

ФРИКЦИОННОЕ ВРАЩЕНИЕ ЖЕСТКОГО ЦИЛИНДРА С ТОНКОЙ УПРУГО-ЭЛАСТИЧНОЙ ПОКРЫШКОЙ

ПОСТАНОВКА ВОПРОСА

Рассматривается фрикционная пара (рис. 1): жесткие ведущий и ведомый цилиндры, причем ведомый обтянут тонкой упруго-эластичной крышкой, толщина которой не превышает 5% радиуса тела цилиндра.

Податливость упруго-эластичной крышки несоизмеримо больше податливости самих цилиндров, в связи с чем при дальнейшем рассмотрении картины происходящих явлений собственные деформации цилиндров пренебрежимы.

Целью развиваемого аналитического исследования является выяснение истинного передаточного отношения между цилиндрами фрикционной пары с учетом их силового взаимодействия и картины кинематики контакта.

Ниже в тексте приняты следующие обозначения рис. 1:

- $r_{ж}$ — радиус ведущего цилиндра;
- r_0 — радиус тела ведомого цилиндра;
- δ — толщина упруго-эластичной крышки;
- $r_э = r_0 + \delta$ — радиус ведомого цилиндра в свободном от деформаций состоянии;
- A_n — начальное межцентровое расстояние цилиндров при их касании без деформации крышки: $A_n = r_{ж} + r_э$;
- A_d — действительное межцентровое расстояние при наличии деформации крышки: $A_d = A_n - z_m$;
- z_m — максимальная деформация пскрышки;
- ω_1 — угловая скорость ведущего цилиндра, принимаемая постоянной;
- $\omega_{2н} = \frac{r_{ж}}{r_э} \omega_1$ — номинальная угловая скорость ведомого цилиндра, в случае абсолютной жесткости крышки ($z_m = 0$) при обкатывании поверхностей цилиндров без скольжения;

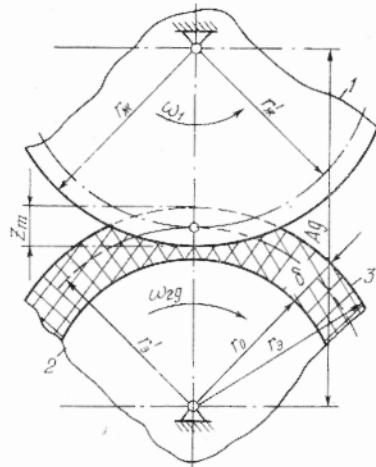


Рис. 1. Схема рассматриваемой фрикционной передачи:

1 — ведущий и 2 — ведомый абсолютно жесткие цилиндры; 3 — упруго-эластичная податливая крышка.

$i_n = \frac{\omega_1}{\omega_{2n}} = \frac{r'_э}{r'_ж}$ — номинальное передаточное отношение цилиндров;

$i_d = \frac{\omega_1}{\omega_{2d}}$ — действительное передаточное отношение цилиндров;

$r'_ж + r'_э = A_d$ — сумма радиусов центроидных окружностей, катящихся друг по другу без скольжения, для ведущего ($r'_ж$) и для ведомого ($r'_э$) цилиндров;

A'_n — номинальное межцентровое расстояние для цилиндров ротационных печатных машин при наличии зубчатых венцов:

$$A'_n = r_{н01} + r_{н02},$$

где $r_{н01}$ и $r_{н02}$ — радиусы начальных окружностей зубчатых венцов цилиндров.

Для цилиндров с зубчатыми венцами

$$i'_д = i'_н = i = \frac{r_{н02}}{r_{н01}}.$$

Для цилиндров с фрикционным приводом межцентровое начальное расстояние

$$A_n = \frac{A'_n}{r'_ж} \cdot r'_ж = A_{но} r'_ж,$$

где

$$A_{но} = \frac{A'_n}{r'_ж} = \frac{r'_ж + r'_э}{r'_ж} = 1 + i_n \quad \left(\text{так как } \frac{r'_э}{r'_ж} = i_n \right) \quad (1)$$

относительное начальное межцентровое расстояние.

