

УДК 621.771.073

В. И. Борисов, А. В. Иванов,
А. А. Радек

РАЗРАБОТКА МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАБОЧИХ ПРОФИЛЕЙ ВАЛКОВ ЛИСТОПРОКАТНЫХ СТАНОВ. Часть II. АНАЛИЗ МЕТОДА

Изложены методика анализа разработанного метода и сам анализ на примере непрерывного широкополосного стана 2000 горячей прокатки. По результатам анализа даны оценка степени влияния практически всех факторов на профиль рабочих валков и рекомендации по использованию расчетной формулы, полученной в первой части работы.

Теоретические основы и исходные данные. В работе [1] для определения размера рабочего профиля рабочих валков была получена формула

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

где P — сила прокатки; $\zeta_1 = 2Q_1/P$ — относительное усилие принудительного изгиба рабочих валков; Q_1 — сила принудительного изгиба рабочих валков; f_{L2} — размер рабочего профиля опорного валка; Δh_b^T — минимальная поперечная разнотолщинность, необходимая для обеспечения устойчивости полосы по оси прокатки; $\bar{b} = b/L$ — относительная ширина полосы; L — длина бочки;

$$\gamma = -\frac{1}{\Omega - \psi\eta \ln(P(1 + \zeta_1))} \quad (2)$$

— коэффициент, зависящий от геометрических размеров валковой системы, от упругих характеристик материала валков и внешнего силового воздействия;

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

— коэффициент, зависящий от неравномерности распределения межвалковой силы по длине бочки;

$$\lambda^{B_0} = \gamma \left(\Phi - \frac{\omega + (f_{L1} + f_{L2})/P}{1 + \zeta_1} - \psi\eta \frac{\bar{b}^2}{\bar{b}^2 + \gamma n} B_0 \right) \quad (4)$$

— коэффициент неравномерности распределения погонной нагрузки в межвалковом контакте; $\eta = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$ — упругая постоянная (ν_1, ν_2, E_1, E_2 — коэффициенты Пуассона и модули Юнга материала валков); Φ, Ω, ψ — вспомогательные величины, учитывающие геометрические размеры валков и упругие характеристики материала валков; ω, a, e, n — величины, дополнительно учитывающие ширину полосы.

Формулы для расчета коэффициентов и вспомогательных величин, полученные в работе [1], приведены далее.

Отметим, что при выводе формулы (1) выпуклая профилировка была принята со знаком “+”, вогнутая со знаком “-”.

Для заданной геометрии валковой системы размер профиля зависит от ряда величин, которые можно изменять. Назовем их регулируемыми факторами.

Запишем формулу (1) в виде неявной функции с выделением этих факторов:

$$f_{L1} = f(P, \zeta_1, \zeta_2, \bar{b}, f_{L2}), \quad (5)$$

где $\zeta_2 = 2Q_2/P$ — относительная сила принудительного изгиба опорного валка; Q_2 — сила принудительного изгиба опорного валка.

При необходимости в число регулируемых факторов можно включить и диаметры валков.

Расчетная схема рассматриваемых валковых систем изображена на рис. 1.

На листовых станах, установленных на предприятиях РФ, принудительный изгиб опорных валков отсутствует. Поэтому величина ζ_2 принимается равной нулю.

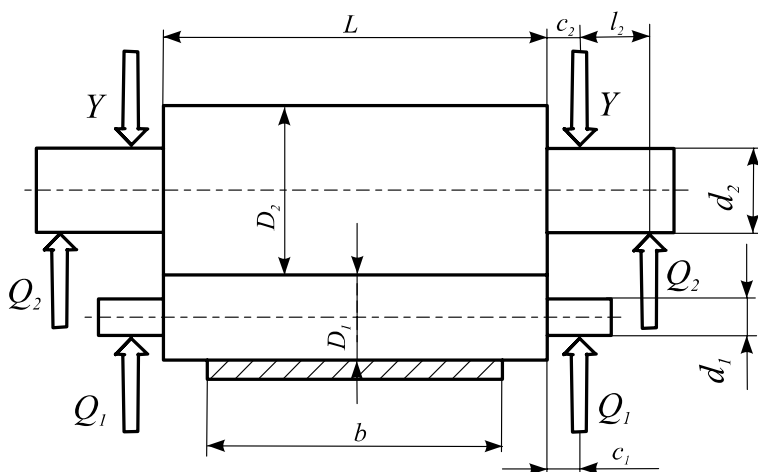


Рис. 1. Расчетная схема валковой системы широкополосных станов

Для удобства анализа формулы (1) и (4) представим в виде:

$$f_{L1}^{B_0} = f_{L1} - P(1 + \zeta_1) \frac{\gamma n \psi \eta}{\bar{b}^2 + \gamma n} B_0; \quad (6)$$

$$\lambda^{B_0} = \lambda - \gamma \psi \eta \frac{\bar{b}^2}{\bar{b}^2 + \gamma n} B_0, \quad (7)$$

где

$$f_{L1} = \frac{P \{ (1 + \zeta_1) [\gamma n \Phi - e] + a - \gamma n \omega \} - \gamma n f_{L2} - \Delta h_b^T / 2}{\bar{b}^2 + \gamma n}, \quad (8)$$

$$\lambda = \gamma \left(\Phi - \frac{\omega + (f_{L1} + f_{L2}) / P}{1 + \zeta_1} \right). \quad (9)$$

Размер станочного профиля опорных валков f_{L2} при анализе зададим. Методика анализа влияния регулируемых факторов и сам анализ в настоящей работе изложен на примере непрерывного широкополосного стана горячей прокатки 2000 ОАО “Северсталь”.

Исходные данные. Геометрические размеры валков (см. рис. 1): $D_1 = 800$ мм; $d_1 = 515$ мм; $D_2 = 1600$ мм; $d_2 = 1050$ мм; $L = 2000$ мм; $c_1 = 450$ мм; $c_2 = 635$ мм; $b = 1200$ мм. Нагрузка: сила прокатки $P = 10$ МН; крутящий момент на один валок $M_{кр} = 0,1$ МНм, что примерно соответствует прокатке полосы $2,5 \times 1200$ мм из низкоуглеродистых сталей в 12-й клетки.

Опорные валки — кованные из легированной стали, рабочие — чугунные двухслойные. Принятые значения упругих и прочностных характеристик этих материалов, необходимых для анализа, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Упругие и прочностные характеристики материала валков

Материал валков	Упругие характеристики			Прочностные характеристики	
	E , МПа	G , МПа	ν	σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа
Сталь	$21,5 \cdot 10^4$	$8,2 \cdot 10^4$	0,3	—	—
Чугун	$15 \cdot 10^4$	$4,5 \cdot 10^4$	0,25	320	240

Пределы усталости σ_{-1} и τ_{-1} для стали в табл. 1 отсутствуют из-за ненадобности, так как принудительный изгиб опорных валков в работе не анализируется.

Для анализа приняты диаметры валков после последней переточки: $D_1 = 760$ мм; $D_2 = 1460$ мм.

Анализ выполнен в системе основных единиц: [МН] и [м]. Производные единицы приняты в соответствии с размерными функциями, поэтому обозначения размерности величин по ходу анализа опускались.

Формулы коэффициентов и вспомогательных величин и их расчетные значения даны в табл. 2.

Среди регулируемых факторов принудительный изгиб, реализуемый относительной силой ζ_1 , имеет особый статус, так как он используется для оперативного регулирования поперечной разнотолщинности. В связи с этим целесообразно рассматривать влияние остальных регулируемых факторов на профиль рабочего вала при разных значениях величины ζ_1 в пределах ее возможного интервала изменения.

