

УДК 621.771.01: 621.771.07

Сатонин А. В.
Настоящая С. С.
Присяжный А. Г.

РАЗВИТИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ МЕТОДОВ РАСЧЕТА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ВАЛКОВОГО УЗЛА ЧЕТЫРЕХВАЛКОВЫХ РАБОЧИХ КЛЕТЕЙ ШИРОКОПОЛОСНЫХ СТАНОВ

Современное состояние прокатного производства характеризуется существенным повышением требований к основным показателям качества горяче- и холоднокатаных относительно тонких полос. При этом одним из приоритетных направлений улучшения качества листового металлопроката является обеспечение его планшетности и минимальной поперечной разнотолщинности, которые в основном определяются упругими деформациями рабочих и опорных валков клетей «кварто» листовых станов [1–3]. Отмеченное вместе с необходимостью совершенствования прокатного оборудования и технологического процесса прокатки требует дальнейшего уточнения методов расчета напряженно-деформированного состояния валкового узла четырехвалковых клетей листопркатных станов.

С точки зрения обеспечения высокой скорости численной реализации представляет значительный интерес инженерная математическая модель А. И. Целикова [4, 5], отличающаяся максимальной простотой и получившая наиболее широкое распространение при определении величины прогиба осей опорных валков клетей «кварто» листовых станов. Вместе с тем в указанной математической модели принимается равномерное распределение межвалковой погонной нагрузки (межвалкового давления) по длине бочки опорного валка, а также не учитывается влияние сил гидравлического изгиба рабочих валков, что не в полной мере соответствует условиям горячей и холодной прокатки относительно тонких полос и поэтому несколько снижает степень достоверности получаемых при математическом моделировании результатов. Инженерная методика расчета напряженно-деформированного состояния валков четырехвалковых клетей листопркатных станов, лишенная отмеченных недостатков, разработана В. П. Полухиным [6, 7] на основе обширных данных экспериментальных исследований, полученных поляризационно-оптическим методом. При этом в связи с характерными для последних лет расширением сортамента листового металлопроката, существенным изменением конструкции рабочих клетей листовых станов, а также широким применением систем управления профилем и формой прокатываемых полос [1–3] указанная методика требует дополнительного уточнения.

Целью данной работы является дальнейшее развитие инженерного метода расчета напряженно-деформированного состояния валкового узла клетей «кварто» станов горячей и холодной прокатки относительно тонких полос с учетом влияния неравномерности распределения межвалковой погонной нагрузки и сил гидравлического изгиба рабочих валков.

По данным авторов [6, 7] распределение межвалковой погонной нагрузки по длине контакта рабочих и опорных валков четырехвалковых клетей носит нелинейный характер (рис. 1) и поэтому может быть описано аналитическим выражением вида:

$$q_{mz} = q_k + (q_c - q_k) \left(\frac{z - c_{on}}{A_{on} / 2 - c_{on}} \right)^{a_q}, \quad (1)$$

где q_k и q_c – соответственно величина межвалковой погонной нагрузки на краю и посередине бочки опорного валка (рис. 1);

z – текущая вдоль оси опорного валка координата;

c_{on} – расстояние от точки приложения реакции опоры опорного валка до края его бочки;

A_{on} – расстояние между осями нажимных устройств;

a_q – степенной показатель.

Необходимо отметить, что уравнение (1) и все ниже выполненные на его основе математические преобразования вследствие симметричности валкового узла соответствуют половине длины бочки опорных валков, форма которых в рассматриваемом случае принята цилиндрической.

