

В. А. Николаев /д. т. н./, С. А. Васильев,  
А. Г. Васильев

Запорожская государственная инженерная  
академия, г. Запорожье, Украина  
e-mail: uanva@i.ua; svasiliev333@gmail.com;  
vasiliev4569@gmail.com

## Потери на трение скольжения на межвалковом контакте клетки кварто

V. A. Nikolaev /Dr. Sci. (Tech.)/, S. O. Vasyliiev,  
A. G. Vasil'ev

Zaporozhye State Engineering Academy,  
Zaporozhye, Ukraine  
e-mail: uanva@i.ua; svasiliev333@gmail.com;  
vasiliev4569@gmail.com

## Losses due to sliding friction at the interval contact of the quarto cell

**Цель.** Исследование потерь на трение на межвалковом контакте между рабочим и опорным валками применительно к клетке кварто с целью уточнения расчета коэффициента плеча момента в очаге деформации.

**Методика.** Лабораторные исследования на прокатном стане с диаметром валков 100 мм при прокатке алюминиевых образцов без смазки и со смазкой с замером энергосиловых параметров прокатки и теоретическими расчетами технологических параметров.

**Результаты.** Лабораторные исследования показали, что при силовом взаимодействии вращающихся приводного и холостого (опорного) валков на межвалковом контакте возникает трение скольжения, обусловленное сопротивлением вращению в подшипниках холостого валка и наличием скольжения на межвалковом контакте. При небольших условных скоростях скольжения на межвалковом контакте ( $v < 0,001 \text{ с}^{-1}$ ) коэффициент трения на сухих валках составляет  $f_c = 0,017 \dots 0,032$ . Применение технологической смазки способствует значительному снижению коэффициента трения (до  $f_c = 0,008 \dots 0,014$ ), то есть затраты на трение на межвалковом контакте снижаются более чем в 2 раза. При теоретическом определении крутящего момента прокатки следует учитывать потери на трение на межвалковом контакте. Даны рекомендации для определения крутящего момента при прокатке в валках при наличии упругих деформаций валков и полосы.

**Научная новизна.** Получены новые данные по затратам на трение скольжения в контакте рабочего и опорного валков, позволяющие усовершенствовать методику расчета мощности главного привода.

**Практическая значимость.** Определение крутящего момента прокатки с учетом потерь на трение на межвалковом контакте позволит повысить точность расчета мощности главного привода. (Ил. 3. Табл. 2. Библиогр.: 11 назв.)

**Ключевые слова:** межвалковый контакт, скорость скольжения, коэффициент трения, крутящий момент, прокатка, смазка, валки.

**Постановка проблемы.** Статический крутящий момент  $M_{\text{пр}}$  на одном рабочем валке клетки кварто, передаваемый от очага деформации на вал главного привода, включает следующие составляющие [1–4]:

$$M_{\text{пр}} = M_{\text{д}} + M_{\text{с}} + M_{\text{тш}} + M_{\text{тт}} + M_{\text{хх}}, \quad (1)$$

где  $M_{\text{д}}$  – крутящий момент, необходимый для совершения пластической деформации металла в валках;  $M_{\text{с}}$  – крутящий момент, необходимый для преодоления трения скольжения на межвалковом контакте;  $M_{\text{тш}}$  – крутящий момент, необходимый на преодоление трения в шейках опорных валков;  $M_{\text{тт}}$  – крутящий момент, необходимый на пре-

одоление трения в деталях главной линии стана;  $M_{\text{хх}}$  – крутящий момент холостого хода.

Составляющие  $M_{\text{д}}$ ,  $M_{\text{тш}}$  и  $M_{\text{тт}}$  рассчитывают по известным формулам [1; 2], а момент  $M_{\text{хх}}$  для клеток кварто принимают равным  $M_{\text{хх}} = 5 \dots 10 \%$  от номинального момента [1; 2].