При анализе формулы (1) используем следующие символы величин: f_{L1} и $f_{L1}^{B_0}$ — размеры профиля без и с учетом B_0 ; f_{L1}^T — условно точный размер профиля с учетом всех факторов; $(f_{L1}^T)^{-\delta R}$ — “точный размер” профиля без учета радиальной деформации $\delta R = \delta R_{L1} + \delta R_{L2}$; $(f_{L1}^T)^c$ — “точный размер” профиля при $\gamma = \text{const}$; $(f_{L1}^c)^{-B_0}$ — размер профиля без учета B_0 при $\gamma = \text{const}$; f_{L1}^b , $f_{L1}^{f_{L2}}$ и f_{L1}^P — размеры профиля в зависимости от ширины полосы, профиля опорного вала и силы прокатки без учета B_0 при $\gamma = \text{const}$; λ , λ^{B_0} и $\lambda_i^{B_0}$ — коэффициенты неравномерности распределения межвалкового усилия по длине бочки без учета B_0 (первое приближение), с учетом B_0 (второе приближение) и с учетом B_0 после i -го приближения; ε^x — погрешность расчета размера профиля при разного рода допущениях, где x — индекс допущения, соответствующий индексу допущения при f_{L1} .

Предварительное определение возможного интервала варьирования величиной ζ_1 . Этот интервал ограничивается двумя условиями: условием нераскрытия межвалкового стыка, что положено в основу теоретических разработок, и прочностью шейки рабочего вала или сроком службы подшипников в зависимости от схемы приложения сил принудительного изгиба.

Для определения интервала изменения ζ_1 из первого условия следует использовать формулу (9) при соблюдении неравенства $-3 \leq \lambda \leq 1,5$.

Принимаем размер станочного профиля для опорных валков $f_{L2}^{\text{ст}} = 153 \cdot 10^{-6}$. Тепловой профиль найдем по упрощенной методике [2]:

$$f_{L2}^t = \alpha R_2(t_0 - t_L), \quad (10)$$

где $\alpha_{\text{л}}$ — коэффициент линейного расширения стали ($\alpha_{\text{л}} = 13 \cdot 10^{-6}$, K^{-1} [3]); t_0 , t_L — температура в середине и у края бочки; R_2 — радиус опорного вала.

**Формулы коэффициентов, вспомогательных величин и их значений для
валковой системы НШС 2000 горячей прокатки**

$\bar{c}_1 = c_1/L$	0,225	—
$\bar{c}_2 = c_2/L$	0,3175	—
$\bar{b} = \bar{b}/L$	0,6	—
$I_{61} = \pi D_1^4/64$	0,01634	м ⁴
$I_{62} = \pi D_2^4/64$	0,2230	м ⁴
$F_{61} = \pi D_1^2/4$	0,4536	м ²
$F_{62} = \pi D_2^2/4$	1,6742	м ²
$A_1 = L^3/(384E_1I_{61})$	$8,4792 \cdot 10^{-6}$	м/МН
$A_2 = L^3/(384E_2I_{62})$	$0,4345 \cdot 10^{-6}$	м/МН
$B_1 = k_1L/(48G_1F_{61})$	$2,2658 \cdot 10^{-6}$	м/МН
$B_2 = k_2L/(48G_2F_{62})$	$0,3368 \cdot 10^{-6}$	м/МН
$N_1 = Lv_1/(6\pi E_1D_1^2)$	$0,3062 \cdot 10^{-6}$	м/МН
$N_2 = Lv_2/(6\pi E_2D_2^2)$	$0,06946 \cdot 10^{-6}$	м/МН
$\psi = 1/(\pi L)$	0,1592	м ⁻¹
$\eta = (1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2$	$10,4826 \cdot 10^{-6}$	м ² /МН
$U = \eta [\ln((D_1 + D_2)L/\eta) + 1,265] +$ $+ ((1 - \nu_1^2)/E_1 - (1 - \nu_2^2)/E_2) \ln(D_1/D_2)$	$147,7607 \cdot 10^{-6}$	м ² /МН
$A = A_1 + A_2$	$8,9137 \cdot 10^{-6}$	м/МН
$B = B_1 + B_2$	$2,6026 \cdot 10^{-6}$	м/МН
$N = N_1 + N_2$	$0,3756 \cdot 10^{-6}$	м/МН
$\Omega = 0,733A + B - N + \psi U$	$32,2845 \cdot 10^{-6}$	м/МН
$\Phi = 5A + 24(A_1\bar{c}_1 + A_2\bar{c}_2) + 6(B - N)$	$107,0262 \cdot 10^{-6}$	м/МН
$H = A_1(8 + 24\bar{c}_1 + \bar{b}^3 - 4\bar{b}^2) + 6(2 - \bar{b})(B_1 - N_1)$	$119,7050 \cdot 10^{-6}$	м/МН
$\omega = H + 24A_2(\bar{l}_2 - \bar{c}_2)\zeta_2 + (M_{он2}S_2 - M_{он1}S_1)/P$	$119,7050 \cdot 10^{-6}$	м/МН
$a_1 = A_1\bar{b}^2 \left(12 - 7\bar{b} + 24\bar{c}_1 + 6\frac{B_1}{A_1}\frac{1}{\bar{b}} \right)$	$48,4508 \cdot 10^{-6}$	м/МН
$e_1 = A_1\bar{b}^2 \left(6 - \bar{b}^2 + 24\bar{c}_1 + 6\frac{B_1}{A_1} \right)$	$38,5944 \cdot 10^{-6}$	м/МН
$n_1 = A_1\bar{b}^2 \left(\frac{1}{3}\bar{b}^2 - \frac{1}{15}\bar{b}^4 - 1 - \frac{B_1}{A_1}(2 - \bar{b}^2) \right)$	$-4,0980 \cdot 10^{-6}$	м/МН
$a_2 = 18N_1\bar{b}$	$3,3070 \cdot 10^{-6}$	м/МН
$e_2 = -6N_1\bar{b}(\bar{b} + 2)$	$-2,8660 \cdot 10^{-6}$	м/МН
$n_2 = N_1\bar{b}^2(2 - \bar{b}^2)$	$0,1808 \cdot 10^{-6}$	м/МН
$a = a_1 - a_2$	$45,1438 \cdot 10^{-6}$	м/МН
$n = n_1 + n_2$	$-3,9172 \cdot 10^{-6}$	м/МН
$e = e_1 + e_2$	$35,7284 \cdot 10^{-6}$	м/МН

Разницу ($t_0 - t_L$) примем равной -5°C , что примерно соответствует экспериментальным данным.

Подставив в формулу (10) значения величин, найдем $f_{L2}^t = 47,46 \times 10^{-6}$.

Анализ проводим для валков на начальный период кампании, когда их износом можно пренебречь. В принципе, данный метод можно использовать и с учетом износа [1]. Тогда без учета износа размер рабочего профиля $f_{L2} = 105,64 \cdot 10^{-6}$.

Предполагая, что влияние величины B_0 на профиль невелико, воспользуемся формулами (8) и (9). В эти формулы входит коэффициент γ , вычисляемый из уравнения (2). Из анализа величин, входящих в это уравнение, можно предположить, что второе слагаемое знаменателя значительно меньше первого. Это позволяет при предварительном определении интервала для расчета коэффициента γ принять любое значение величины ζ_1 в пределах его интервала, например, $\zeta_1 = 0$. При этом считаем, что принятое значение находится в возможном интервале величины ζ_1 и не приведет к большой погрешности расчета. Принятые предположения в дальнейшем проверим по ходу анализа.

Подставив исходные данные и значения вспомогательных величин (табл. 2), а также $\zeta_1 = 0$ в уравнение (2), получим $\gamma = -0,03516 \cdot 10^6$.

Подставив в уравнение (8) известные значения всех величин, найдем

$$f_{L1} = (74,6550 - 421,6961\zeta_1) \cdot 10^{-6}. \quad (11)$$

Из уравнения (9) с учетом известных величин и формулы (11), получим

$$\lambda = -3,763 + \frac{4,8424 - 1,4826\zeta_1}{1 + \zeta_1}.$$

Из этого выражения после подстановки в него предельных значений коэффициента λ получим интервал изменения $-0,065 \leq \zeta_1 \leq 1,8166$.

