

сновок, що запропонована модель може використовуватися для прогнозування розподілу контактних напружень при тонколистовій прокатці.

**Висновки.** Відомі в теорії моделі тертя Кулона і Зібеля не дають достатньої точності при прогнозуванні розподілу контактних напружень при тонколистовій прокатці.

Розроблено модель тертя, яка дозволяє із задовільною точністю визначити теоретичні епюри нормального контактного напруження та напруження тертя, а також розрахувати середнє нормальне контактне напруження.

Описана залежність використовується як складова частина нової методики оцінки поздовжньої сталості процесу прокатки.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Грудев А.П. Теория прокатки: [учебник для вузов] / А.П.Грудев. – М.: Металлургия, 1988. – 240с.
2. Целиков А.И. Теория продольной прокатки / А.И.Целиков, Г.С.Никитин, С.Е.Роко-тян. – М.: Металлургия, 1980. – 320с.
3. Василев Я.Д. Теория поздовжньої прокатки / Я.Д.Василев, О.А.Мінаєв. – Донецьк: УНІТЕХ, 2009. – 488с.
4. Василев Я.Д. Определение контактных напряжений при тонколистовой прокатке / Я.Д.Василев, Д.В.Коноводов, А.В.Дементенко // Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні: тематичн. зб. наук. праць. – Краматорськ: ДДМА. – 2002. – С.277-283.
5. Максименко О.П. Оценка устойчивости процесса прокатки по эпюрам контактных напряжений / О.П.Максименко, Р.Я.Романюк // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2010. – №2. – С.110-114.
6. Максименко О.П. Анализ устойчивости процесса прокатки с учётом продольных сил / О.П.Максименко, Р.Я.Романюк, К.В.Романюк // Обработка материалов давлением: сб. науч. трудов. – Краматорськ: ДГМА. – 2011. – №1 (26). – С.154-159.
7. Клименко П.Л. Контактные напряжения при прокатке с технологической смазкой / П.Л.Клименко // Сучасні проблеми металургії. Наукові вісті. Т. 8. Пластична деформація металів. – Дніпропетровськ: “Системні технології”. – 2005. – С.44-49.

*Поступила в редколлегию 15.01.2013.*

УДК 621.771.0

МАКСИМЕНКО О.П., д.т.н., профессор  
ИЗМАЙЛОВА М.К., к.т.н., доцент  
ПИКУШ Р.В., магистр

Днепродзержинский государственный технический университет

### ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ДАВЛЕНИЯ ПРИ ПРОКАТКЕ С ОДНИМ ПРИВОДНЫМ ВАЛКОМ

**Введение.** Известно, что при прокатке с одним холостым валком в очаге деформации, наряду с зонами отставания и опережения, имеет место и смешанная зона [1], где удельные силы трения со стороны верхнего и нижнего валков направлены в разные стороны. Кроме того, опыты показывают, что углы захвата со стороны приводного и холостого валков неодинаковые. На приводном валке угол захвата несколько больше

по сравнению с холостым [2]. Необходимо также отметить, что схема напряженного состояния металла в рассматриваемом несимметричном процессе менее жесткая, чем при обычной прокатке. Поэтому усилие деформации в одинаковых геометрических условиях на 20...30% ниже [3]. Исследований по изучению контактных напряжений при прокатке с одним холостым валком недостаточно. Перечень работ, относящихся к анализу контактных напряжений, ограничивается сравнительно небольшим количеством [1, 3...5]. Пока не в полной мере изучено влияние различных факторов на распределение контактных напряжений и усилие деформации. В частности, не исследовано влияние условий трения в паре холостой валок – прокатываемый металл на распределение давления и силу прокатки. Не всегда принятые модели трения отражают реальные контактные условия.

**Постановка задачи.** Целью работы является получение модели распределения контактных напряжений при прокатке с одним холостым валком, учитывающей влияние условий трения в паре холостой валок – прокатываемый металл.

При выборе подходящей функции для описания распределения удельных сил трения в контакте металла с холостым валком исходили из работы [4], в которой предложена формула, основанная на принципе суперпозиции. Для этого авторы мысленно представили процесс пластической деформации полосы неприводным валком как осадку цилиндрическим бойком с одновременным фрикционным взаимодействием этой пары как упругих тел.

