{\text{п}}$ — поперечная разнотолщинность подката (разность толщин в середине и у кромки полосы); h_0 , h_1 — номинальные толщины полосы на входе и выходе из клетки.

Сомножитель L^2/b^2 учитывает то обстоятельство, что величина $\Delta_{\text{шп}}$ относится к длине бочки, а $\delta_{\text{п}}$ — только к ширине полосы.

Величины, входящие в формулу (1), не остаются постоянными в течение всего межперевалочного периода вследствие непрерывного из-

носа валков, колебаний продольной и поперечной разнотолщинностей, а также изменений исходной формы полосы и ее механических свойств по длине. Поэтому на практике значение величины $\Delta_{\text{шл}}$ устанавливают опытным путем, используя формулу (1) лишь для ориентировочной оценки с последующим уточнением ее применительно к конкретным условиям. К области опытного определения относится и форма профиля, чем и обусловлено множество используемых профилировок на практике [1].

Хотя станочное профилирование существенно повышает точность проката, оно не может обеспечить точность полос в соответствии с современными требованиями. Поэтому на современном этапе развития прокатного производства дополнительно к станочному профилированию необходимо оперативное регулирование геометрических размеров полосы, осуществляемое автоматически.

В настоящей работе для определения станочного профиля предлагается подход, на основе которого величину профиля рассчитывают из предположения, что его форма описывается параболой второго порядка, т.е. в отличие от подхода, выраженного формулой (1), здесь дополнительно оговаривают и форму профиля.

В общем виде сопряженные рабочий и опорный валки с рабочими профилями показаны на рис. 1. По оси y — деформация и координаты профилей f_{z1} и f_{z2} рабочего и опорного валков.

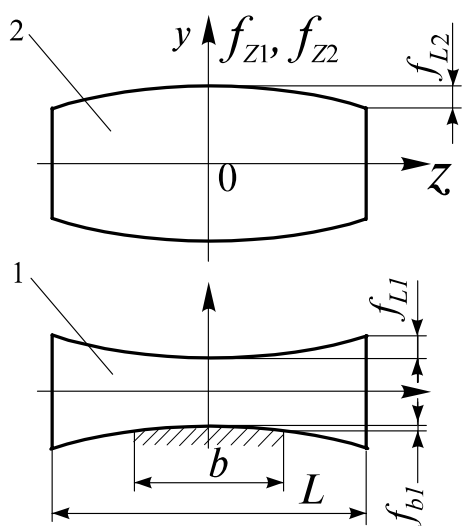


Рис. 1. Сопряженные рабочий 1 и опорный 2 валки с рабочими профилями (валки условно раздвинуты)

Под рабочим профилем будем понимать профиль абсолютно жесткого валка в процессе прокатки. Этот профиль складывается из станочного профиля (получаемого при переточке — перешлифовке), теплового профиля и профиля износа. Профили валков, составляющих валковый комплект, могут различаться как по форме, так и по размеру. Для простоты предположим, что рабочий профиль и его составные части с удовлетворительной точностью можно аппроксимировать квадратичной параболой. Это допущение вполне приемлемо для описания станочного и теплового профилей, а при описании профиля

износа оно может дать заметную погрешность. В связи с этим предложенная далее методика наилучшим образом соответствует валкам в начале работы, когда износом можно пренебречь. Использование методики в последующем периоде работы валков будет связано с повышенной погрешностью в расчетах, обусловленной грубой аппроксимацией износа квадратичной параболой.

Величину f_L (см. рис. 1), которая характеризует глубину профиля, назовем размером профиля.

В общем случае размер профиля

$$f_L = f_L^t + f_L^{CT} + f_L^{изн}, \quad (2)$$

где f_L^t , f_L^{CT} , $f_L^{изн}$ — размеры теплового, станочного профилей и профиля износа соответственно. Размер профиля может иметь разный знак. Условно примем размер выпуклого профиля положительным, а вогнутого — отрицательным.