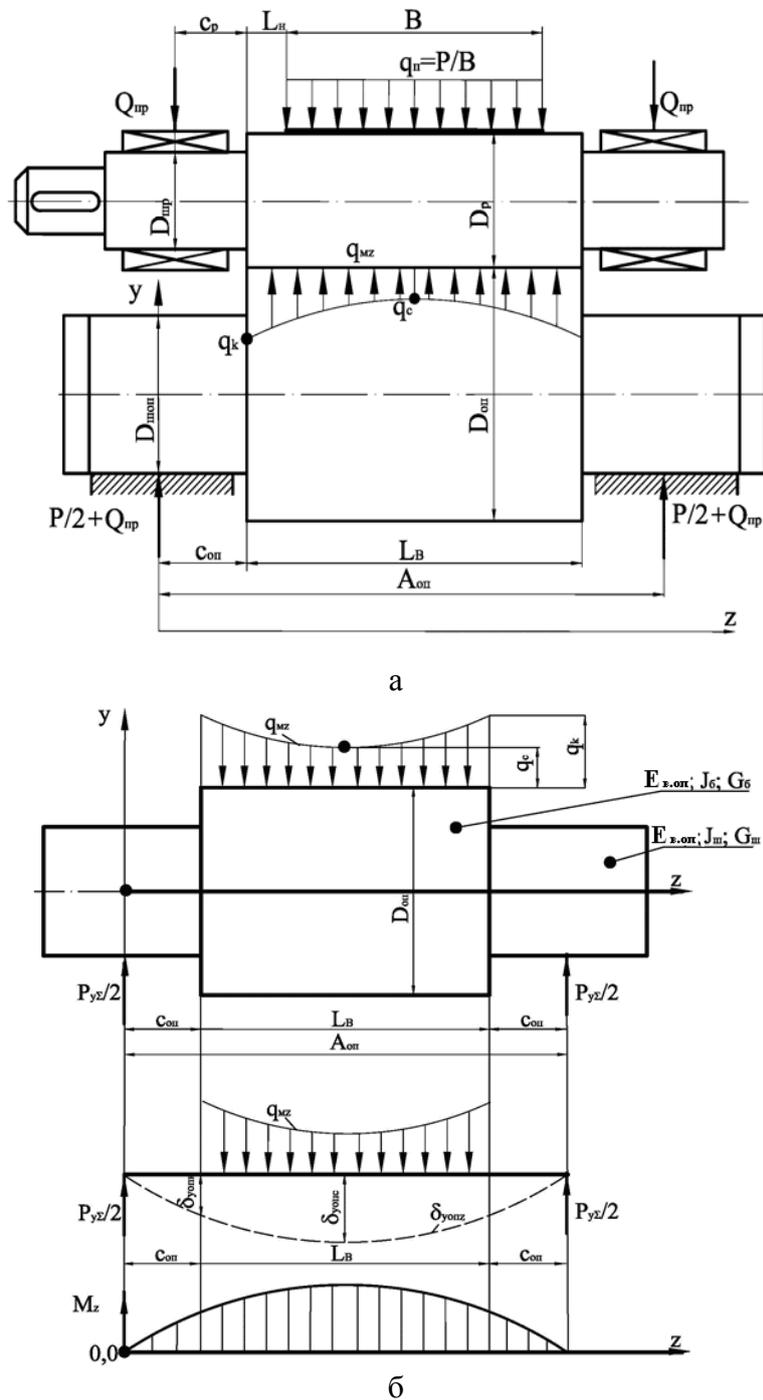


Рис. 1. Расчетная схема валкового узла (а) и опорного валка (б) четырехвалковой клетки

Степенной показатель a_q определяется из условия, что площадь эпюры межвалковой погонной нагрузки, соответствующая половине длины бочки опорного валка, равна реакции опоры этого валка, т. е.:

$$\int_{c_{on}}^{A_{on}/2 - c_{on}} q_z dz = \int_{c_{on}}^{A_{on}/2 - c_{on}} (q_k + (q_c - q_k) \left(\frac{z - c_{on}}{A_{on}/2 - c_{on}} \right)^{a_q}) dz = \frac{P_{\Sigma y}}{2}, \quad (2)$$

где $P_{\Sigma y} = P/2 + Q_{np}$ – реакция опоры опорного вала (P – сила прокатки; Q_{np} – сила принудительного изгиба рабочих валков).