Как следует, в формуле (1) учитывается доля энергозатрат в клетке кварто на преодоление сил трения на контакте рабочего и опорного валков. Так, по данным [4; 5] для широкополосных станов доля крутящего момента на преодоление сил трения на межвалковом контакте, в зависимости от условий деформации, составляет 10...50 % от общего момента. При

этом коэффициент трения скольжения на межвалковом контакте при наличии технологической смазки составляет  $f_c = 0,009...0,012$  [5; 6]. Эти значения коэффициента трения в большей степени соответствуют трению скольжения, но не трению качения на межвалковом контакте.

**Методика исследований. Изложение основного материала.** С целью дальнейшего изучения закономерностей условий контактного трения скольжения на межвалковом контакте выполнены дополнительные исследования на прокатном стане с диаметром валков  $D = 100$  мм (приводной нижний валок) и с диаметрами  $D_i = 99,1, 97,1$  и  $90$  мм (холостой верхний валок) [6]. Приводной валок имитирует рабочий валок клетки кварто, а холостой валок – опорный валок. Диаметр шеек валков равен  $45$  мм. Условную скорость скольжения (при неизменном числе оборотов валков  $n = 60$  в минуту) определяли из формулы:

$$v_{СК} = \frac{D_i - D}{D}. \quad (2)$$

Холостой валок выполнен с буртиком в средней части валка шириной  $B_K = 20, 30, 50$  мм, что обеспечило разную длину межвалкового контакта.

Исследования выполняли на сухих и смазанных маслом ИС-12 при силе прижатия валков  $P = 4...21,6$  кН и моменте прокатки на шейке приводного валка  $M_{ш} = 4,3...33,19$  Н·м. Силу прокатки и крутящий момент на шпинделе измеряли с использованием тензометрической аппаратуры.

Погонную нормальную силу и погонные крутящие моменты на межвалковом контакте рассчитывали по формулам:

$$q = \frac{P}{B_K}; m_{ш} = \frac{M_{ш}}{B_K}; m_C = \frac{M_C}{B_K}, \quad (3)$$

а коэффициент трения по формуле:

$$f_c = \frac{M_{ш} - M_{ТШ}}{R \cdot P} = \frac{M_C}{R \cdot P}, \quad (4)$$

где  $M_C$  – крутящий момент трения скольжения на межвалковом контакте;  $M_{ш}$  – крутящий момент на шейке приводного валка;  $R$  – радиус приводного валка.

Крутящий момент трения в шейках приводного и холостого валков равного диаметра, равен:

$$M_{ТШ} = 2\mu \cdot r \cdot P, \quad (5)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения в подшипниках качения ( $\mu = 0,004$ );  $r$  – радиус шейки валка ( $r = 22,5$  мм).

Опытные данные представлены в табл. 1 и на рис. 1–3.

Известно, что моделирование цилиндрических рабочих и опорных валков не требует жесткой привязки к натуре [7], и поэтому полученные в лабораторных условиях данные могут быть перенесены на промышленные станы.

Для одинаковых значений силы забоя величина крутящего момента при контактировании сухих валков существенно выше, чем при наличии технологической смазки. Увеличение силы забоя в процессе вращения валков приводит к соответствующему увеличению крутящего момента на шейке приводного валка.

Таблица 1

Экспериментальные и расчетные параметры на контакте приводного и холостого валков на стане 100, смазка ИС-12