Определим интервал величины ζ_1 из второго условия.

Изгибающий момент в опасном сечении шейки

$$M_{L1} = P c_1 \zeta_1 / 2 = 2,25 \zeta_1.$$

Номинальное нормальное напряжение

$$\sigma_n = M_{L1} / W_\sigma = 164,71 \zeta_1$$

($W_\sigma = 0,1 d_1^3 = 0,01366$ — момент сопротивления изгибу).

Номинальное касательное напряжение

$$\tau_n = M_{кр}/W_\tau = 3,66$$

($W_\tau = 0,2d_1^3 = 0,02732$ — момент сопротивления кручению).

Нормальное напряжение изменяется по симметричному циклу, а касательное по пульсирующему.

Запасы прочности на изгиб и кручение определяются выражениями:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\Sigma\sigma}\sigma_a}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\Sigma\tau}\tau_a\gamma_{пр\tau}},$$

где $K_{\Sigma\sigma}$, $K_{\Sigma\tau}$ — коэффициенты, учитывающие суммарное влияние на напряжение различных факторов; $\gamma_{пр\tau}$ — коэффициент приведения пульсирующего цикла к симметричному; σ_a , τ_a — амплитуды напряжений.

Используя методику для определения коэффициентов $K_{\Sigma\sigma}$, $K_{\Sigma\tau}$, изложенную в работе [4], можно найти, что для чугуновых валков $K_{\Sigma\sigma} \approx K_{\Sigma\tau} \approx 2$.

Для нормальных напряжений $\sigma_a = \sigma_n$, для касательных $\tau_a = \tau_n/2$.

Коэффициент $\gamma_{пр\tau}$ для чугуна можно принять равным единице.

Тогда $n_\sigma = 0,97/\zeta_1$, $n_\tau = 65,57$.

Результирующий коэффициент запаса

$$n = K_q \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}.$$

Приняв коэффициенты $n = 2$ и $K_q = 0,9$, найдем, что, исходя из второго условия, интервал величины ζ_1 будет находиться в пределах неравенства $-0,44 \leq \zeta_1 \leq 0,44$.

Сопоставляя интервалы, полученные из двух условий, найдем, что возможный интервал ζ_1 составляет $-0,06 \leq \zeta_1 \leq 0,44$. Для теоретического анализа этот интервал расширим до $\zeta_{1\max} = 0,5$ (первое условие не нарушается).

Окончательно примем следующий ряд варьирования: $\zeta_1 = (-0,06; 0; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5)$. Этот интервал предварительный, и в каждом случае его можно уточнить по ходу анализа. Для этого ряда по формуле (2) найдены значения коэффициента γ , которые сведены в табл. 3.

После подстановки в формулу (8) значений вспомогательных величин из табл. 2, силы $P = 10$ МН и профиля $f_{L2} = 105,54 \cdot 10^{-6}$ найдем размер профиля рабочего валка в виде функции $f_{L1} = f(\gamma, \zeta_1)$:

$$f_{L1} = \frac{69,1540 + 910,0753 \cdot 10^{-6}\gamma - 357,2840\zeta_1 - 4192,43 \cdot 10^{-6}\gamma\zeta_1}{0,36 - 3,9172 \cdot 10^{-6}\gamma} \cdot 10^{-6}. \quad (12)$$

Значения коэффициентов вспомогательных величин валковой системы НШС 200

ζ_1	-0,06	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	$\zeta_{1\min}$	$\zeta_{1\max}$	P, МН	$f_{L2} \cdot 10^6, \text{ м}$	\bar{b}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$\gamma \cdot 10^{-6}, \text{ МН/м}$	-0,03503	-0,03516	-0,03536	-0,03554	-0,03571	-0,03587	-0,03602					
$f_{L1} \cdot 10^6, \text{ м}$	100,2038	74,6549	32,2362	-9,7074	-51,2432	-92,4096	-133,2339					
λ	1,4806	1,0794	0,5065	0,0254	-0,3845	-0,7383	-1,0471	-0,06	0,44	10	105,54	0,6
B_0	0,6553	0,7744	0,4551	0,03366	-0,4063	-0,8103	-1,1786					
$f_{L1}^T \cdot 10^6, \text{ м}$	97,3639	71,0786	29,9149	-9,8487	-48,7767	-87,0948	-124,9265					
$\varepsilon, \%$	2,4	3,0	1,9	0,1	-2,1	-4,4	-6,9					
Анализ без учета радиальной деформации												
$\gamma \cdot 10^{-6}, \text{ МН/м}$	-0,03458	-0,03470	-0,03488	-0,03507	-0,03524	-0,03539	-0,03554					
$f_{L1}^{-\delta R} \cdot 10^6, \text{ м}$	107,8406	79,8967	33,7578	-11,9325	-57,1670	-102,0274	-146,5155					
λ	1,5044	1,0946	0,5252	-0,0148	-0,4052	-0,7675	-1,0791	-0,06	0,44	10	105,54	0,6
B_0	0,6688	0,7782	0,4697	-0,0148	-0,4292	-0,8445	-1,2174					
$(f_{L1}^T)^{-\delta R} \cdot 10^6, \text{ м}$	104,8772	79,8967	33,7552	-11,9325	-57,167	-102,0274	-146,5155					
$\varepsilon^{-\delta R}, \%$	6,3	7,3	3,2	-1,7	-7,0	-12,4	-18,0					

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Анализ без учета переменного характера коэффициента γ ($\gamma = -0,03552 \cdot 10^6$ МН/м)												
$f_{L1}^c \cdot 10^6$, м	98,8438	73,7944	32,0455	-9,7035	-51,4524	-93,2013	-134,9503					
λ	1,4940	1,0873	0,5081	0,0253	-0,3831	-0,7333	-1,0366					
B_0	0,6275	0,7765	0,4565	0,0250	-0,4047	-0,8044	-1,1659	-0,06	0,44	10	105,54	0,6
$(f_{L1}^T)^c \cdot 10^6$, м	96,0996	70,1818	29,7093	-9,8431	-49,0047	-87,9662	-126,814					
ε^c , %	-1,1	-0,7	-0,2	0,0	-0,2	-0,7	-1,6					
Анализ без одновременного учета коэффициента B_0 и переменного характера коэффициента γ												
$(f_{L1}^c - f_{L1}^T) \cdot 10^6$, м	1,4799	2,7158	2,1306	0,1452	-2,6757	-6,1065	-10,0238	-0,06	0,44	10	105,54	0,6
$(\varepsilon^c)^{-B_0}$, %	1,2	2,3	1,8	0,1	-2,2	-5,1	-8,4					
Анализ без одновременного учета коэффициента B_0 , радиальной деформации δR и переменного характера коэффициента γ												
$(f_{L1}^c)^{-(B_0 + \delta R)} \times 10^6$, м	104,72	77,7965	32,9240	-11,9485	-56,8209	-101,6934	-146,5659	-0,06	0,44	10	105,54	0,6
$(\varepsilon^c)^{-(B_0 + \delta R)}$, %	6,1	5,6	2,7	-1,7	-6,7	12,2	-18,0					