В дальнейшем (в соответствии с номерами валков на рис. 1) все величины с индексом 1 будем относить к рабочему валку, а с индексом 2 — к опорному.

Размер теплового профиля можно определить по любой из известных методик [2, 3]. Выбор методики будет определяться ее погрешностью и наличием необходимых данных.

Наиболее доступной является методика с использованием следующих формул:

$$\begin{aligned} f_b^t &= \alpha_{л} R(t_0 - t_b); \\ f_L^t &= \alpha_{л} R(t_0 - t_L), \end{aligned} \quad (3)$$

где f_b^t , f_L^t — размеры теплового профиля на ширине полосы и длине бочки; t_0 , t_b , t_L — температуры на поверхности валка по середине бочки, у кромки полосы и у края бочки; $\alpha_{л}$ — тепловой коэффициент линейного расширения материала валка ($\alpha_{л} = 12 \cdot 10^{-6}$ град $^{-1}$ — для чугунных валков, $\alpha_{л} = 13 \cdot 10^{-6}$ град $^{-1}$ — для стальных валков [4, 5]); R — радиус валка.

Эта методика дает грубую оценку величин f_b^t , f_L^t , но она самая простая и для ее использования сравнительно легко получить необходимые исходные температуры, поэтому будем использовать ее при рассмотрении нашей задачи.

На практике стремятся прокатывать полосу с необходимой минимальной выпуклостью, которая обеспечивает приемлемую устойчивость полосы по оси прокатки и облегчает прокатку плоскостной полосы. С точки зрения потребителей желательно прокатывать полосу строго прямоугольного сечения. Обычно на широкополосных станах поперечная разнотолщинность составляет 0,04...0,08 мм и более.

Для случая, когда профили рабочего и опорного валков верхнего и нижнего полукомплектов различаются, поперечную разнотолщинность можно описать уравнением:

$$\Delta h_b = \sum_{i=1}^2 [(\Delta y_{b1i} - \delta R_{b1i}) + (\Delta y_{cm1})_{bi} - f_{b1i}], \quad (4)$$

где $\Delta y_{b1i} = y_{01i} - y_{b1i}$ — прогиб оси рабочего валка на ширине полосы; $\delta R_{b1i} = \Delta R_{01i} - \Delta R_{b1i}$ — изменение радиуса рабочего валка от изгибающего момента на ширине полосы; $(\Delta y_{cm1})_{bi} = (y_{cm1})_{oi} - (y_{cm1})_{bi}$ — изменение деформации смятия валка в очаге деформации на ширине полосы; $i = 1; 2$ — номер валкового полукомплекта (1 и 2 — номера верхнего и нижнего полукомплектов).

Величины Δy_{01} , ΔR_{01} , $(\Delta y_{cm1})_0$ и Δy_{b1} , ΔR_{b1} , $(\Delta y_{cm1})_b$ — деформации по середине бочки и у края полосы.

При допущении о равномерном распределении усилия прокатки по ширине полосы деформацией $(\Delta y_{cm1})_b$ можно пренебречь. В дальнейшем принимаем $(\Delta y_{cm1}) = 0$.

Поперечная разнотолщинность может быть со знаком “+” (выпуклая полоса) или со знаком “-” (вогнутая полоса).

Для расчета станочного профиля примем, что валковая система геометрически симметрична, т.е. как опорные валки, так и рабочие имеют одинаковые геометрические размеры; профилировка валков верхнего и нижнего полукомплектов одинаковая; прокатка ведется с технологической поперечной разнотолщинностью Δh_b^T (минимальной поперечной разнотолщинностью, обеспечивающей устойчивость полосы по оси прокатки).

Тогда уравнение (4) примет вид

$$\Delta y_{b1} - \delta R_{b1} - f_{b1} = \frac{\Delta h_b^T}{2}. \quad (5)$$

Для определения слагаемых Δy_{b1} и δR_{b1} использованы теоретические разработки, приведенные в работе [6], и нагрузочные схемы валков, показанные на рис. 2. Они представлены, исходя из допущения, что нагрузка на валки симметрична относительно их середины. Это позволило рассмотреть только половину валков с заделкой по середине.