$\frac{D_{хол}}{D_{прив}}$	$\Delta D$ , Мм	$B_K$ , мм	$P$ , кН	$M_{ш}$ , Н·м	$M_C$ , Н·м	$f_c$	$q$ , Н/мм	Погонные моменты, Нм/мм	
								$m_{ш}$	$m_c$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
$\frac{99,1}{100,0}$	0,9	50	4,0	4,3	3,6	0,018	80	0,09	0,07
			10,3	6,8	4,9	0,010	206	0,14	0,10
			17,8	9,0	5,8	0,007	356	0,18	0,12
			21,6	13,3	9,4	0,009	432	0,27	0,19
$\frac{97,1}{100,0}$	2,9	50	5,8	6,8	5,8	0,020	116	0,14	0,12
			11,2	13,0	11,0	0,020	224	0,26	0,22
			17,0	14,3	11,2	0,013	340	0,29	0,23
			20,8	19,4	15,7	0,015	416	0,39	0,31
$\frac{90,0}{100,0}$	10,0	50	5,2	5,3	4,4	0,017	104	0,11	0,09
			10,3	12,0	10,2	0,020	206	0,24	0,20
			16,0	26,4	23,5	0,029	320	0,53	0,47
			19,7	30,5	26,9	0,027	394	0,61	0,54
$\frac{99,1}{100,0}$	0,9	30	5,2	3,8	2,9	0,011	173	0,13	0,09
			12,2	6,3	4,1	0,007	407	0,21	0,14
			16,9	12,7	9,7	0,011	563	0,42	0,32
			21,6	15,8	11,9	0,011	720	0,53	0,40
$\frac{97,1}{100,0}$	2,9	30	6,6	4,3	3,1	0,009	220	0,14	0,10
			12,2	9,0	6,8	0,011	407	0,30	0,23
			16,0	15,8	12,9	0,016	533	0,53	0,43
			20,8	20,8	17,1	0,016	693	0,69	0,57
$\frac{90,0}{100,0}$	10,0	30	6,3	5,8	4,7	0,015	210	0,19	0,15
			11,2	13,3	11,3	0,020	373	0,44	0,38
			15,5	24,2	21,4	0,028	517	0,80	0,71
			21,0	35,0	31,2	0,030	700	1,17	1,04
$\frac{99,1}{100,0}$	0,9	20	6,3	5,8	4,7	0,015	315	0,29	0,23
			12,6	11,2	8,9	0,014	630	0,56	0,45
			16,0	17,8	14,9	0,019	800	0,89	0,75
			20,8	28,5	24,8	0,024	1040	1,43	1,24
$\frac{97,1}{100,0}$	2,9	20	6,6	7,0	5,8	0,018	330	0,35	0,29
			13,3	13,3	10,9	0,016	665	0,67	0,54
			20,2	22,0	18,4	0,018	1010	1,10	0,92
			23,5	31,0	26,8	0,023	1175	1,55	1,34
$\frac{90,0}{100,0}$	10,0	20	5,3	7,0	6,1	0,023	265	0,35	0,30
			12,2	17,8	15,6	0,026	610	0,89	0,78
			15,5	26,3	23,5	0,030	775	1,32	1,17
			21,6	33,0	29,1	0,027	1080	1,65	1,45

Анализ опытных данных показывает, что крутящий момент на преодоление трения скольжения на межвалковом контакте обусловлен влиянием всех переменных параметров: скорости скольжения, погонной силы и наличия технологической смазки.

Как следует из рис. 1, с увеличением погонной силы (при  $q > 300$  Н/мм) величины погонных крутящих моментов  $m_{ш}$  и  $m_c$  практически линейно возрастают, что обусловлено повышением силы трения в подшипниках опорных валков и на межвалковом контакте.

Во всем диапазоне изменения погонной силы  $q$  имеем:

$$\frac{m_c}{m_{ш}} = 0,65...0,88.$$

Появление момента скольжения  $M_c$  на межвалковом контакте обусловлено, в том числе, сопротивлением вращению холостого валка вследствие наличия сил трения в опорных подшипниках качения, что приводит к уменьшению его окружной скорости против величины окружной скорости приводного валка.

Возникающее при этом контактное скольжение приводит к появлению контактных касательных напряжений, величина которых обусловлена силой взаимного прижатия валков и состоянием их контактных поверхностей. При этом, как показывают исследования, взаимное рассогласование валков в определенной степени зависит и от разности их диаметров [6].

Поэтому в первом приближении величину условной скорости скольжения оценивали выражением (2). Очевидно, фактическая скорость скольжения будет меньше, и она не будет существенно превышать значений  $v_{ск} = 0,002$  [5].