После соответствующих математических преобразований получается:

$$a_q = \frac{q_c - q_k}{P_{\Sigma y} / L_6 - q_k} - 1, \quad (3)$$

где L_6 – длина бочки опорного вала.

Сила прокатки может быть определена на основе численной одномерной математической модели, подробно описанной авторами работы [8]. При этом межвалковая погонная нагрузка на краю и посередине бочки опорного вала определяется на основании обобщенных экспериментальных данных В. П. Полухина [6, 7], полученных поляризационно-оптическим методом:

$$q_k = a_0 + a_2; q_c = a_0, \quad (4)$$

где a_0, a_2 – вспомогательные параметры.

Параметры a_0 и a_2 рассчитываются в соответствии с рекомендациями авторов [6, 7] по следующим уравнениям:

$$a_0 = \frac{(8252 - 34\alpha)q_{мсп} - 13440B_0\alpha}{13440 + 29\alpha}, \quad (5)$$

$$a_2 = 3(q_{мсп} - a_0), \quad (6)$$

$$q_{мсп} = P / L_6 + 2Q_{np} / L_6, \quad (7)$$

$$B_0 = \frac{P}{120L_6}(\beta_k^5 - \beta_n^5) - \frac{P}{96L_6}(\beta_k - \beta_n) - \frac{P}{24L_6}(0,5 - \beta_n)^4 + \frac{Q_{np}c_p}{48L_6^2}, \quad (8)$$

$$\alpha = \frac{1 - \omega_{в.р}^2}{1 - \omega_{в.он}^2} \frac{E_{в.он}}{E_{в.р}} \left[\left(878 \frac{A_{он}L_6}{D_{он}^2} + 1480 \right) \left(\frac{D_p}{D_{он}} \right)^2 - \left(1440 \frac{A_{он}L_6}{D_{он}^2} + 2350 \right) \frac{D_p}{D_{он}} + \left(618 \frac{A_{он}}{D_{он}^2} + 885 \right) \right], \quad (9)$$

где $q_{мсп}$ – усредненная межвалковая погонная нагрузка;

B_0 – параметр, учитывающий влияние положения прокатываемой полосы в рабочих валках, а также силы их принудительного изгиба и силы прокатки;

α – показатель гибкости, характеризующий геометрические размеры вала и его жесткость;

$\beta_n = L_n/L_6$ – приведенное расстояние от края бочки рабочего вала до начала распределенной нагрузки (L_n – абсолютное расстояние от края бочки рабочего вала до начала распределенной нагрузки);

$\beta_k = (L_n + B)/L_6$ – то же, до конца распределенной нагрузки (B – ширина прокатываемой полосы);

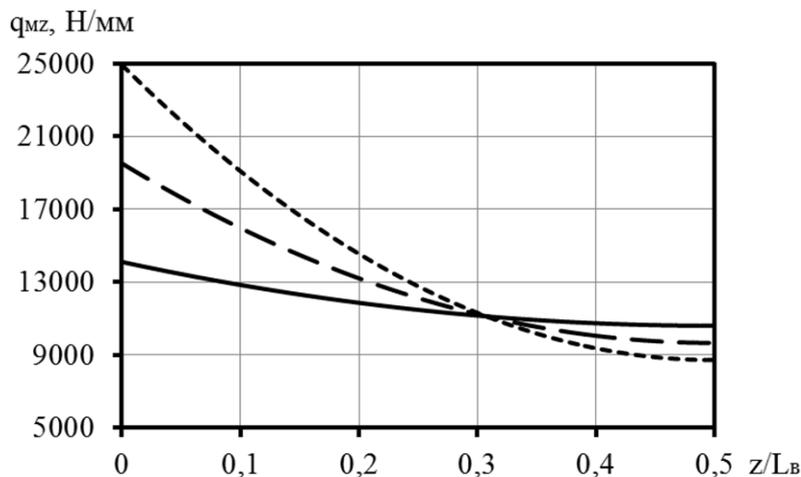
c_p – плечо приложения силы принудительного изгиба рабочих валков;