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Анализ влияния ширины полосы												
$f_{L1}^{0,5} \cdot 10^6$, м		101,1348		20,7577		-59,6193		-0,02				0,5
$f_{L1}^{0,6} \cdot 10^6$, м		73,7944		-9,7035		-93,2013		-0,06				0,6
$f_{L1}^{0,7} \cdot 10^6$, м	-	48,77	-	-39,7605	-	-128,291	-	-0,09	0,44	10	105,54	0,7
$f_{L1}^{0,8} \cdot 10^6$, м		23,3598		-69,2360		-161,8318		-0,13				0,8
$f_{L1}^{0,9} \cdot 10^6$, м		-1,7699		-98,5374		-195,3049		-0,17				0,9
Анализ влияния профиля опорного вала												
$f_{L1}^{200} \cdot 10^6$, м		23,6684		-64,8621		-153,3926		-0,06			200	
$f_{L1}^{100} \cdot 10^6$, м		50,2431		-38,2874		-126,8179		-0,09			100	
$f_{L1}^0 \cdot 10^6$, м	-	76,8179	-	-11,7126	-	-100,2431	-	-0,13	0,44	10	0	0,7
$f_{L1}^{-100} \cdot 10^6$, м		103,3927		14,8622		-73,6683		-0,17			-100	
$f_{L1}^{-200} \cdot 10^6$, м		129,9286		41,3981		-47,1324		-0,21			-200	
Анализ влияния силы прокатки												
$f_{L1}^{10} \cdot 10^6$, м		48,77		-34,7277		-118,2253		-0,09	0,44	10		
$f_{L1}^{20} \cdot 10^6$, м	-	163,0514	-	-14,0096	-	-191,0706	-	-0,10	0,21	20	105,54	0,7
$f_{L1}^{30} \cdot 10^6$, м		276,6738		11,0823		-254,5092		-0,11	0,14	30		

Определение размера профиля рабочих валков для ряда значений ζ_1 при $\gamma = \gamma(\zeta_1)$. Подставляя поочередно в выражение (12) значения величины ζ_1 из ряда и соответствующие им значения коэффициента γ (см. табл. 3), найдем значения размера профиля без учета B_0 , которые также сведены в табл. 3.

Для подсчета размера $f_{L1}^{B_0}$ с учетом B_0 (первое приближение) вначале необходимо рассчитать λ по формуле (9), затем B_0 — по формуле (3) и, окончательно, $f_{L1}^{B_0}$ — по формуле (6). Результаты расчета приведены в табл. 2.

Поскольку коэффициент λ также зависит от B_0 , то полученные значения $f_{L1}^{B_0}$ являются приближенными. Более точные значения можно найти методом последовательных приближений, которые будем продолжать до получения погрешности, определяемой по формуле $\varepsilon = [(f_{L1})_i^{B_0} - (f_{L1})_{i+1}^{B_0}] / |(f_{L1})_{i+1}^{B_0}|$, не более 0,01 (i - номер приближения).

Порядок выполнения процедуры:

расчет коэффициента λ^{B_0} по формуле (4) с учетом найденных значений B_0 ; определение следующих приближений коэффициентов B_0 , λ^{B_0} и размера $f_{L1}^{B_0}$; вычисление погрешности ε ; повторение расчетного цикла с использованием найденных значений B_0 в предшествующем цикле, и так до тех пор, пока погрешность ε не станет меньше одного процента. Полученный таким образом размер назовем “точным” и обозначим символом f_{L1}^T .

Эта процедура, проведенная для трех значений $\zeta_1 = (-0,06; 0,2; 0,4)$, показала, что за точный размер профиля можно принять первое приближение. В этом случае погрешность расчета не превысит 0,9 %.

Далее были получены “точные” значения размера профиля для всего ряда значений ζ_1 , которые даны в табл. 3.

Для оценки степени влияния коэффициента B_0 на профиль определена погрешность расчета размера f_{L1} (без учета B_0) по отношению к точному значению f_{L1}^T по формуле $\varepsilon = (f_{L1} - f_{L1}^T) / (f_{L1}^T)_{\max}$. За $(f_{L1}^T)_{\max}$ здесь и далее принято значение равное $120 \cdot 10^{-6}$ м.

По результатам расчета построены графики функций $f_{L1} = f(\zeta_1)$, $\lambda = \lambda(\zeta_1)$ и $B_0 = B_0(\zeta_1)$, иллюстрирующие характер их изменения (рис. 2).

Зависимость $f_{L1} = f(\zeta_1)$ (см. рис. 2, график 1) можно линеаризовать (погрешность не более 2 %). Небольшая погрешность при линеаризации косвенно подтверждает слабое влияние на профиль переменного характера коэффициента γ .

График погрешности, обусловленный пренебрежением коэффициентом B_0 , показан на рис. 3 (график 1). Пренебрежение коэффициентом

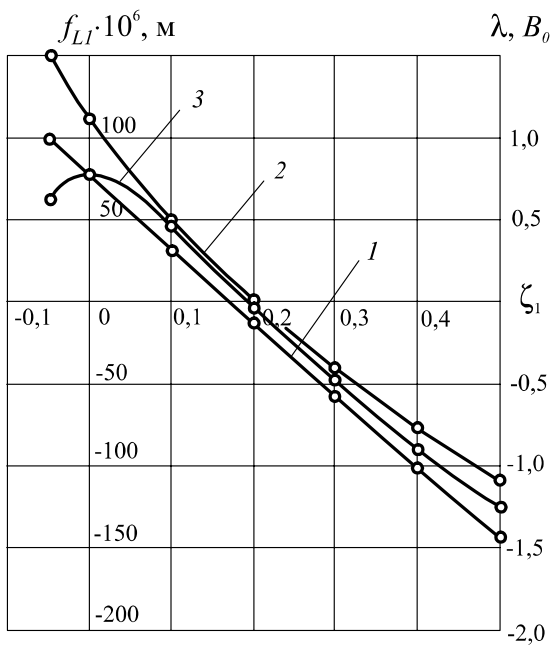


Рис. 2. Графики зависимостей:

1 — $f_{L1} = f(\zeta_1)$; 2 — $\lambda = \lambda(\zeta_1)$; 3 — $B_0 = B_0(\zeta_1)$

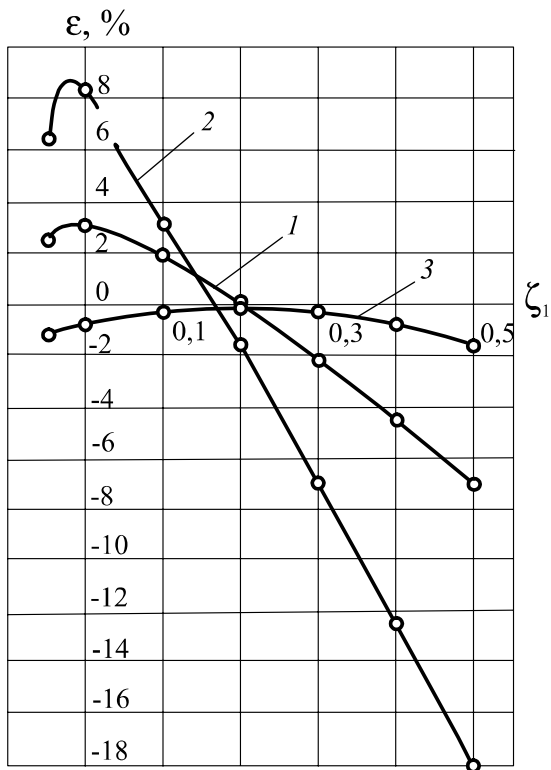


Рис. 3. Погрешность расчета размера профиля:

1, 2, 3 — без учета коэффициента B_0 , радиальной деформации δR и переменного характера коэффициента γ

B_0 вносит погрешность не более 5 %, или в абсолютной форме не более 0,006 мм.