Силы Q_1 и Q_2 , направленные как показано на рис. 2, следует считать положительными, а при противоположном направлении — отрицательными.

Задача определения прогибов валковой системы в работе [6] решалась с учетом касательных напряжений, вызванных поперечными

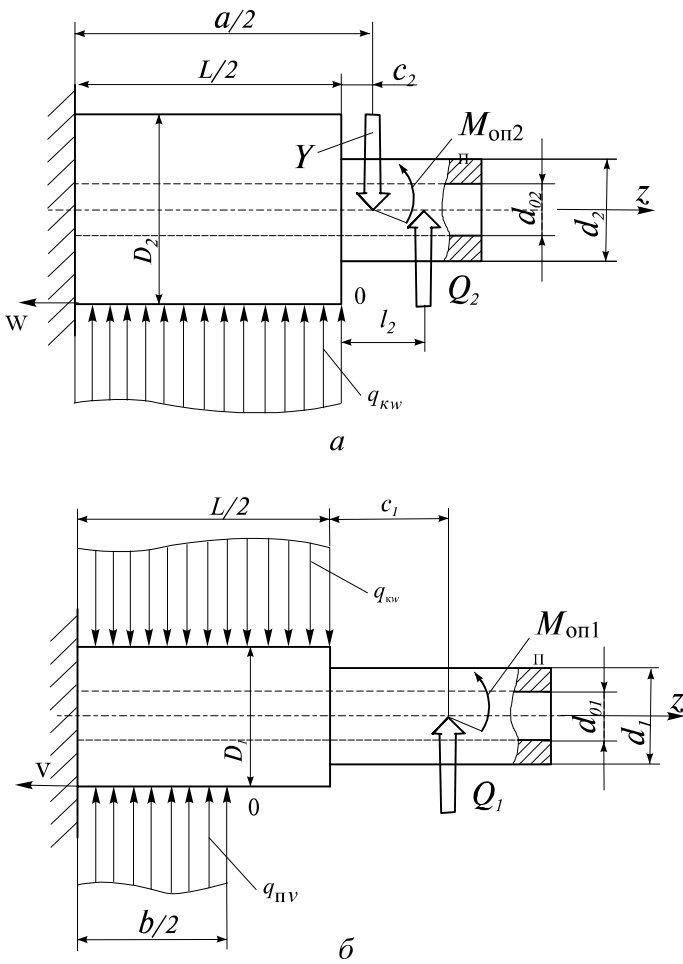


Рис. 2. Нагрузочные схемы опорного *a* и рабочего *б* валков

силами, в соответствии с равенством:

$$y = y' + y'', \quad (6)$$

где y' и y'' — прогибы от изгибающих моментов и поперечных сил. Слагаемые уравнения (6) определяли на основе теоремы Кастельяно, согласно которой

$$y'_z = \int_a \frac{M_z}{EI} \cdot \frac{\partial M_z}{\partial R_\phi} dz; \quad (7)$$

$$y''_z = \int_a \frac{k \cdot Q_z}{G \cdot F} \cdot \frac{\partial Q_z}{\partial R_\phi} dz, \quad (8)$$

где M_z и Q_z — изгибающий момент и поперечная сила в произвольном сечении; E и G — модули упругости материала валка при растяжении

и сдвиге; I и F — момент инерции и площадь сечения; R_{ϕ} — внешняя фиктивная сила; k — безразмерный коэффициент, зависящий от формы сечения; z — текущая координата по длине валка с нулевой точкой в месте приложения силы R_{ϕ} ; a — расстояние между опорами валка.

Фиктивную силу R_{ϕ} , согласно теореме, прикладывают в месте определения прогиба и направляют по направлению деформации.