$\omega_{в.р}, \omega_{в.он}$ – соответственно коэффициенты Пуассона материала рабочих и опорных валков;

$E_{в.р}, E_{в.он}$ – соответственно модули упругости материала рабочих и опорных валков;

$D_p, D_{он}$ – соответственно диаметры рабочих и опорных валков.

На рис. 2 представлены расчетные распределения межвалковой погонной нагрузки, полученные при разных значениях силы принудительного изгиба рабочих валков с использованием представленных выше формул (1)–(9).



$P = 20$ МН, $B = 1500$ мм, $L_6 = 1700$ мм, $D_p = 700$ мм, $D_{on} = 1300$ мм;
 (—) — $Q_{np} = 0$; (---) — $Q_{np} = 0,1P$; (- - -) — $Q_{np} = 0,2P$

Рис. 2. Расчетные распределения межвалковой погонной нагрузки, полученные в зависимости от силы принудительного изгиба рабочих валков

Из рис. 2 следует, что полученные на основе предложенного выше аналитического описания (1) кривые достаточно хорошо согласуются с экспериментальными данными В. П. Полухина [6, 7], а влияние силы принудительного изгиба рабочих валков на характер распределения межвалковой погонной нагрузки является довольно существенным и поэтому должно быть обязательно учтено при определении упругих деформаций опорных валков клеток «кварто» листовых станов.

Наиболее теоретически строгое определение прогибов осей опорных валков четырехвалковых клеток возможно при условии использования теоремы Кастильяно, учитывающей влияние изгибающих моментов и поперечных (перерезывающих) сил [9]. При этом суммарный прогиб оси опорного вала в любом сечении на расстоянии z от опоры будет равен:

$$\delta_{yonz} = \delta_{yonz1} + \delta_{yonz2}, \quad (10)$$

где δ_{yonz1} – прогиб от действия изгибающих моментов;

δ_{yonz2} – прогиб от действия поперечных сил.

Составляющие суммарного прогиба оси опорного вала определяются, исходя из следующих уравнений [5, 6, 9]:

$$\delta_{yonz1} = \frac{1}{E_{6,on}J} \int M_z \frac{\partial M_z}{\partial P_\phi} dz; \quad \delta_{yonz2} = \frac{1}{G_{6,on}F} \int Q_z \frac{\partial Q_z}{\partial P_\phi} dz, \quad (11)$$

где $G_{6,on}$ – модуль сдвига материала опорных валков;

J и F – соответственно момент инерции рассматриваемого сечения вала и площадь этого сечения;

M_z – изгибающий момент;

P_ϕ – фиктивная сосредоточенная нагрузка в месте определения прогиба, соответствующая этому прогибу;

Q_z – перерезывающая сила.

В соответствии с рекомендациями авторов работ [5, 6] формулы (11) несколько упрощаются и приводятся к виду:

$$\delta_{yonz1} = \frac{1}{2E_{\epsilon.on}J} \int M_z z dz; \quad \delta_{yonz2} = \frac{1}{2G_{\epsilon.on}F} \int Q_z dz. \quad (12)$$

Изгибающий момент и перерезывающая сила, которые действуют при нагрузке (межвалковом давлении), распределенной неравномерно по длине бочки опорного вала, определяются с учетом общеизвестных математических преобразований [10] по ниже следующим формулам:

$$M_z = \int_{c_{on}}^z q_z dz \left(\frac{z+c_{on}}{2} \right) = \frac{1}{2} (z^2 - c_{on}^2) \left(q_k + \frac{(q_c - q_k)(z - c_{on})^{a_q}}{(a_q + 1) \left(\frac{A_{on}}{2} - c_{on} \right)^{a_q}} \right), \quad (13)$$

$$Q_z = \int_{c_{on}}^z q_z dz = q_k (z - c_{on}) + \frac{(q_c - q_k)(z - c_{on})^{a_q + 1}}{(a_q + 1) \left(\frac{A_{on}}{2} - c_{on} \right)^{a_q}}. \quad (14)$$