Оценка влияния деформации радиуса валков. Влияние этой деформации учитывается величинами N_1 и N_2 , поэтому для ее оценки следует принять $N_1 = N_2 = 0$. Вспомогательные величины будут $a_2 = e_2 = n_2 = 0$, а величины Ω , Φ , ω приобретут другие значения: $\Omega = 32,6601 \cdot 10^{-6}$; $\Phi = 109,2798 \cdot 10^{-6}$; $\omega = 122,2771 \cdot 10^{-6}$. Изменит свои значения и коэффициент γ . Его новые значения даны в табл. 3. Расчет “точных” размеров профиля без учета радиальной деформации производился так же, как и ранее, но только при использовании новых значений величин Ω , Φ , ω и γ . Результаты расчета сведены в табл. 3. Полученные “точные” значения сравнивались с точными значениями, рассчитанными с учетом всех факторов по формуле $\varepsilon^{-\delta R} = ((f_{L1}^T)^{-\delta R} - f_{L1}^T) / (f_{L1}^T)_{\max}$. Результаты сравнения даны в табл. 3, по которым построен график $\varepsilon^{-\delta R} = \varepsilon(\zeta_1)$ (см. рис. 3, график 2). Пренебрежение этой деформацией вносит в расчет погрешность, которая может достичь 14,6 %, или 0,018 мм.

Анализ влияния переменного характера коэффициента γ . Прием коэффициент $\gamma = \text{const}$. Исходя из сделанного ранее предположения о его слабом влиянии на профиль валка, для анализа можно выбрать любое значение γ в интервале величины ζ_1 от $-0,06$ до $0,44$. Поэтому принято $\gamma = -0,03552 \cdot 10^6$ (среднее значение γ в интервале ζ_1 от $-0,06$ до $0,44$). В связи с этим определены “точные” значения профиля $(f_{L1}^T)^c$ при $\gamma = \text{const}$ и погрешность расчета по формуле $\varepsilon^c = ((f_{L1}^T)^c - f_{L1}^T) / (f_{L1}^T)_{\max}$. Результаты приведены в табл. 3, по которым построен график $\varepsilon^c = \varepsilon(\zeta_1)$, показанный на рис. 3, график 3.

Погрешность расчета при допущении, что $\gamma = \text{const}$, не превышает 2 %, или 0,003 мм.

Небольшая погрешность позволяет переменным характером коэффициента γ пренебречь и при расчете размера f_{L1} использовать в принципе любое значение γ в возможном интервале величины ζ_1 , но лучше поближе к минимальному значению. Зависимость $(f_{L1}^T)^c = f(\zeta_1)$ при $\gamma = \text{const}$ становится строго линейной.

Оценка одновременного влияния слабо влияющих факторов. Из анализа вытекает, что коэффициент B_0 , переменный характер коэффициента γ и деформация радиусов валков δR слабо влияют на профиль валков.

Самое слабое влияние оказывают первые два фактора. Степень их одновременного влияния проиллюстрирована графиком относительной погрешности (рис. 4, график 1), рассчитанной по формуле $(\varepsilon^c)^{-B_0} = ((f_{L1}^c)^{-B_0} - f_{L1}^T) / (f_{L1}^T)_{\max}$ с использованием данных табл. 3.

Одновременное пренебрежение коэффициентом B_0 и переменным характером величины γ вносит погрешность не более 7 % или не более 0,01 мм. Если принять погрешность в 10 % допустимой, то влиянием коэффициента B_0 и переменным характером γ можно пренебречь.

Деформация радиусов валков $\delta R = \delta R_{L1} + \delta R_{L2}$ влияет на профиль сильнее. На рис. 4 показан график 2 относительной погрешности, наводимой одновременным пренебрежением всех слабых влияний.

Если принять $B_0 = 0$, $\delta R = 0$ и $\gamma = \text{const}$ погрешность расчета может достичь 15 % (0,02 мм).

Анализ влияния ширины полосы. Степень влияния остальных регулируемых факторов, в том числе и ширины, проанализируем с ис-

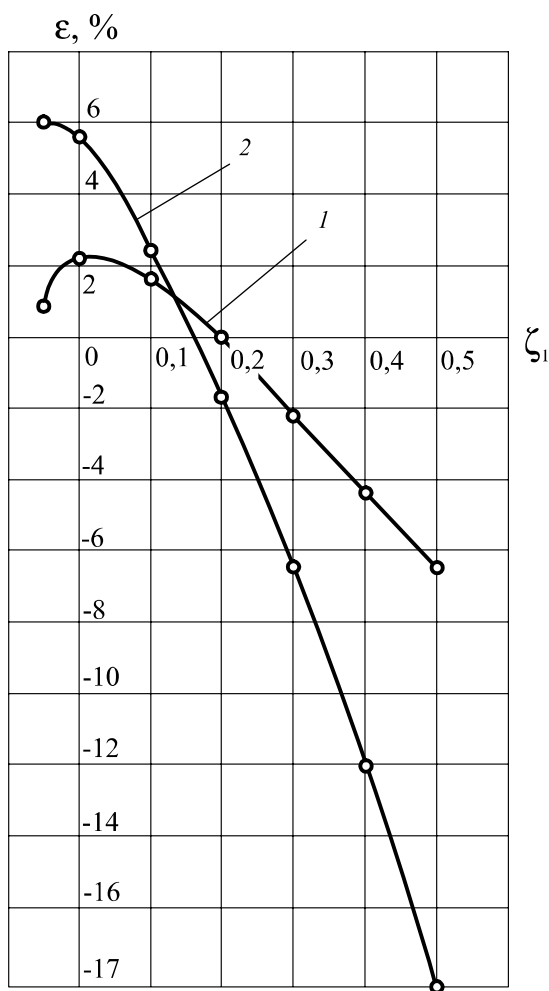


Рис. 4. Погрешность расчета размера профиля:

1, 2 — при одновременном пренебрежении коэффициентом B_0 и переменным характером коэффициента γ ; при одновременном пренебрежении B_0 , переменным характером γ и радиальной деформацией δR

пользованием размера профиля без учета B_0 при пренебрежении переменным характером величины γ . В этом анализе и далее принято $\gamma = -0,03552 \cdot 10^6$.

Найдем значения размера f_{L1}^b при оговоренных допущениях для ряда значений $\bar{b} = (0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9)$ при постоянной силе прокатки $P = 10$ МН.

Для этого необходимо пересчитать зависящие от ширины значения вспомогательных величин ω, a, e, n . Новые значения этих величин приведены в табл. 4.

Таблица 4

Пересчитанные значения вспомогательных величин

\bar{b}	$\omega \cdot 10^6$	$a \cdot 10^6$	$e \cdot 10^6$	$n \cdot 10^6$
0,5	123,8402	33,5063	24,7377	-2,8093
0,6*	119,7050	45,1438	35,7284	-3,9172
0,7	115,1969	57,5925	48,5175	-4,9925
0,8	110,3664	70,5007	62,9759	-6,1228
0,9	105,2647	83,5106	78,9497	-7,2029

* Включены прежние значения величин, соответствующие $\bar{b} = 0,6$ (табл. 2).

По этим данным построены графики вспомогательных величин в зависимости от ширины \bar{b} (рис. 5).

После подстановки в формулу (8) значений входящих величин найдены следующие уравнения зависимости $f_{L1}^b = f(\zeta_1; \bar{b})$:

$$\left. \begin{aligned} f_{L1}^{0,5} &= (101,1348 - 401,8853\zeta_1) \cdot 10^{-6} \text{ при } \bar{b} = 0,5; \\ f_{L1}^{0,6} &= (73,7944 - 417,4893\zeta_1) \cdot 10^{-6} \text{ при } \bar{b} = 0,6; \\ f_{L1}^{0,7} &= (48,7700 - 442,6525\zeta_1) \cdot 10^{-6} \text{ при } \bar{b} = 0,7; \\ f_{L1}^{0,8} &= (23,3598 - 462,9789\zeta_1) \cdot 10^{-6} \text{ при } \bar{b} = 0,8; \\ f_{L1}^{0,9} &= (-1,7699 - 483,8775\zeta_1) \cdot 10^{-6} \text{ при } \bar{b} = 0,9. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Поскольку уравнения зависимости $f_{L1}^b = f(\zeta_1; \bar{b})$ при $\bar{b} = \text{const}$ линейны, для их графического представления достаточно рассчитать размер профиля для двух значений ζ_1 . Для контроля правильности расчетов лучше это выполнить для трех значений. В нашем случае $\zeta_1 = (0,0; 0,2; 0,4)$.