В конечном виде эта модель имеет вид:

$$t_{xx} = nk \sin \left[ 2 \left( \varphi - \frac{\alpha}{2} \right) \right] - f_{ш} \frac{r_{ш}}{R} p_{xx}, \quad (1)$$

где  $n$  – численный коэффициент, учитывающий условия трения на контакте холостого вала с металлом (наличие окалины, шероховатость, температуру, скорость скольжения и др.);

$k$  – сопротивление деформации деформируемого металла чистому сдвигу;

$\varphi$  – текущий угол захвата;

$f_{ш}$  – коэффициент трения между шейкой холостого вала и вкладышем подшипника;

$r_{ш}$  – радиус шейки холостого вала;

$R$  – радиус вала;

$p_{xx}$  – нормальное давление на контакте холостого вала с металлом.

Модель трения между приводным валком и полосой приняты в виде закона Амонтона-Кулона

$$t_{xn} = f \cdot p_{xn}. \quad (2)$$

При решении задачи о распределении нормальных давлений в случае прокатки с одним неприводным валком исходили из того, что деформация является плоской. Продольные нормальные напряжения  $\sigma_x$  изменяются по длине очага деформации, а также по высоте выделенных сечений. Удельные силы трения на холостом валке  $t_{xx}$  распределяются в соответствии с (1), а на приводном – с (2). Пусть оси координат направлены так, как показано на рис.1.

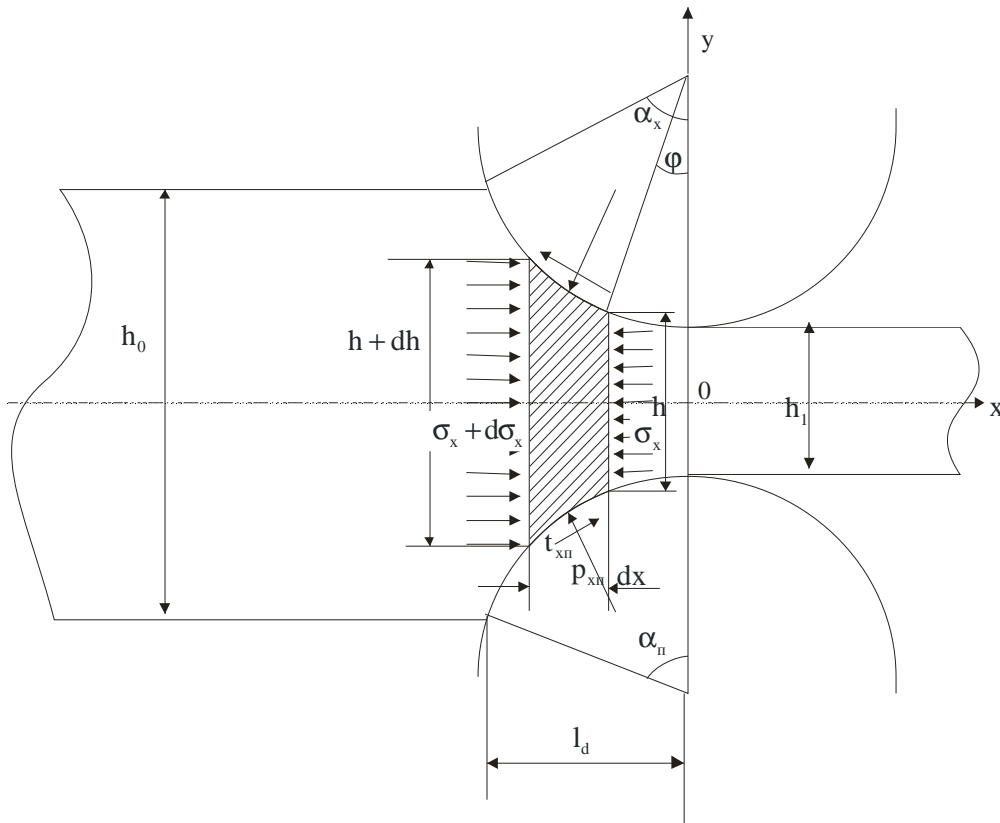


Рисунок 1 – Схема очага деформации и напряженное состояние выделенного элемента

Составим условие равновесия выделенного элемента металла:

$$\begin{aligned}
 & - p_{xx} \sin \varphi \frac{dx}{\cos \varphi} b - p_{xn} \sin \varphi \frac{dx}{\cos \varphi} b \pm t_{xn} \cos \varphi \frac{dx}{\cos \varphi} + \\
 & + \int_{\frac{h+dh}{2}}^{\frac{h}{2}} (\sigma_x + d\sigma_x) dy - \int_{\frac{h+dh}{2}}^{\frac{h}{2}} \sigma_x dy = 0.
 \end{aligned} \tag{3}$$