Задачу межвалкового контакта решали на основе гипотезы Винклера, согласно которой контактная деформация в любой точке контакта

$$y_{kw} = K_{kw}q_{kw}, \quad (9)$$

где K_{kw} — коэффициент податливости упругого основания; q_{kw} — погонная нагрузка в межвалковом контакте; w — текущая координата на длине бочки (см. рис. 2).

Для определения коэффициента K_{kw} была использована формула Б.С. Ковальского [7].

Для вывода формул прогибов валковой системы были приняты следующие допущения: распределение межвалкового контактного усилия подчиняется параболическому закону (парабола второго порядка); усилие прокатки по ширине листа распределяется равномерно; влияние сил трения в межвалковом контакте пренебрежительно мало; валки изготовлены монолитными (без бандажей).

В соответствии с первым допущением получим

$$q_{kw} = q_{ксп} - \frac{2}{3}\Delta q_{kL} + 4\Delta q_{kL} \left(\frac{w}{L} - \frac{w^2}{L^2} \right). \quad (10)$$

Обозначения величин в выражении (10) ясны из рис. 3.

Для характеристики неравномерности распределения межвалкового усилия был введен коэффициент неравномерности распределения

$$\lambda = \frac{\Delta q_{kL}}{q_{ксп}},$$

где $\Delta q_{kL} = q_{кс} - q_{kL}$ ($q_{кс}$, q_{kL} — погонные силы по середине и у края бочки).

В зависимости от распределения погонной силы по длине бочки величина Δq_{kL} может быть положительной или отрицательной. В связи с этим и коэффициент λ может иметь разный знак.

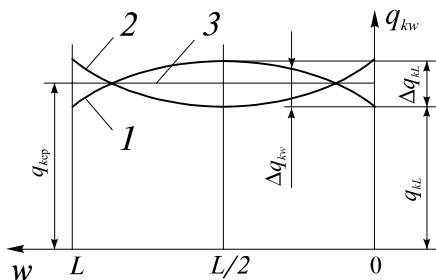


Рис. 3. Диаграмма распределения межвалкового контактного усилия по длине бочки; 1, 2, 3 — возможные варианты распределения

При условии нераскрытия контакта между валками нетрудно найти, что λ изменяется в следующих пределах: $-3 \leq \lambda \leq 1, 5$.

Приведем окончательные формулы для расчета величин Δy_{b1} и δR_{b1} , полученные в работе [6]:

$$\Delta y'_{b1} = \Delta y'_{b1} + \Delta y''_{b1}; \quad (11)$$

$$\Delta y'_{b1} = PA_1 \bar{b}^2 \left\{ 12 - 7\bar{b} + 24\bar{c}_1 - (1 + \zeta_1) \times \right. \\ \left. \times \left[6 - \bar{b}^2 + 24\bar{c}_1 - \lambda \left(\frac{\bar{b}^2}{3} - \frac{\bar{b}^4}{15} - 1 \right) \right] \right\}; \quad (12)$$

$$\Delta y''_{b1} = PB_1 \bar{b} \{ 6 - \bar{b}(1 + \zeta_1) [\lambda(2 - \bar{b}^2) + 6] \}; \quad (13)$$

$$\delta R_{b1} = \frac{2\nu_1(M_{c1} - M_{b1})}{\pi E_1 [R_1^2 + r_{01}^2]}, \quad (14)$$

где P — сила прокатки; A_1 и B_1 — коэффициенты гибкости рабочего валка от изгибающих моментов и от перерезывающих сил (формулы приведены в таблице); $\zeta_1 = \frac{2Q_1}{P}$ — относительное усилие принудительного изгиба рабочего валка; λ — коэффициент неравномерности распределения погонной нагрузки в межвалковом контакте; ν_1 — коэффициент Пуассона материала рабочего валка; R_1 и r_{01} — радиусы бочки и осевого канала рабочего валка.