Расчитанные по формулам (13) значения размера f_{L1}^b также приведены в табл. 3.

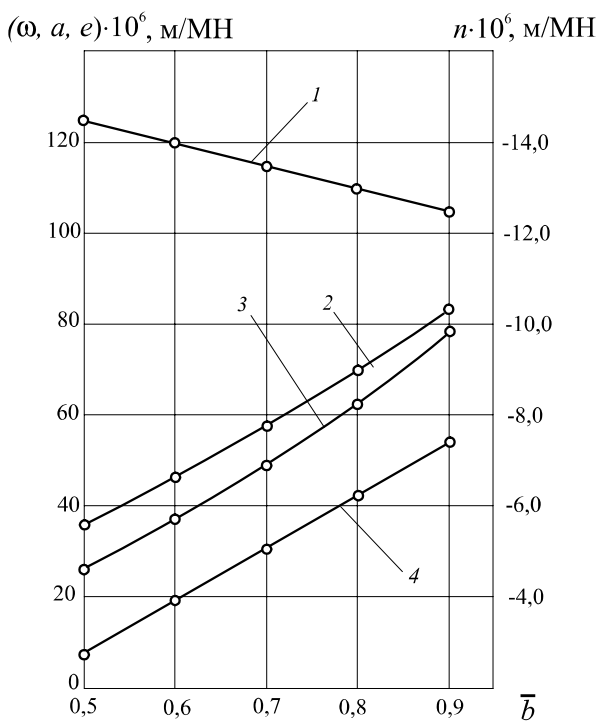


Рис. 5. Графики изменения вспомогательных величин, зависящих от ширины полосы:

1, 2, 3, 4 — ω, a, e, n соответственно

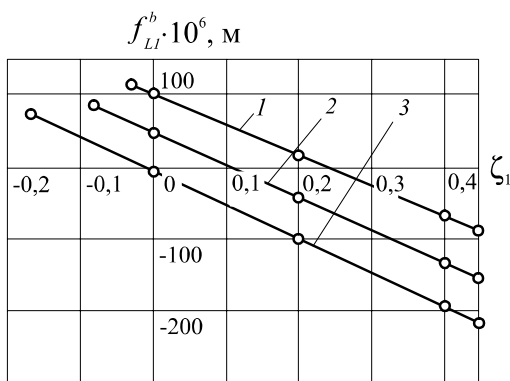
Уточним возможный интервал изменения относительной силы принудительного изгиба ζ_1 . Максимальный предел не изменится, поскольку сила прокатки остается прежней. Изменятся минимальные значения ζ_1 , которые определяются коэффициентом λ . Подставив в формулу (9) значения вспомогательных величин и одного из уравнений (13) размера f_{L1}^b , соответствующего рассматриваемой ширине, получим функцию $\lambda = \lambda(\zeta_1)$. Задавая коэффициенту λ предельные значения $-3 < \lambda < 1,5$, получим интервал изменения величины ζ_1 , обусловленный первым условием. С учетом второго условия получим искомый интервал для данной ширины полосы.

Найденные таким образом интервалы приведены в табл. 3.

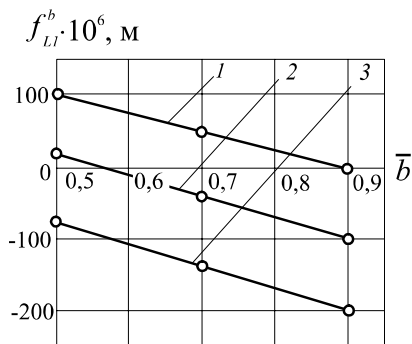
По результатам расчета построены графики зависимости $f_{L1}^b = f(\zeta_1; \bar{b})$, представленные на рис. 6.

Эта зависимость при $\zeta_1 = \text{var}$ и $\bar{b} = \text{const}$ линейна. Большей ширине соответствует большая крутизна графика и больший интервал величины ζ_1 (см. рис. 6, а).

При $\zeta_1 = \text{const}$ и $\bar{b} = \text{var}$ зависимости изменяются по слабо вогнутой кривой (рис. 6, б). С увеличением ширины крутизна кривой уменьшается.



а



б

Рис. 6. Графики зависимости $f_{L1}^b \equiv f(\zeta_1, \bar{b})$:

1, 2, 3 — при ширинах полосы $\bar{b} = (0,5; 0,7; 0,9)$ соответственно (а) и 1, 2, 3 — при значениях величины $\zeta_1 = (0,0; 0,2; 0,4)$ соответственно (б)

Значения интенсивности изменения зависимости $f_{L1}^b = f(\zeta_1; \bar{b})$ для разных сил принудительного изгиба ζ_1 приведены в табл. 5.

Таблица 5

Изменение параметров валковой системы при разных значениях силы ζ_1

ζ_1	$\Delta \bar{b}$	$ \partial f_{L1}^b / \partial \bar{b} \cdot 10^6$	$m, \%$
0,0	0,5...0,6	273,400	8,1
	0,8...0,9	251,297	
0,2	0,5...0,6	304,612	3,7
	0,8...0,9	293,301	
0,4	0,5...0,6	335,820	0,3
	0,8...0,9	334,730	

В табл. 5 $\Delta \bar{b}$ — диапазон ширины полосы, $|\partial f_{L1}^b / \partial \bar{b}|$ — средняя интенсивность изменения размера профиля f_{L1}^b в выделенном диапазоне ширины; m — процент уменьшения интенсивности при увеличении ширины от 0,5 до 0,9.

Из полученных данных видно, что чем больше сила принудительного изгиба, тем выше интенсивность изменения профиля. Увеличение ширины, наоборот, уменьшает эту интенсивность.

Например, при увеличении величины ζ_1 с 0,2 до 0,4, средняя интенсивность в диапазоне ширины от 0,5 до 0,6 возрастает по модулю в 1,10 раза, а в диапазоне от 0,8 до 0,9 — в 1,14 раз. Таким образом, зависимости $f_{L1}^b = f(\zeta_1; \bar{b})$ при $\zeta_1 = \text{const}$ практически можно считать линейными.

Анализ влияния профилировки опорных валков. Это влияние проанализировано для $P = 10$, $b = 0,7$ и $\gamma = -0,03552 \cdot 10^6$ при следующих значениях размера $f_{L2} = (-200; -100; 0; 100; 200) \cdot 10^{-6}$.

После подстановки в выражение (8) известных значений входящих величин и поочередно значений f_{L2} из ряда были получены следующие уравнения зависимости $f_{L1}^{f_{L2}} = f(\zeta_1; f_{L2})$:

$$\left. \begin{aligned} f_{L1}^{f_{L2}} &= (23,6684 - 442,6525\zeta_1) \cdot 10^{-6} \text{ при } f_{L2} \cdot 10^6 = 200; \\ f_{L1}^{f_{L2}} &= (50,2431 - 442,6525\zeta_1) \cdot 10^{-6} \text{ при } f_{L2} \cdot 10^6 = 100; \\ f_{L1}^{f_{L2}} &= (76,8179 - 442,6525\zeta_1) \cdot 10^{-6} \text{ при } f_{L2} \cdot 10^6 = 0; \\ f_{L1}^{f_{L2}} &= (103,3927 - 442,6525\zeta_1) \cdot 10^{-6} \text{ при } f_{L2} \cdot 10^6 = -100; \\ f_{L1}^{f_{L2}} &= (129,9286 - 442,6525\zeta_1) \cdot 10^{-6} \text{ при } f_{L2} \cdot 10^6 = -200. \end{aligned} \right\} (14)$$

Определим $f_{L1}^{f_{L2}}$ для трех значений $\zeta_1 = (0,0; 0,2; 0,4)$.