Примем, что  $\sigma_x = z_x + bxy$ , причем  $z_x$  является только функцией оси  $x$ , а  $b$  – постоянный коэффициент. Тогда

$$d\sigma_x = dz_x + bxdy + bydx.$$

Можно показать, что разность интегралов в выражении (3) с достаточной точностью равна:

$$z_x dh + dz_x h.$$

Подставляя это значение в (3) и группируя члены этого уравнения, имеем:

$$-(p_{xx} + p_{xn}) \operatorname{tg} \varphi dx + (t_{xx} + t_{xn}) dx + z_x dh + h dz_x = 0. \tag{4}$$

С учетом уравнений пластичности

$$p_{xx} = z_{xx} + bx \frac{h}{2} - 2\sqrt{k^2 - t_{xx}^2};$$

$$p_{xn} = z_{xn} + bx \frac{h}{2} - 2\sqrt{k^2 - t_{xn}^2}$$

и переходя к единому аргументу  $\varphi$ , выражение (4) принимает вид:

$$dz = \frac{2R\varphi d\varphi \left[ \sqrt{k^2 - t_{xx}^2} + \sqrt{k^2 - t_{xn}^2} - (t_{xx} \pm t_{xn}) \frac{1}{2\varphi} \right]}{h_1 + R\varphi^2}. \quad (5)$$

Последнее уравнение решали методом Рунге-Кутты. При этом принимали, что в сечении выхода из очага деформации напряжение  $\sigma_x = 0$ . Кроме того, принимали, что на входе в очаг деформации сумма продольных напряжений  $\sigma_x$  также равна нулю. В этом же сечении давление на приводном валке  $p_{xn} = \beta \cdot 2k$  ( $\beta$  – постоянный коэффициент для данных условий прокатки), что позволило получить начальное значение  $b_1$ :

$$b_1 = -2 \left[ \beta - \sqrt{1 - (2f\beta)^2} \right] \frac{2k}{l_d h_0}.$$

Угол нейтрального сечения на приводном валке рассчитывали в соответствии с [5]

$$\gamma_n = \frac{\alpha}{2} \left( 1 - \frac{\alpha + f_{iu} \frac{r_{iu}}{R}}{f_y} \right).$$

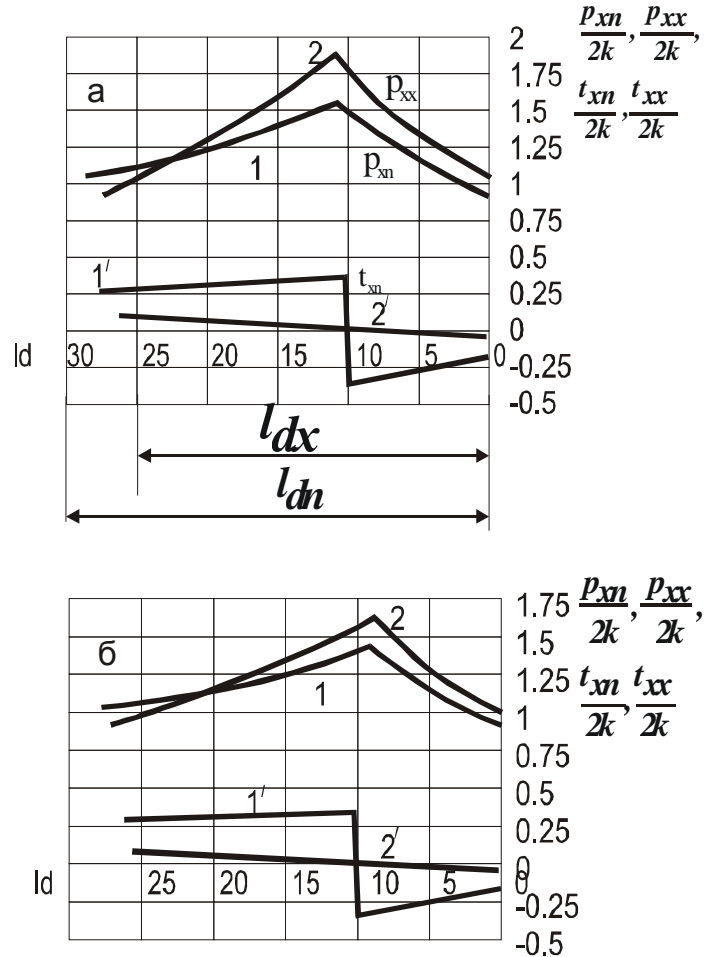
Варьируя значениями  $\beta$ ,  $\alpha_x$ ,  $\alpha_n$  и  $n$ , добивались того, чтобы сумма горизонтальных проекций контактных сил равнялась нулю, а полные силы прокатки со стороны приводного и холостого валков были равны между собой. При определении углов захвата  $\alpha_x$  и  $\alpha_n$  учитывали, что