Исходя из схемы нагрузки рабочего валка, представленной на рис. 2, б, можно найти изгибающий момент по середине бочки —

$$M_{c1} = PL \left[\frac{1}{48}(1 + \zeta_1)(6 - \lambda) - \zeta_1 \left(\frac{1}{2} + \bar{c}_1 \right) - \frac{\bar{b}}{8} \right] - M_{оп1}; \quad (15)$$

изгибающий момент у края полосы —

$$M_{b1} = PL \left[(1 + \zeta_1) \frac{(1 - \bar{b}^2)}{48} (6 - \lambda(1 + \bar{b}^2)) - \zeta_1 \left(\bar{c}_1 + \frac{1 - \bar{b}}{2} \right) \right] - M_{оп1}, \quad (16)$$

где $M_{оп1}$ — момент, действующий на подушку рабочего валка и обусловленный ее взаимодействием с сопряженными деталями при изгибе валка.

Выражение (14) можно представить в виде

$$\delta R_{b1} = 48N_1 \frac{M_{c1} - M_{b1}}{L}. \quad (17)$$

Формула для определения N_1 приведена в таблице.

Формулы для определения вспомогательных величин

A_n	B_n	N_n	ψ	U	S_n
$\frac{L^3}{384E_n I_{\bar{b}_n}}$	$\frac{k_{\bar{b}_n} L}{48G_n F_{\bar{b}_n}}$	$\frac{L \cdot \nu_n}{6\pi E_n (D_n^2 + d_{on}^2)}$	$\frac{1}{\pi L}$	Формула (23)	$\frac{L^2}{8E_n I_{\bar{b}_n}}$

Геометрические размеры в приведенных формулах, отмеченные чертой сверху, записаны в относительной форме по отношению к длине бочки, например $\bar{b} = \frac{b}{L}$.

Чтобы определить величины Δy_{b1} и δR_{b1} , необходимо знать коэффициент λ . Для этого нужно найти изменение межвалковой контактной деформации на длине бочки, исходя из изгиба валков и контактной задачи. Приравняв их, можно определить коэффициент λ . Изменение межвалковой контактной деформации на длине бочки, исходя из деформации изгиба [6], можно определить как:

$$\Delta y_{kL} = (\Delta y_{L1} - \Delta y_{L2}) + (\delta R_{L2} - \delta R_{L1}) + \sum_{n=1}^2 f_{Ln}, \quad (18)$$

где Δy_{L1} и Δy_{L2} — прогибы рабочего и опорного валков; δR_{L1} и δR_{L2} — изменение радиуса бочек рабочего и опорного валков; $\sum_{n=1}^2 f_{Ln} = f_{L1} + f_{L2}$ — сумма размеров рабочих профилей рабочего и опорного валков; индекс L указывает на то, что величины определяются по длине бочки; $n = 1$ и 2 — номера рабочего и опорного валков соответственно.

Формулы для определения величин, входящих в уравнение (18), приведены в работе [6]. Уравнение (18) после всех преобразований с учетом этих формул примет следующий вид:

$$\begin{aligned} \Delta y_{kL} = P [A_1(8 + 24\bar{c}_1 + \bar{b}^3 - 4\bar{b}^2) + 6(2 - \bar{b})(B_1 - N_1)] - \\ - P(1 + \zeta_1) [5A + 24(A_1\bar{c}_1 + A_2\bar{c}_2) + 0,733A\lambda + (B - N)(6 + \lambda)] + \\ + 24PA_2\zeta_2(\bar{l}_2 - \bar{c}_2) + (M_{оп2}S_2 - M_{оп1}S_1) + \sum_{n=1}^2 f_{Ln}, \quad (19) \end{aligned}$$

где $\zeta_2 = 2\frac{Q_2}{P}$ — относительное усилие принудительного изгиба опорного валка; $M_{оп1}$ и $M_{оп2}$ — моменты, действующие на подушки рабочего и опорного валков, обусловленные их взаимодействием с сопряженными деталями при изгибе валков.