При условных относительных скоростях скольжения в пределах  $v_{ск} = 0...10$  % (рис. 2) коэффициент трения на сухих валках изменяется в пределах  $f_c = 0,017...0,032$  до  $f_c = 0,033...0,043$ , а на смазанных – в пределах  $f_c = 0,008...0,014$  до  $f_c = 0,026...0,030$ . То есть применение технологической смазки позволяет существенно уменьшить коэффициент трения на межвалковом контакте приводного и холостого валков. Полученные результаты подтверждают целесообразность прокатки полос в клетях кварто на широкополосных станах с подачей на валки технологической смазки, наличие которой, по практическим данным, обеспечивает снижение нагрузки на главный привод на 2...16 % [8; 10].

Для условий работы клетей промышленных станов средняя скорость скольжения определяется не только разностью диаметров рабочего и опорного (холостого) валка по их длине (за счет профилировки и неравномерного износа их бо-

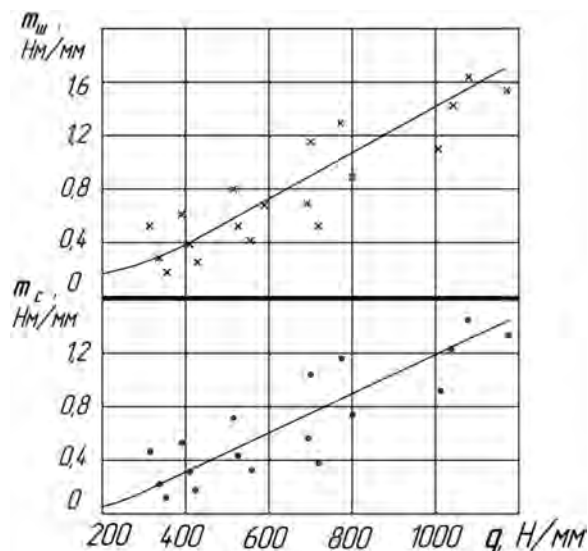


Рис. 1. Изменение погонных крутящих моментов в зависимости от погонной нормальной силы при наличии смазки ИС-12

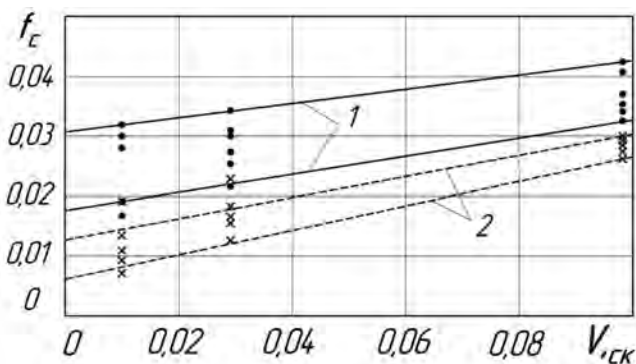


Рис. 2. Изменение коэффициента трения скольжения в зависимости от относительной условной скорости скольжения на межвалковом контакте при: 1 – сухие валки (при  $P \geq 14,2$  кН); 2 – поверхность валков смазана маслом ИС-12 (при  $P \geq 15,5$  кН); окружная скорость приводного валка  $v = 0,31$  м/с

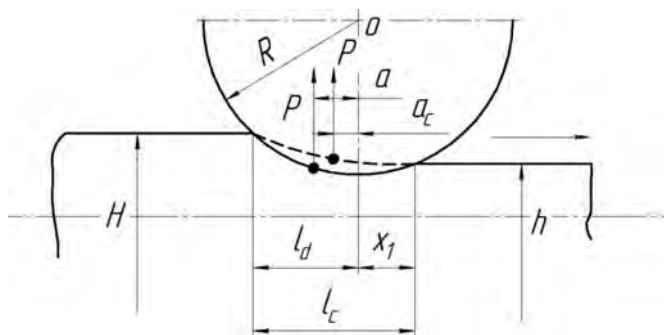


Рис. 3. Схема очага деформации

чек), но и существенной скоростной инерцией опорного валка.