$$\frac{R\alpha_x^2}{2} + \frac{R\alpha_n^2}{2} = \Delta h.$$

Расчет контактных напряжений начинали от сечения выхода металла из валков. При определении функции  $z$  в данном сечении в формулу (5) подставляли значения  $t_{xx}$  и  $t_{xn}$ , полученные для предыдущего сечения.

**Результаты работы.** Расчет контактных напряжений выполняли для условий, приближенных к практическим случаям прокатки. Так, начальная толщина полосы была равной 5,8 мм, обжатие  $\Delta h = 1,8$  мм, радиус валков  $R = 420$  мм. Коэффициент трения на приводном валке при установившемся процессе прокатки принимали равным  $f_y = 0,25$ . При изучении влияния условий трения в этом контакте на характер распределения нормального давления он принимался равным 0,3; 0,2; 0,15. Трение в паре шейка холостого валка – вкладыш подшипника принимали  $f_{iu} = 0,01$  и  $f_{un} = 0,015$ .

На графиках рис.2 показано влияние коэффициента трения  $f_y$  на распределение контактных напряжений. Как видно, коэффициент трения  $f_y$  оказывает существенное влияние на распределение нормального давления как на приводном, так и на холостом валках.



1 и 2 – распределение давлений на приводном и холостом валках;  
 1' и 2' – распределение удельных сил трения на приводном и холостом валках;