Для величины Δy_{kL} , обусловленной межвалковой контактной деформацией (уравнение 9), используем окончательную формулу, полученную в работе [6]:

$$\Delta y_{kL} = \psi P(1 + \zeta_1) \{ \lambda[U - \eta \ln[P(1 + \zeta_1)]] - \eta B_0 \}. \quad (20)$$

Приравняв правые части формул (19) и (20), получим выражение:

$$\begin{aligned} \lambda - \frac{\psi \eta B_0}{\Omega - \psi \eta \ln(P(1 + \zeta_1))} = \\ = - \frac{1}{\Omega - \psi \eta \ln(P(1 + \zeta_1))} \left[\Phi - \frac{H + 24A_2(\bar{l}_2 - \bar{c}_2)\zeta_2}{1 + \zeta_1} + \right. \\ \left. + \frac{(M_{оп2}S_2 - M_{оп1}S_1 + \sum_{n=1}^2 f_{Ln})}{P(1 + \zeta_1)} \right], \quad (21) \end{aligned}$$

где $\Omega = 0,733A + B - N + \psi U$ — коэффициент податливости валков в межвалковом контакте; $\Phi = 5A + 24(A_1\bar{c}_1 + A_2\bar{c}_2) + 6(B - N)$ — коэффициент гибкости валков; $H = A_1(8 + 24\bar{c}_1 + \bar{b}^3 - 4\bar{b}^2) + 6(2 - \bar{b})(B_1 - N_1)$ — коэффициент, учитывающей ширину полосы;

$$B_0 = \left(1 + \frac{\lambda}{3}\right) \ln \left(1 + \frac{\lambda}{3}\right) - \left(1 - \frac{2}{3}\lambda\right) \ln \left(1 - \frac{2}{3}\lambda\right) \quad (22)$$

— коэффициент, зависящий от неравномерности распределения межвалковой силы по длине бочки; $\eta = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$ — упругая постоянная (ν , E — коэффициент Пуассона и модуль Юнга);

$$U = \eta \left[\ln \frac{(D_1 + D_2)L}{\eta} + 1,265 \right] + \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} - \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \ln \left(\frac{D_1}{D_2} \right). \quad (23)$$

В формуле (23) из-за численной величины 1,265 необходимо использовать следующие размерности: $[E] = \text{МПа}$, $[\eta] = \frac{\text{М}^2}{\text{МН}}$, $[D] = \text{м}$.

Формулы для определения вспомогательных величин, входящих в выражение (21), приведены в таблице.

Коэффициенты формы сечения $k_{\bar{c}_n}$ можно определить по графику в зависимости от отношения d_{on}/D_n (см. рис. 4.4 в работе [6]), d_{on} — диаметр осевого канала.

Индекс n при величинах, указанных в таблице, может принимать значения 1 (рабочий валок) или 2 (опорный валок). Отметим, что $A = A_1 + A_2$; $B = B_1 + B_2$; $N = N_1 + N_2$.

Для удобства дальнейших преобразований выражение (21) представим в виде

$$\lambda = \gamma \left(\Phi - \frac{\omega + \sum_{n=1}^2 f_{Ln}/P}{1 + \zeta_1} - \psi\eta \frac{\bar{b}^2}{\bar{b}^2 + \gamma n} B_0 \right), \quad (24)$$

где

$$\gamma = -\frac{1}{\Omega - \psi\eta \ln(P(1 + \zeta_1))}; \quad (25)$$

$$\omega = H + 24A_2(\bar{l}_2 - \bar{c}_2)\zeta_2 + \frac{M_{он2}S_2 - M_{он1}S_1}{P}. \quad (26)$$

Уравнение (11) с учетом выражений (12) и (13) приведем к виду

$$\Delta y_{b1} = P [a_1 - e_1(1 + \zeta_1) + \lambda(1 + \zeta_1)n_1], \quad (27)$$