В связи с указанным и результатами приведенных исследований, а также исследований [5], полагая, что скорость межконтактного скольжения в промышленных клетях кварто будет незначитель-



на ( $v_{ск} \rightarrow 0$ ), при расчете крутящего момента рекомендуем следующие значения коэффициентов трения скольжения  $f_c$  на межвалковом контакте:

- сухие валки (дрессировочные станы) 0,017...0,032;
- валки, охлаждаемые водой 0,013...0,022;
- валки, охлаждаемые эмульсией или при подаче масла 0,008...0,014.

С учетом полученных результатов крутящий момент на шейке рабочего валка клетки кварто равен (без учета момента трения в подшипниках рабочих валков):

$$M_{ш} = M_d + M_c + M_{т0}; \quad (6)$$

$$M_{т0} = \mu \cdot r \cdot P \left( \frac{D_p}{D_{оп}} \right),$$

где  $M_{т0}$  – момент трения в шейках опорного валка, приведенного к рабочему валку;  $D_p$ ,  $D_{оп}$  – диаметры, соответственно, рабочего и опорного валков.

Момент трения скольжения на межвалковом контакте равен (на одном валке):

$$M_c = 0,5 f_c \cdot P \cdot D_p. \quad (7)$$

Крутящий момент собственно прокатки определим с учетом особенностей деформации металла в валках. Для жестких валков (без упругих деформаций валков и полосы) момент определяют по формуле [1; 10]:

$$M_d = \psi_{ж} \cdot l_d \cdot P. \quad (8)$$

При прокатке тонких полос в валках с учетом упругих деформаций валков и полосы момент определяют по формуле (рис. 3):

$$M_d = \psi \cdot l_d \cdot P \quad (9)$$

или по формуле:

$$M_d = \psi_c \cdot l_c \cdot P, \quad (10)$$

$$\psi = \frac{a}{l_d}; \quad \psi_c = \frac{a_c}{l_c}, \quad (11)$$

где  $l_c$ ,  $l_d$  – длины очага деформации, соответственно, с учетом упругих деформаций валков и полосы и без их учета (относительно оси валков);  $\psi_c$ ,  $\psi$  и  $\psi_{ж}$  – коэффициент плеча момента, соответственно, с учетом упругих деформаций валков и полосы, без их учета (относительно оси валков) и для жестких валков;  $a_c$ ,  $a$  – плечо крутящего момента, соответственно, с учетом упругих деформаций валков и полосы, без их учета (относительно оси валков) в том числе и для жестких валков.

Из выражений (9) и (10) следует, что  $\psi_c = \psi \frac{l_d}{l_c}$ .

Коэффициенты плеча момента  $\psi_{ж} > \psi > \psi_c$  имеют различное значение, и их с достаточной точностью теоретически можно определить по эпюрам нормальных контактных напряжений [10], полученных, соответственно, при использо-

вании точной теоретической формулы с учетом и без учета упругих деформаций валков и полосы. Экспериментальные данные [11] по определению коэффициентов  $\psi$ ,  $\psi_c$  очевидно, могут быть использованы для расчета крутящего момента  $M_{ш}$ . Исследования [11] демонстрируют также существенное различие между коэффициентами плеча момента  $\psi_{ж}$ ,  $\psi$  и  $\psi_c$  (табл. 2).

Таблица 2

Расчетные значения  $\psi_{ж}$  [10] и опытные значения  $\psi$  и  $\psi_c$  [11]

$l_d / h_{ср}$	$l_c / l_d$	$\psi / \psi_c$	$\psi_{ж}$	$\psi$	$\psi_c$
3,06	1,23	1,23	0,45	0,321	0,261
2,60	1,37	1,36	0,48	0,37	0,268
5,45	1,62	1,64	0,43	0,338	0,202

Из данных исследований [11] (табл. 2) можно сделать следующие выводы:

- во всех случаях имеет место соотношение  $\psi_{ж} > \psi > \psi_c$ ;
- существование неравенства  $\psi_{ж} > \psi$  обусловлено приращением длины дуги контакта в результате упругих деформаций валков и полосы;
- при холодной прокатке полос всегда имеет место равенство отношений  $l_c / l_d = \psi / \psi_c$ ;
- собственно крутящий момент в очаге деформации при прокатке с наличием упругих деформаций валков и полосы следует определять по формулам (9)–(11).