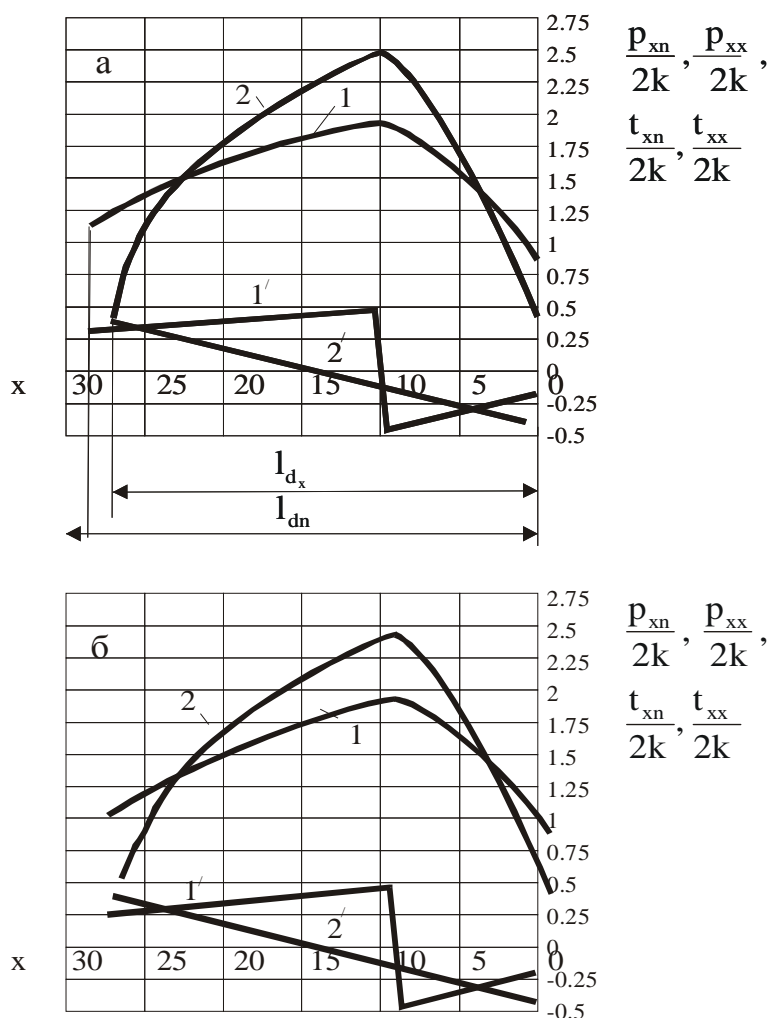
$$а - f_y = 0,25; \quad б - f_y = 0,2$$

Рисунок 2 – Влияние условий трения на приводном валке на распределение нормальных давлений

При  $f_y = 0,25$  радиальное давление в контакте металла с холостым валком вблизи входа в очаг деформации меньше сопротивления деформации, следовательно, на указанном участке очага деформации действуют продольные нормальные растягивающие напряжения  $\sigma_x$ . Такая же картина наблюдается и на приводном валке, но со стороны выхода металла из клетки. При уменьшении  $f_y$  снижаются значения как  $\frac{P_{xn}}{2k}$ , так и  $\frac{P_{xx}}{2k}$ , причем уменьшается различие в распределении этих давлений в очаге деформации, а также исчезает зона действия растягивающих напряжений  $\sigma_x$ . Угол захвата

на приводном валке несколько больше, чем на холостом. Коэффициент трения  $f_y$  также влияет и на соотношение этих углов. Следует также отметить, что в указанных условиях прокатки удельные силы трения на холостом валке слабо развиты и вся контактная область представляет собой зону прилипания. Максимум нормальных давлений на обоих валках практически совпадает.

На графиках рис.3 приведена эпюра распределения контактных напряжений при разных условиях трения в шейке холостого валка. С увеличением коэффициента трения  $f_{ш}$  слабо возрастает давление  $p_{xx}$ , что ведет к некоторому увеличению угла захвата на приводном валке. Как видно из приведенных графиков, увеличение коэффициента трения  $f_{ш}$  в 2 раза увеличивает среднее давление на холостом валке в 1,0074 раза, на приводном – в 1,008 раз при  $f_y = 0,25$ .



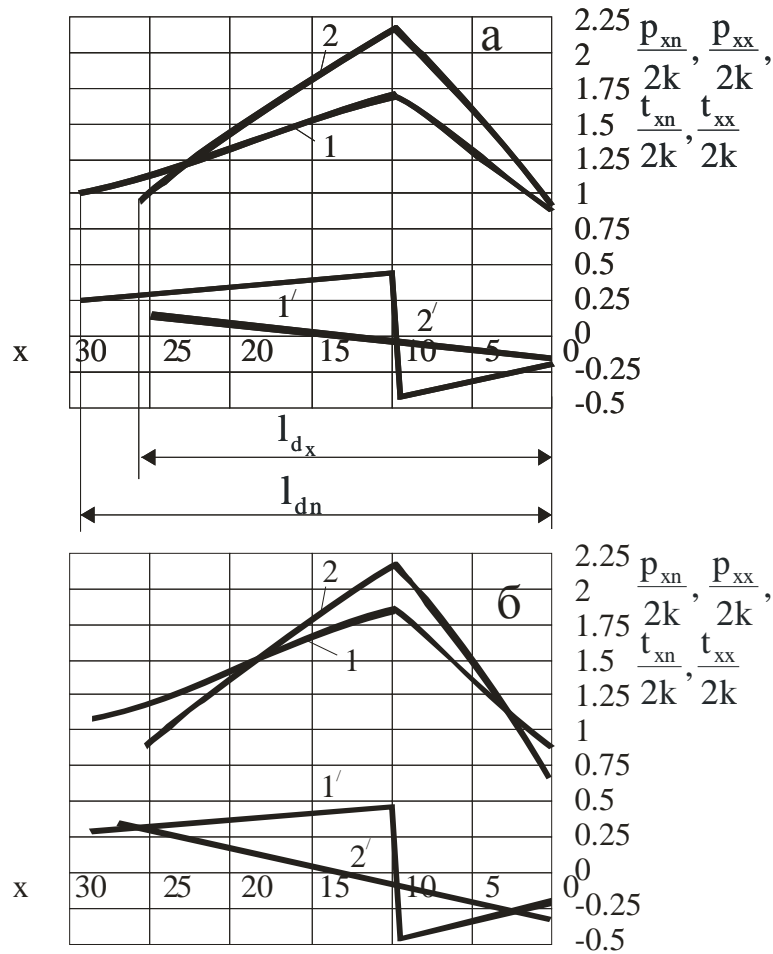
1 и 2 – нормальное давление на приводном и холостом валках;  
1' и 2' – удельные силы трения на приводном и холостом валках;