Полученные значения $f_{L1}^{f_{L2}}$ для всего ряда f_{L2} сведены в табл. 3. Используя уравнения (9) и (14) уточним интервалы изменения ζ_1 по методике, применяемой при анализе влияния ширины полосы. Результаты приведены в табл. 3.

По полученным данным построены графики уравнений (14) с изменением ζ_1 для трех значений профилировки $f_{L2} = (200; 0,0; -200) \times 10^{-6}$, представленные на рис. 7, а. Эти графики линейные с одинаковым углом наклона ($\partial f_{L1}^{f_{L2}} / \partial \zeta_1 = -442,6525 \cdot 10^{-6}$). С уменьшением размера профиля f_{L2} интервал ζ_1 равномерно расширяется за счет нижнего предела.

На рис. 7, б приведены графики зависимости $f_{L1}^{f_{L2}} = f(\zeta_1; f_{L2})$ при $f_{L2} = \text{var}$ для трех значений величины $\zeta_1 = (0,0; 0,2; 0,4)$. Графики также линейные с одним и тем же углом наклона ($\partial f_{L1}^{f_{L2}} / \partial f_{L2} =$

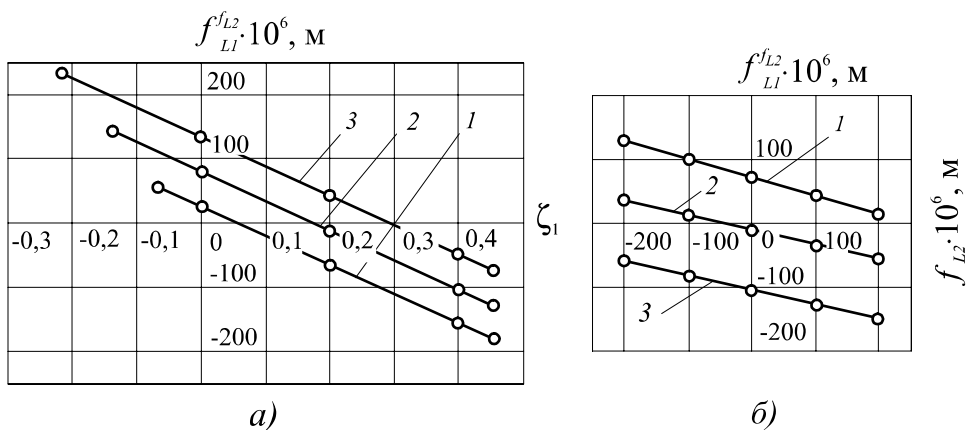


Рис. 7. Графики зависимости $f_{L1}^{f_{L2}} = f(\zeta_1; f_{L2})$:

1, 2, 3 — соответственно при значениях величины $f_{L2} = (200; 0,0; -200) \cdot 10^{-6}$ (а) и 1, 2, 3 — при значениях величины $\zeta_1 = (0,0; 0,2; 0,4)$ соответственно (б)

$= -0,2657$). При изменении f_{L2} на каждые $|100 \cdot 10^{-6}\text{м}|$ размер профиля $f_{L1}^{f_{L2}}$ изменяется на одно и то же число, равное $26,57 \cdot 10^{-6}\text{м}$, независимо от ζ_1 , т.е. с передаточным числом, равным $\approx 0,266$.

Если выражение (8) разрешить относительно Δh_b , то можно установить, что профиль рабочего вала в $\theta = \bar{b}^2/(\gamma n) + 1$ раз сильнее влияет на поперечную разнотолщинность, чем профиль опорного вала. Для анализируемого стана при увеличении ширины \bar{b} от 0,5 до 0,9 число θ изменяется от 3,5 до 4,2.

Анализ влияния силы прокатки. Анализ выполнен для $\bar{b} = 0,7$ и ряда $P = (10; 20; 30)$. Значения силы примерно соответствуют силам прокатки полосы $2,5 \times 1170$ из Ст3.сп в 11; 8 и 7 клетях. Крутящие моменты на один валок при обжатиях в этих клетях 0,8; 5,2; 6 мм примерно составят $M = (0,1; 0,45; 0,72)$ соответственно.

Выполняя расчет в соответствии с методикой, изложенной ранее, найдем интервалы изменения ζ_1 из условия прочности. Результаты расчета сведены в табл. 6.

Таблица 6

Интервалы изменения ζ_1

$P, \text{МН}$	10	20	30
$M_{кр}, \text{МНм}$	0,1	0,45	0,72
$M_L, \text{МНм}$	$2,25\zeta_1$	$4,50\zeta_1$	$6,75\zeta_1$
$\sigma_n, \text{МПа}$	$164,71\zeta_1$	$329,43\zeta_1$	$494,14\zeta_1$
$\tau_n, \text{МПа}$	3,66	16,47	26,35
n_σ	$0,97/\zeta_1$	$0,48/\zeta_1$	$0,32/\zeta_1$
n_τ	65,57	14,57	9,11
$ \zeta_1 $	0,436	0,213	0,140

Уточнение интервала изменения ζ_1 из условия нераскрытия межвалкового стыка $\lambda(-3 < \lambda < 1,5)$ с использованием формулы (9) показало, что верхний предел выше величины ζ_1 , определяемой из условия прочности, а нижний предел для $P = (10; 20; 30)$ принял следующие значения: $-0,09; -0,10; -0,11$. Таким образом, с увеличением силы прокатки интервал изменения ζ_1 сужается за счет уменьшения верхнего предела, нижний предел практически постоянен.

Из формулы (8) после подстановки численных значений входящих величин из табл. 2 получены следующие уравнения $f_{L1}^P = f(\zeta_1; P)$:

$$\left. \begin{aligned} f_{L1}^{10} &= (48,7700 - 417,4883\zeta_1) \cdot 10^{-6} \text{ при } P = 10; \\ f_{L1}^{20} &= (163,0514 - 885,3050\zeta_1) \cdot 10^{-6} \text{ при } P = 20; \\ f_{L1}^{30} &= (276,6733 - 1327,9574\zeta_1) \cdot 10^{-6} \text{ при } P = 30. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

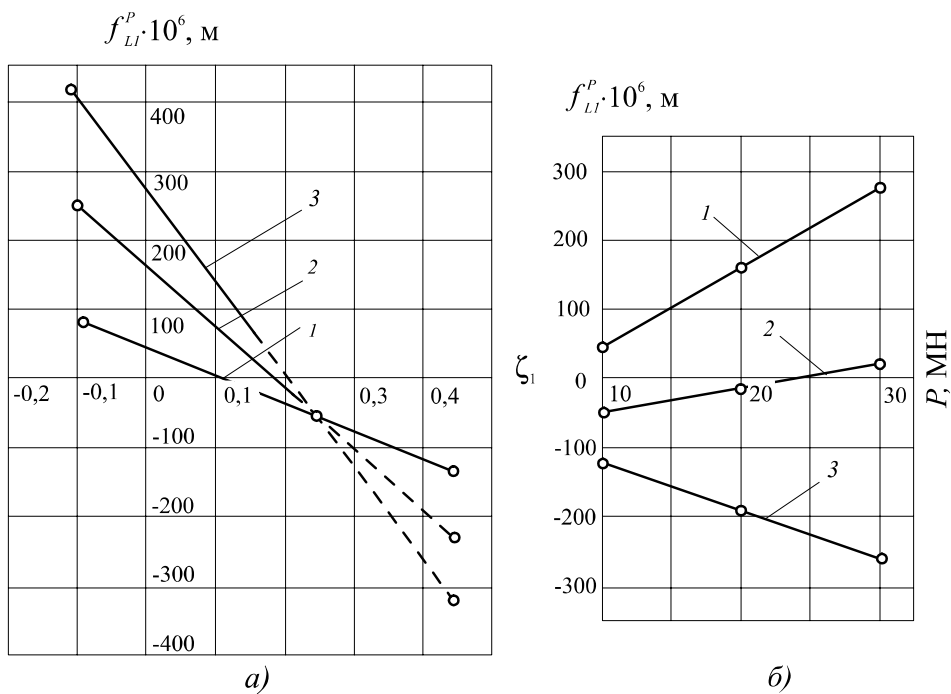


Рис. 8. График зависимости $f_{L1}^P = f(\zeta_1, P)$:

1, 2, 3 — соответственно при значениях величины $P = (10; 20; 30)$ (а) и 1, 2, 3 — при значениях величины $\zeta_1 = (0,0; 0,2; 0,4)$ соответственно (б)

Уравнения (15) линейны. Для их графической интерпретации достаточно иметь две точки (лучше три, с целью проверить правильность расчетов). Полученные размеры f_{L1}^P для трех значений $\zeta_1 = (0,0; 0,2; 0,4)$ даны в табл. 3, по которым построены графики уравнений (15) (рис. 8, а). Все графики независимо от силы прокатки пересекаются в одной точке с координатами $\zeta_1 = 0,25$ и $f_{L1}^P = 57,7 \cdot 10^{-6}$. Но оперативное регулирование поперечной разнотолщинности посредством принудительного изгиба в обе стороны от точки пересечения без раскрытия межвалкового контакта возможно только при небольших силах P (например, при силе $P = 10$). При больших силах регулирование возможно только при $\zeta_1 < 0,25$. Интенсивность изменения размера $\frac{\partial f_{L1}^P}{\partial \zeta_1}$ с увеличением P возрастает с некоторым замедлением. Если при увеличении силы с 10 до 20 интенсивность увеличивается в 2 раза, то при увеличении силы с 20 до 30 только в 1,5 раза.

На рис. 8, б показаны графики зависимости $f_{L1}^P = f(\zeta_1, P)$ при $P = \text{var}$ для трех значений $\zeta_1 = (0,0; 0,2; 0,4)$, которые наглядно раскрывают точку пересечения графиков на рис. 8, а. Линия графика при $\zeta_1 = 0,2$ (окрестность точки пересечения) близка к горизонтальной линии.

Выводы. 1. Зависимость размера рабочего профиля рабочего вала от относительной силы принудительного изгиба $f_{L1} = f_{L1}(\zeta_1)$ практи-

чески линейна (см. рис. 2, график 1). С увеличением ζ_1 размер профиля уменьшается (изменяется от выпуклой формы к вогнутой).

2. Зависимость коэффициента неравномерности распределения межвалковой силы по длине бочки от относительной силы принудительного изгиба $\lambda = \lambda(\zeta_1)$ изменяется по вогнутой кривой (см. рис. 2, график 2). С увеличением ζ_1 коэффициент λ уменьшается (распределение изменяется от выпуклой формы к вогнутой).

3. Коэффициент B_0 в зависимости от ζ_1 изменяется по линии, близкой к прямой за исключением зоны с $\zeta_1 < 0,1$ (см. рис. 2, график 3). Значения B_0 при $\zeta_1 > 0$ близки к значениям коэффициента λ .

4. За “точный” размер профиля можно принять размер после первого приближения (погрешность менее 1 %).

5. Коэффициент B_0 , радиальная деформация и переменный характер коэффициента γ сравнительно слабо влияют на профиль рабочего валка. Раздельное пренебрежение этими влияниями приводит к погрешности расчета не более 5,0; 15,0; 2,0 % (0,006; 0,018; 0,003 мм) соответственно (рис. 3).

6. Одновременное пренебрежение коэффициентом B_0 и переменным характером γ дает погрешность не более 7 % (0,01 мм). Дополнительное пренебрежение радиальной деформацией увеличивает погрешность до 15 % (0,02 мм) (см. рис. 4). При допустимой погрешности в 10 % коэффициентом B_0 и переменным характером коэффициента γ можно пренебречь.

7. Ширина полосы оказывает существенное влияние на профиль рабочего валка. При увеличении ширины \bar{b} от 0,5 до 0,9 размер профиля уменьшается на величину от 0,1 до 0,14 мм в зависимости от ζ_1 .

8. Зависимость размера профиля $f_{L1}^b = f(\zeta_1, \bar{b})$ при $\zeta_1 = \text{var}$ и $\bar{b} = \text{const}$ линейна (первый случай), а при $\zeta = \text{const}$ и $\bar{b} = \text{var}$ изменяется по слегка вогнутой кривой (второй случай) (см. рис. 6). С увеличением как ζ_1 , так и \bar{b} , профиль уменьшается. Интенсивность уменьшения при ступенчатом увеличении \bar{b} (первый случай) меняется ступенчато, а при увеличении \bar{b} (второй случай) — по нарастающей независимо от ζ_1 .

9. С увеличением ширины полосы интервал варьирования величиной ζ_1 расширяется за счет нижнего предела (см. рис. 6, а).

10. Зависимость размера профиля рабочего валка от профилировки опорного $f_{L1}^{fL2} = f(\zeta_1, f_{L2})$ как с изменением ζ_1 , так и f_{L2} , изменяется линейно с постоянным углом наклона (см. рис. 7). Так $|\partial f_{L1}^{fL2} / \partial \zeta_1| = 442,6525 \cdot 10^{-6}$ м, а $|\partial f_{L1}^{fL2} / \partial f_{L2}| = 0,2657$ (при изменении f_{L2} на 0,1 мм размер f_{L1} изменяется на 0,0266 мм независимо от ζ_1).

11. С уменьшением размера профиля опорного валка интервал величины ζ_1 расширяется за счет нижнего предела (см. рис. 7, а).

12. Зависимости размера профиля от силы прокатки $f_{L1}^P = f(\zeta_1, P)$ при фиксированных значениях как ζ_1 , так и P , линейны и при одной и той же ширине полосы пересекаются в одной точке независимо от силы прокатки. Так при ширине $\bar{b} = 0,7$ координаты зависимости: $\zeta_1 \cong 0,25$ и $f_{L1}^P \cong 57,70 \cdot 10^{-6}$ м (см. рис. 9, а).

13. Крутизна графика зависимости $f_{L1}^P = f(\zeta_1, P)$ с увеличением силы P возрастает (при увеличении P с 10 до 30 МН — более чем в 3 раза).

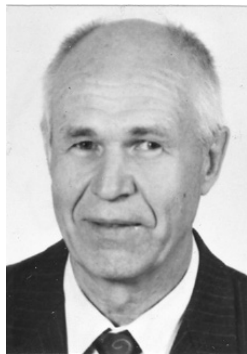
14. При увеличении силы P интервал величины ζ_1 сокращается за счет верхнего предела, нижний предел практически не меняется (см. рис. 8, а).

15. Профиль опорного валка влияет на поперечную разнотолщинность примерно в 3–5 раз слабее, чем профиль рабочего валка.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Борисов В. И. Погорелов В. С. Разработка теоретического метода определения рабочих профилей листопрокатных станов. Ч1. Теоретические основы // Вестник МГТУ. Сер. “Машиностроение”. – 2004. – № 4. – С. 78–89.
2. Третьяков А. В., Гарбер Э. А., Давлетбаев Г. Г. Расчет и исследование прокатных валков. – М.: Металлургия, 1976. – 256 с.
3. Сафьян М. М. Прокатка широкополосной стали. – М.: Металлургия, 1969. – 460 с.
4. Борисов В. И. Расчет валков клетей кварто на жесткость и прочность. – М.: Изд.-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1983. – 43 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).

Андрей Владимирович Иванов родился в 1969 г., окончил в 1994 г. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Канд. техн. наук, доцент кафедры “Оборудование и технологии прокатки” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор 15 научных работ в области теории машин и механизмов и математического моделирования процессов обработки металлов давлением.

A.V. Ivanov (b. 1969) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 1994. Ph. D. (Eng.), assoc. professor of “Equipment and Technologies of Rolling” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of 15 publications in the field of theory of machines and mechanisms and mathematical simulation of plastic working processes.