Принимая во внимание представленную выше расчетную схему опорного вала клетки «кварто» (рис. 1), в уравнениях (13) и (14) устанавливаются пределы интегрирования, в результате чего получается:

$$\delta_{yonz1} = \frac{1}{2E_{\epsilon.on}J_{uu}} \int_0^{c_{on}} \frac{P_{\Sigma y}}{2} z^2 dz + \frac{1}{2E_{\epsilon.on}J_{\bar{o}}} \int_{c_{on}}^z \left(\frac{P_{\Sigma y}}{2} z - \frac{1}{2} (z^2 - c_{on}^2) \left(q_k + \frac{(q_c - q_k)(z - c_{on})^{a_q}}{(a_q + 1) \left(\frac{A_{on}}{2} - c_{on} \right)^{a_q}} \right) \right) z dz, \quad (15)$$

$$\delta_{yonz2} = \frac{1}{2G_{\epsilon.on}F_{uu}} \int_0^{c_{on}} \frac{P_{\Sigma y}}{2} dz + \frac{1}{2G_{\epsilon.on}F_{\bar{o}}} \int_{c_{on}}^z \left(\frac{P_{\Sigma y}}{2} - q_k (z - c_{on}) - \frac{(q_c - q_k)(z - c_{on})^{a_q + 1}}{(a_q + 1) \left(\frac{A_{on}}{2} - c_{on} \right)^{a_q}} \right) dz, \quad (16)$$

где $J_{uu} = \pi D_{uon}^4 / 64$ – момент инерции сечения шейки опорного вала (D_{uon} – диаметр шейки опорного вала);

$J_{\bar{o}} = \pi D_{on}^4 / 64$ – момент инерции сечения бочки опорного вала;

$F_{uu}, F_{\bar{o}}$ – соответственно площади поперечного сечения шейки и бочки опорного вала.

После соответствующих математических преобразований формулы (15) и (16) приводятся к виду:

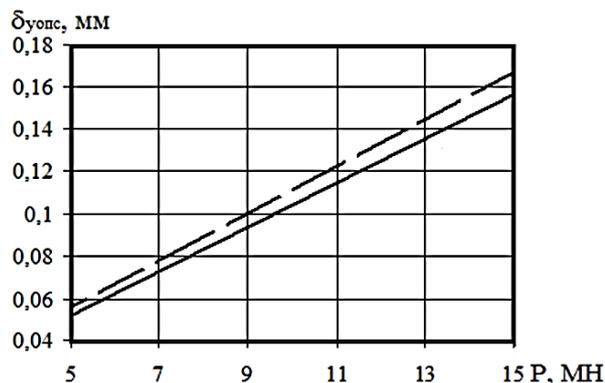
$$\delta_{yonz1} = \frac{P_{\Sigma y} c_{on}^3}{12E_{\epsilon.on}J_{uu}} + \frac{1}{48E_{\epsilon.on}J_{\bar{o}}} \left(4P_{\Sigma y} (z^3 - c_{on}^3) - 3q_k (z^4 - 2z^2 c_{on}^2 + c_{on}^4) - \frac{12(q_c - q_k)(z - c_{on})^{a_q + 2}}{(a_q + 1) \left(\frac{A_{on}}{2} - c_{on} \right)^{a_q}} \left(\frac{(z - c_{on})^2}{a_q + 4} + \frac{3c_{on}(z - c_{on})}{a_q + 3} + \frac{2c_{on}^2}{a_q + 2} \right) \right), \quad (17)$$