а –  $f_w=0,01$ ; б –  $f_w=0,02$

Рисунок 3 – Влияние условий трения в шейке холостого валка на контактные напряжения при  $f_y=0,25$

Как видно, существенное изменение условий трения в контактной паре холостого валка и вкладыша подшипника вряд ли приведет к большому изменению энергосиловых параметров прокатки, тем более, что уровень изменения  $f_{и}$  на порядок ниже по сравнению с  $f_y$  при установившемся процессе прокатки.

Напомним, что в выражении (1) коэффициент  $n$  определяет условия трения на контакте холостого валка с металлом. С увеличением  $n$  условия трения в этом контакте становятся более жесткими, например, с увеличением шероховатости поверхности холостого валка коэффициент  $n$  возрастает. На графиках рис.4 показано влияние коэффициента  $n$  на распределение давления на холостом и приводном валках.



1 и 2 – распределение нормального давления на приводном и холостом валках;  
1' и 2' – распределение удельных сил трения на приводном и холостом валках;

а –  $n = 6$ ; б –  $n = 10,79$

Рисунок 4 – Влияние условий трения в контакте холостого валка с металлом на распределение нормальных давлений

Как видно, при ужесточении условий трения на контакте холостого валка с металлом давление в очаге деформации существенно возрастает.

**Выводы.** Таким образом, разработана методика исследования контактных напряжений при прокатке с одним неприводным валком. Она позволяет прогнозировать влияние сил трения и других параметров на энергосиловые параметры. В частности, эта

методика позволяет оценить целесообразность применения технологической смазки в контакте холостого валка с металлом. Анализ графиков рис.4 показывает, что уменьшение трения в этом контакте способствует снижению энергозатрат при ведении прокатки. Поэтому с точки зрения экономии энергоресурсов при прокатке с одним приводным валком необходимо использовать любые средства, обеспечивающие максимально возможное уменьшение трения при контакте холостого валка с металлом. Тем более, что силы трения в этом контакте отрицательно влияют на захватывающую способность валков.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Королев А.А. Новые исследования деформации металла при прокатке /А.А.Королев. – М.: Машгиз, 1953. – 267с.
2. Нефедов А.А. Особенности захвата и установившегося процесса прокатки на станах с одним приводным валком / А.А.Нефедов, Н.Ф.Калюжный, В.В.Байдуж // Теория прокатки: материалы Всесоюзной научно-технической конференции «Теоретические проблемы прокатного производства». – М.: Металлургия. – 1975. – С.213-216.
3. Королев А.А. О холодной прокатке с рассогласованием скорости валков / А.А.Королев // Сталь. – 1973. – № 10. – С.906-910.
4. Максименко О.П. Анализ контактных напряжений при прокатке с одним холостым валком /О.П.Максименко, В.В.Пыхтин // Сучасні проблеми металургії. Наукові вісті. Том 5. Пластична деформація металів. – Дніпропетровськ: Системні технології. – 2002. – С.147-151.
5. Чекмарев А.П. Теория продольной прокатки / А.П.Чекмарев, А.А.Нефедов, В.А.Николаев. – Харьков: Изд. Харьковского университета, 1965. – 212с.

*Поступила в редколлегию 21.01.2013.*