где

$$\begin{aligned} a_1 &= A_1 \bar{b}^2 \left(12 - 7\bar{b} + 24\bar{c}_1 + 6 \frac{B_1}{A_1} \frac{1}{\bar{b}} \right); \\ e_1 &= A_1 \bar{b}^2 \left(6 - \bar{b}^2 + 24\bar{c}_1 + 6 \frac{B_1}{A_1} \right); \\ n_1 &= A_1 \bar{b}^2 \left(\frac{1}{3} \bar{b}^2 - \frac{1}{15} \bar{b}^4 - 1 - \frac{B_1}{A_1} (2 - \bar{b}^2) \right). \end{aligned}$$

Уравнение (14) с учетом формул (15) и (16) запишем в виде

$$\delta R_{b1} = P [a_2 + e_2(1 + \zeta_1) - \lambda(1 + \zeta_1) \cdot n_2], \quad (28)$$

где $a_2 = 18N_1\bar{b}$, $e_2 = -6N_1\bar{b}(\bar{b} + 2)$, $n_2 = N_1\bar{b}^2(2 - \bar{b}^2)$.

Исходя из допущения, что величина f_{z1} изменяется по квадратичной параболе, слагаемое из выражения (5) можно записать как

$$f_{b1} = f_{L1}\bar{b}^2. \quad (29)$$

Подставив в равенство (5) выражения (27), (28) и (29), найдем размер профиля рабочего вала:

$$f_{L1} = \frac{P \{ (1 + \zeta_1) [\gamma n (\Phi - \psi\eta B_0) - e] + a - \gamma n \omega \} - \gamma n f_{L2} - \Delta h_b^T / 2}{\bar{b}^2 + \gamma n},$$

где $a = a_1 - a_2$, $e = e_1 + e_2$, $n = n_1 + n_2$.

После определения размера рабочего профиля, а также теплового профиля и профиля износа, используя существующие методики [5], из равенства (2) легко найти размер станочного профиля f_{L1}^{CT} .

На точность определения рабочего профиля основное влияние будут оказывать точность определения теплового профиля и профиля износа, а также принятое допущение о их параболической аппроксимации.

Достоинством разработанного метода является возможность анализа степени влияния на профиль или поперечную разнотолщину практически всех факторов, в том числе и принудительного изгиба.

Разработанный метод пригоден для использования при расчете профиля рабочего валка валковых систем с различными схемами приложения сил принудительного изгиба после приведения их к расчетной схеме, показанной на рис. 2. Условием эквивалентности будет равенство изгибающих моментов в месте перехода шейки в бочку.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Будакова А. А., Коновалов Ю. В., Ткалич К. Н. Профилирование валков листовых станов. – Киев: Техника, 1986. – 190 с.
2. Третьяков А. В., Гарбер Э. А., Давлетбаев Г. Г. Расчет и исследование прокатных валков. – М.: Металлургия, 1976. – 256 с.
3. Гарбер Э. А., Гончарский А. А., Шаравин М. П. Технический прогресс систем охлаждения прокатных станов. – М.: Металлургия, 1991. – 257 с.
4. Сафьян М. М. Прокатка широкополосной стали. – М.: Металлургия, 1969. – 460 с.
5. Коновалов Ю. В., Остапенко А. Л., Пономарев В. И. Расчет параметров листовой прокатки. – М.: Металлургия, 1986. – 429 с.
6. Борисов В. И. Расчет валков клетей кварто на жесткость и прочность. Часть I. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1981. – 34 с.
7. Пономарев С. Д. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. Т. 3. – М.: Машгиз, 1956. – 1118 с.

Статья поступила в редакцию 16.02.2004

Виталий Иванович Борисов родился в 1931 г., окончил в 1956 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Канд. техн. наук, доцент кафедры “Оборудование и технологии прокатки” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 60 научных работ в области повышения точности прокатки листов (полос).

V.I. Borisov (b. 1931) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1956. Ph. D. (Eng.), assoc. professor of “Equipment and Technologies of Rolling” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 60 publications in the field of improvement of accuracy of rolling sheets (strips).