**Выводы и перспективы развития направления.** При силовом взаимодействии вращающихся приводного и холостого (опорного) валков на межвалковом контакте возникает трение скольжения, обусловленное сопротивлением вращению в подшипниках холостого валка и наличием скольжения на межвалковом контакте. При небольших условных скоростях скольжения на межвалковом контакте ( $v < 0,001 \text{ с}^{-1}$ ) коэффициент трения на сухих валках составляет  $f_c = 0,017...0,032$ . Применение технологической смазки способствует значительному снижению коэффициента трения (до  $f_c = 0,008...0,014$ ), то есть затраты на трение на межвалковом контакте снижаются более, чем в 2 раза. При теоретическом определении крутящего момента прокатки следует учитывать потери на трение на межвалковом контакте. Даны рекомендации для определения крутящего момента при прокатке в валках при наличии упругих деформаций валков и полосы.

#### Библиографический список / References

1. Целиков А. И. Теория прокатки. Справочник / А. И. Целиков, А. Д. Томленов, В. И. Зюзин [и др.]. – М.: Металлургия, 1982. – 335 с.
- Tselikov A. I., Tomlenov A. D., Zyuzin V. I., Tretyakov A. V., Nikitin G. S. (1982). *Teoriya prokatki*.

*Spravochniki* [Rolling theory]. Moscow, Metallurgiya Publ., 335 p.

2. Сафьян М. М. Прокатка широкополосной стали / М. М. Сафьян. – М.: Металлургия, 1969. – 460 с.

Saf'yan M. M. (1969). *Prokatka shirokopolosnoy stali* [Rolling broadband steel]. Moscow, Metallurgiya Publ. 460 p.

3. Третьяков А. В. Теория, расчет и исследования станов холодной прокатки / А. В. Третьяков. – М.: Металлургия, 1966. – 249 с.

Tret'yakov A. V. (1966). *Teoriya, raschet i issledovaniya stanov kholodnoy prokatki* [Theory, calculation and research of cold rolling mills]. Moscow, Metallurgiya Publ. 249 p.

4. Гарбер Э. А. Определение затрат энергии на трение качения в клетях кварто / Э. А. Гарбер, С. Н. Самарин, В. В. Ермилов // Производство проката. – 2007. – № 2. – С. 25–32.

Garber E. A., Samarin S. N., Ermilov V. V. (2007). *Opredelenie zatrat energii na trenie kacheniya v kletyakh kvarto*. *Proizvodstvo prokata*. No. 2, pp. 25–32.

5. Николаев В. А. Определение крутящего момента при прокатке металла в клетях кварто / В. А. Николаев // Сталь. – 2016. – № 7. – С. 40–43.

Nikolaev V. A. (2016). *Opredelenie krutyashchego momenta pri prokatke metalla v kleti kvarto* [Determination of torque in a metal rolling mill quarto]. *Stal'*. No. 7, pp. 40–43.

6. Николаев В. А. Условия скольжения на контакте между валками / В. А. Николаев // Изв. вузов. Черная металлургия. – 1975. – № 10. – С. 84–86.

Nikolaev V. A. (1975). *Usloviya skol'zheniya na kontakte mezhdu valkami* [Terms of sliding at the contact between the rollers]. *Izv. vuzov. Chernaya metallurgiya*. No. 10, pp. 84–86.

7. Полухин П. И. Тонколистовая прокатка и служба валков / П. И. Полухин, Ю. Д. Железнов, В. П. Полухин. – М.: Металлургия, 1967. – 308 с.