Относительное действительное межцентровое расстояние

$$A_{до} = \frac{A'_д}{r'_ж} = \frac{r'_ж + r'_э - z_m}{r'_ж} = 1 + i_n - \frac{z_m}{r'_ж}. \quad (2)$$

Из условия отсутствия скольжения между центроидными окружностями

$$\omega_1 r'_ж = \omega_{2д} \cdot r'_э = \omega_{2д} (A_d - r'_ж),$$

откуда

$$r'_ж = \frac{\omega_{2д}}{\omega_1 + \omega_{2д}} A_d = \frac{A_d}{i_d + 1}$$

и

$$r'_э = A_d - r'_ж = \frac{i_d}{i_d + 1} \cdot A_d \quad (3)$$

УПРУГОЕ ОТНОСИТЕЛЬНОЕ СКОЛЬЖЕНИЕ В ЗОНЕ КОНТАКТА

Особенностью любой фрикционной передачи является наличие определенного нормального нажимного усилия по линии контакта, создающего момент тангенциальной силы трения, необходимый для преодоления моментов от сил полезных и вредных сопротивлений, возникающих при вращении ведомого цилиндра.

При этом в зоне вдоль линии контакта цилиндров возникают местные деформации и соответствующие напряжения.

В связи с появлением упругих деформаций перекатывающихся цилиндрических контактирующих поверхностей между ними по Рейнольдсу неизбежно возникает упругое относительное скольжение, при-

чем по ширине полосы контакта возникают три характерных участка: два *участка скольжения* по краям и один *участок сцепления* в средней части зоны контакта (см., например, ЭСМ, т. 2, стр. 134).

Такой вывод следует и из рассмотрения кинематики печатного контакта, проведенного нами ранее [9].

Величины относительных скоростей ($V_{отн}$) в зоне контакта являются функцией угловой координаты φ (рис. 2), величины максимальной

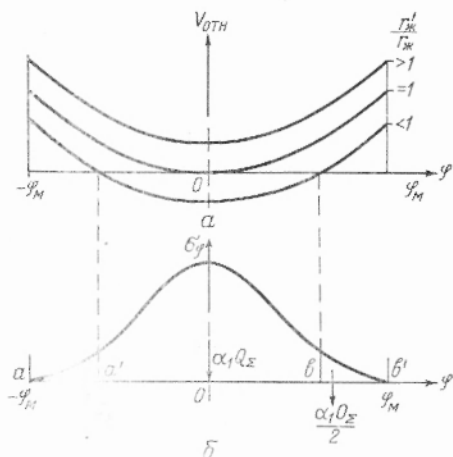


Рис. 2. а — эпюры $V_{отн}(\varphi)$ в зависимости от соотношения $\frac{r_m'}{r_{ж}}$; б — эпюра напряжений сжатия покрышки $\sigma_c(\varphi)$.

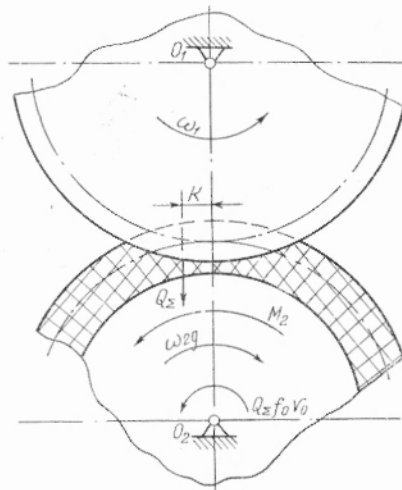


Рис. 3. Схема силового взаимодействия контактирующих цилиндров.

деформации покрышки z_m и относительного действительного межцентрового расстояния $A_{до} = \frac{A_{до}^2}{r_{ж}}$, при заданном $\omega_1 r_{ж}$ [9]:

$$V_{отн} = \left[\frac{1 + A_{до}^2 - 2 A_{до} \cos \varphi}{i_d (A_{до} \cos \varphi - 1)} - 1 \right] \omega_1 \cdot r_{ж}. \quad (4)$$

Величина половины максимального центрального угла φ_m , соответствующего границе полосы контакта, определяется тригонометрически (см. [9], формула (14)).

Например, для современных ротационных машин

$$\text{при } A_{до} \cong 2 \quad \varphi_m \cong \sqrt{\frac{z_m}{r_{ж}}}. \quad (5)$$

На рис. 3 показаны эпюры распределения по ширине полосы контакта цилиндров удельных давлений $\sigma_c(\varphi)$ (снизу) и скоростей относительного скольжения $V_{отн}(\varphi)$. На эпюре $\sigma_c(\varphi)$ отмечены участки скольжения aa' и bb' , на которых силы трения тормозят ведомый цилиндр и участок сцепления $a'b$, где действуют силы трения, приводящие ведомый цилиндр в движение при фрикционной передаче $\frac{r_m'}{r_{ж}} < 1$.