$$\delta_{yonz2} = \frac{P_{\Sigma y} c_{on}}{4G_{e.on} F_{uu}} + \frac{1}{4G_{e.on} F_{\delta}} \left(P_{\Sigma y} (z - c_{on}) - q_k (z - c_{on})^2 - \frac{2(q_c - q_k)(z - c_{on})^{a_q + 2}}{\left((a_q + 1)^2 + a_q + 1 \right) \left(\frac{A_{on}}{2} - c_{on} \right)^{a_q}} \right). \quad (18)$$

Уравнения (10), (17) и (18) могут быть использованы для расчета прогиба оси опорного вала клетки «кварто» в зависимости от текущей вдоль оси этого вала координаты z с учетом влияния неравномерности распределения межвалковой погонной нагрузки и сил принудительного изгиба рабочих валков. При $z = c_{on}$ $\delta_{yonz} = \delta_{yonk}$, а при $z = A_{on}/2$ $\delta_{yonz} = \delta_{yonc}$ (рис. 1, б). На рис. 3 в качестве примера представлена зависимость от силы прокатки прогиба оси опорного вала четырехвалковой клетки, рассчитанного по предложенной методике и методике А. И. Целикова [4–6]. При этом с целью обеспечения условий сопоставимости полученных в процессе математического моделирования результатов сила принудительного изгиба рабочих валков принята равной 0.

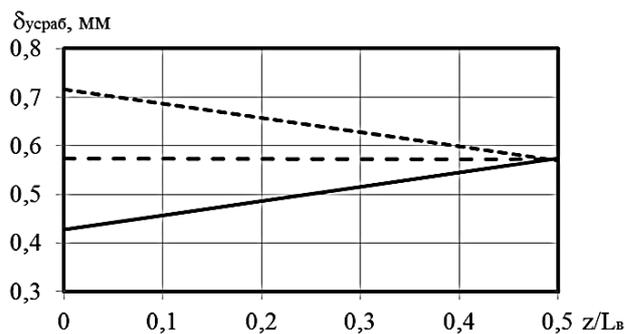
Из рис. 3 видно, что с увеличением силы прокатки упругая деформация опорных валков клетки «кварто» возрастает, что подтверждает адекватность полученных результатов. При этом использование предложенной методики в сравнении с методикой А. И. Целикова обеспечивает получение более высоких значений прогиба оси опорных валков во всем исследованном диапазоне изменения силы прокатки. Из рис. 3 также следует, что с увеличением силы прокатки влияние неравномерности распределения межвалковой погонной нагрузки на упругую деформацию опорных валков клеток «кварто» возрастает, что нужно учитывать в последующих расчетах.

В соответствии с данными работ [6, 7] характер распределения межвалковой погонной нагрузки влияет на неравномерность совместного упругого сжатия валков клеток «кварто», которая, в свою очередь, определяет разницу в прогибах опорных и рабочих валков этих клеток. С учетом выше сказанного и подхода автора [4] к расчету неравномерности совместного упругого сплющивания валков, на основе выведенных ранее уравнений были получены расчетные распределения прогиба оси рабочего вала по его длине, соответствующие различным значениям силы противоизгиба (рис. 4).



$$Q_{np} = 0, B = 1200 \text{ мм}, L_g = 1700 \text{ мм}, \\ D_p = 500 \text{ мм}, D_{on} = 1300 \text{ мм}$$

Рис. 3. Зависимость прогиба середины бочки опорного вала от силы прокатки, полученная на основе предложенной методики (---) и на основе методики А. И. Целикова (—)



$$B = 1500 \text{ мм}, L_g = 1700 \text{ мм}, D_p = 700 \text{ мм}, \\ D_{on} = 1300 \text{ мм}; \\ (—) - Q_{np} = 0; \quad (---) - Q_{np} = 0,1; \\ (- \cdot -) Q_{np} = 0,2$$