Polukhin P. I., Zheleznov Yu. D., Polukhin V. P. (1967). *Tonkolistovaya prokatka i sluzhba valkov* [Coil-rolling and roll service]. Moscow, Metallurgiya Publ. 308 p.

8. Грудев А. П. Технологические смазки в прокатном производстве / А. П. Грудев, В. Т. Тилик. – М.: Металлургия, 1975. – 368 с.

Grudev A. P., Tilik V. T. (1975). *Tekhnologicheskie smazki v prokatnom proizvodstve* [Technological lubrication in rolling industry]. Moscow, Metallurgiya Publ. 368 p.

9. Дема Р. Р. Теоретическое исследование влияния режимов подачи смазочного материала на изменение энергозатрат при горячей прокатке на стане 2000 ОАО «Магнитогорский металлургический комбинат» / Р. Р. Дема, М. В. Харченко, А. А. Горбунова // Сталь. – 2013. – № 2. – С. 11–13.

Dema R. R., Kharchenko M. V., Gorbunova A. A. (2013). *Teoreticheskoe issledovanie vliyaniya rezhimov podachi smazochnogo materiala na izmenenie energozatrat pri goryachey prokatke na stane 2000* ОАО «Magnitogorskiy metallurgicheskiy kombinat» [Theoretical study of the effect of supply mode of the lubricant to change energy consumption in hot rolling mill 2000 at OJSC “MMK”]. *Stal'*. No. 2, pp. 11–13.

10. Николаев В. А. Определение плеча момента при прокатке в гладких валках / В. А. Николаев // Изв. вузов. Черная металлургия. – 1963. – № 2. – С. 82–86.

Nikolaev V. A. (1963). *Opredelenie plecha momenta pri prokatke v gladkikh valkakh* [Defining moment arm during rolling in smooth rolls]. *Izv. vuzov. Chernaya metallurgiya*. No. 2, pp. 82–86.

11. Полухин П. И. Контактное взаимодействие металла и инструмента при прокатке / П. И. Полухин, В. А. Николаев, В. П. Полухин [и др.]. – М., 1974. – 200 с.

Polukhin P. I., Nikolaev V. A., Polukhin V. P. (1974). *Kontaktnoe vzaimodeystvie metalla i instrumenta pri prokatke* [Contact interaction of metal and tool when rolling]. Moscow, 200 p.

**Purpose.** To study friction losses at the interval contact between a working roller and a supporting roller in respect to the Quarto cell in order to specify the calculation of moment arm coefficient in deformation zone.

**Methodology.** Laboratory studies at a roller mill with rollers of 100 mm diameter during rolling of lubricated and unlubricated aluminum samples with measurement of power rolling parameters and theoretical calculations of process parameters.

**Findings.** The performed laboratory studies have found that during force action of a rotating driven roller and an idle (supporting) roller sliding friction arises at the interval contact, this friction being caused by rotating resistance of the idle roller bearing and by sliding at the interval contact. At small conventional sliding velocity at the interval contact ( $v < 0.001 \text{ s}^{-1}$ ), friction coefficient of dry rollers makes  $f_c = 0.017 \dots 0.032$ . Owing to process lubricating, friction coefficient can be significantly reduced (up to  $f_c = 0.008 \dots 0.014$ ), i.e. sliding costs at the interval contact are reduced more than twofold. When theoretically determining the rolling torque, friction losses at the interval contact should be taken into account. We provided recommendations for determination of rolling torque in rollers in presence of roller and strip springing.

**Originality.** We obtained new data on sliding friction costs at the contact between working and supporting rollers allowing to update calculation methods of main drive system capacity.

**Practical value.** Determination of rolling torque with due account for friction losses at the interval contact suggests the possibility to improve the accuracy of calculation of main drive system capacity.

**Key words:** interval contact, sliding velocity, friction coefficient, torque, rolling, lubrication, rollers.

Поступила 28.08.2017