Изменение нагружения ведомого цилиндра внешним крутящим моментом M_2 (рис. 3) вызывает перераспределение радиусов центральных окружностей, что связано с условиями равновесия ведомого ци-

цилиндра (необходимостью соответствующего изменения соотношений нагрузок на участках сцепления и скольжения).

Зависимость действительного передаточного отношения фрикционной передачи от нагружения ведомого вала наблюдается во всех случаях. Это отмечается, в частности, в обобщенном описании теории фрикционных передач в ЭСМ [14].

Коэффициент относительного скольжения (ζ), т. е. отношение действительной угловой скорости ведомого цилиндра к его абстрактной начальной угловой скорости, возможной при отсутствии деформации поверхности

$$\zeta = \frac{\omega_{2д}}{\omega_{2н}} = \frac{i_n}{i_d}, \quad (6)$$

колеблется для жестких фрикционных катков в пределах $0,97 < \zeta < 1$, а для фрикционных вариаторов $0,940 < \zeta < 0,995$.

ВЛИЯНИЕ СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ НА ВЕЛИЧИНУ i_d

Рассмотрим физическую сущность причин изменения действительного передаточного отношения фрикционной передачи (i_d) в зависимости от нагружения ведомого вала (рис. 3).

Обозначим суммарную нагрузку на площадке контакта Q_{Σ} ; коэффициент трения качения — k (см); f_{02} и r_{02} — коэффициент трения скольжения и плечо силы трения в опорах ведомого вала; полезный крутящий момент, приложенный к ведомому валу M_2 .

Расчленим Q_{Σ} на две части: нагрузка на два участка скольжения

$$Q_1 = \alpha_1 Q_{\Sigma}; \quad (7)$$

нагрузка на участок сцепления

$$Q_2 = \alpha_2 Q_{\Sigma}, \quad (8)$$

причем

$$Q_1 + Q_2 = (\alpha_1 + \alpha_2) Q_{\Sigma} = Q_{\Sigma}, \quad (9)$$

$$\text{т. е. } \alpha_1 + \alpha_2 = 1.$$

Запишем условие равновесия ведомого цилиндра в период установившегося движения:

$$2flr_{ж} \int_0^{\varphi_m} \sigma_{\varphi} (A \cos \varphi - r_{ж}) d\varphi = Q_{\Sigma} (k + f_{02} r_{02}) + M_2, \quad (10)$$

где f — коэффициент трения скольжения и
 l — длина линии контакта.

С учетом (9) и малости угла φ ($\varphi < \varphi_m$ и $\varphi_m < 3^{\circ}30'$) формулу (10) можно записать в виде:

$$\Delta = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_{\Sigma}} = \alpha_2 - \alpha_1 = f_{прив} + \mu_2,$$

где $\alpha_2 = \frac{Q_2}{Q_{\Sigma}}$; $\alpha_1 = \frac{Q_1}{Q_{\Sigma}}$;

$$f_{прив} = \frac{k + f_{02} r_{02}}{f(r_{\varphi} - z_m)} \quad \text{и} \quad \mu_2 = \frac{M_2}{Q_{\Sigma} f(r_{\varphi} - z_m)}. \quad (11)$$

В предельном случае перед буксованием $\alpha_2 = 1$ и $\alpha_1 = 0$, откуда определяется предельный полезный крутящий момент, передаваемый фрикционной парой:

$$M_2 \leq Q_2 [(r_s - z_m)f - k - f_{02} r_{02}]. \quad (12)$$

Относительная величина $\Delta = \alpha_2 - \alpha_1 = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2}$ зависит, с одной стороны, от кинематических параметров, а с другой стороны — от силовых (k, f, j_{01}, M_2, Q_2).

Свяжем величину Δ через силовые параметры с кинематическими. Из определения величины Δ можно записать:

$$\Delta = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} = \frac{2 r_{ж} l \left[\int_0^{\varphi_0} \sigma_\varphi d\varphi - \int_{\varphi_1}^{\varphi_M} \sigma_\varphi d\varphi \right]}{2 r_{ж} l \int_0^{\varphi_M} \sigma_\varphi d\varphi} = \frac{2 \int_0^{\varphi_0} \sigma_\varphi d\varphi}{\int_0^{\varphi_M} \sigma_\varphi d\varphi} - 1, \quad (13)$$

где $\sigma_\varphi = \sqrt[m]{E' \frac{z}{\delta}}$ — напряжение сжатия покрышки, z — переменная деформация, δ — толщина, E' — условный модуль упругости ($\text{кгс}^m/\text{см}^{2m}$) и m — показатель степени нелинейной зависимости $\sigma_\varphi(z)$ для материала покрышки.