Рис. 4. Прогиб оси рабочего вала относительно края его бочки в зависимости от величины силы противоизгиба

Как видно из рис. 4, влияние силы противоизгиба рабочего вала на прогиб его оси относительно края бочки является достаточно существенным. При этом значение силы принудительного изгиба рабочих валков должно быть вполне определенным и соответствовать конкретным условиям прокатки. В рассматриваемом случае (рис. 4) минимальная поперечная разнотолщинность прокатываемых полос обеспечивается при силе противоизгиба рабочих валков, составляющей 10 % от силы прокатки.

ВЫВОДЫ

Выполнен критический анализ наиболее широко распространенных инженерных математических моделей напряженно-деформированного состояния валкового узла клетей «кварто» широкополосных станов. Предложено аналитическое выражение для определения межвалковой погонной нагрузки с учетом влияния сил принудительного изгиба рабочих валков. На основе теоремы Кастильяно разработана инженерная методика расчета упругих деформаций опорных валков, учитывающая неравномерность распределения межвалковой погонной нагрузки и принудительный изгиб рабочих валков. Дана сопоставительная оценка результатов, полученных с использованием разработанной инженерной методики и методики А. И. Целикова.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коновалов Ю. В. *Справочник прокатчика. Справочное издание в 2-х книгах. Книга 1. Производство горячекатаных листов и полос* / Ю. В. Коновалов. – М. : Теплотехник, 2008. – 640 с.
2. Коновалов Ю. В. *Справочник прокатчика. Справочное издание в 2-х книгах. Книга 2. Производство холоднокатаных листов и полос* / Ю. В. Коновалов. – М. : Теплотехник, 2008. – 669 с.
3. *Управление качеством тонколистового проката* / В. Л. Мазур, А. М. Сафьян, И. Ю. Приходько, А. И. Яценко. – К. : Техника, 1997. – 384 с.
4. Гарбер Э. А. *Производство проката : справочное издание. Том I. Книга 1. Производство холоднокатаных полос и листов (сортамент, теория, технология, оборудование)* / Э. А. Гарбер. – М. : Теплотехник, 2007. – 368 с.
5. Целиков А. И. *Теория продольной прокатки* / А. И. Целиков, Г. С. Никитин, С. Е. Рокотян. – М. : Металлургия, 1980. – 320 с.
6. *Машины и агрегаты металлургических заводов : учебник для вузов. В 3-х томах. Том 3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката* / [А. И. Целиков, П. И. Полухин, В. М. Гребенник и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Металлургия, 1988. – 600 с.
7. Полухин В. П. *Математическое моделирование и расчет на ЭВМ листовых прокатных станов* / В. П. Полухин. – М. : Металлургия, 1972. – 512 с.
8. *Развитие численных одномерных математических моделей напряженно-деформированного состояния металла при холодной прокатке относительно тонких полос* / А. В. Сатонин, А. Г. Присяжный, А. М. Спасская, А. С. Чуруканов // *Обработка материалов давлением : сб. научн. тр.* – Краматорск : ДГМА, 2012. – № 2(31). – С. 62–68.
9. Александров А. В. *Сопrotивление материалов* / А. В. Александров, В. Д. Потапов, Б. П. Державин. – М. : Высшая школа, 2003. – 560 с.
10. Бронштейн И. Н. *Справочник по математике (для инженеров и учащихся вузов)* / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. – М. : Наука, 1981. – 720 с.

Сатонин А. В. – д-р техн. наук, проф. кафедры АММ ДГМА;

Настоящая С. С. – аспирант ДГМА;

Присяжный А. Г. – ст. преп. ПГТУ.

ДГМА – Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск.

ПГТУ – Приазовский государственный технический университет», г. Мариуполь.

E-mail: amm@dgma.donetsk.ua; andrejprisyazhnyj@yandex.ru