Следовательно, формулу (13) можно изобразить в виде:

$$\Delta = \frac{2 \int_0^{\varphi_0} z^{\frac{1}{m}} d\varphi}{\int_0^{\varphi_M} z^{\frac{1}{m}} d\varphi} - 1. \quad (14)$$

Используя приближенное интегрирование (метод Симпсона с параболческой интерполяцией) с разбивкой половины ширины полоски контакта на 4 участка, как это описано в ранее опубликованной работе [12], можно записать:

$$\begin{aligned} \int_0^{\varphi_0} z^{\frac{1}{m}} d\varphi &\cong \int_0^{x_0} (\sqrt{r_{ж}^2 - x^2} + \sqrt{r_s^2 + x^2} - A_n)^p dx \cong \\ &\cong \frac{x_0}{12} \left\{ (r_{ж} + r_s - A_n)^p + 2 \left(\sqrt{r_{ж}^2 - \frac{x_0^2}{4}} + \sqrt{r_s^2 - \frac{x_0^2}{4}} - A_n \right)^p + \right. \\ &\quad + 4 \left[\sqrt{r_{ж}^2 - \frac{x_0^2}{16}} + \sqrt{r_s^2 - \frac{x_0^2}{16}} - A_n \right]^p + \\ &\quad \left. + \left(\sqrt{r_{ж}^2 - \frac{9x_0^2}{16}} + \sqrt{r_s^2 - \frac{9x_0^2}{16}} - A_n \right)^p \right\}, \quad (15) \end{aligned}$$

где $x_0 = r_{ж} \sin \varphi_0$ — расстояние точки, соответствующей границе участка сцепления с участком скольжения, а x — текущее значение абсцисс точек касания контактирующих поверхностей (в данном случае в зоне сцепления) от оси симметрии полоски контакта, $p = \frac{1}{m}$.

Учитывая малость величины x_0 сравнительно с $r_{ж}$ или r_3 , можно приближенно выразить величины типа $\sqrt{r_{ж}^2 - \frac{x_0^2}{c}}$ в более простой форме, так как $\frac{a}{c} < 1$ и $\frac{x_0}{r_{ж}} < 0,05$:

$$\sqrt{r_{ж}^2 - \frac{ax_0^2}{c}} = r_{ж} \sqrt{1 - \frac{ax_0^2}{cr_{ж}^2}} \approx r_{ж} \left(1 - \frac{ax_0^2}{2cr_{ж}^2}\right). \quad (16)$$

С введением упрощений типа (16) формула (15) приводится к виду

$$\int_0^{\varphi_0} z^m d\varphi \approx z_m^p b \frac{\alpha}{12} \left[1 + 2\left(1 - \frac{\alpha^2}{4}\right)^p + 4\left(1 - \frac{\alpha^2}{16}\right)^p + 4\left(1 - \frac{9\alpha^2}{16}\right)^p\right], \quad (17)$$

где $\alpha = \frac{x_0}{b}$; $b \cong \sqrt{r_{ж} z_m}$ — половина ширины полосы контакта.

Соответственно

$$\int_0^{\varphi_m} z^m d\varphi \approx z_m^p \frac{b}{12} \left[1 + 2,0,75^p + 4\left(\frac{15}{16}\right)^p + 4\left(\frac{7}{16}\right)^p\right], \quad (18)$$

а, следовательно,

$$\Delta = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} = \frac{2\alpha \left[1 + 2\left(1 - \frac{\alpha^2}{4}\right)^p + 4\left(1 - \frac{\alpha^2}{16}\right)^p + 4\left(1 - \frac{9\alpha^2}{16}\right)^p\right]}{1 + 2 \cdot 0,75^p + 4 \cdot 0,937^p + 4 \cdot 0,437^p} - 1. \quad (19)$$

Вводя в эту формулу коэффициент усреднения напряжений в зоне контакта (ψ)

$$\psi = \frac{\sigma_{ср}}{\sigma_m} = \frac{1 + 2 \cdot 0,75^p + 4 \cdot 0,934^p + 4 \cdot 0,437^p}{12} \quad (20)$$

(см. работу [12], формула (19)), запишем (19) в виде:

$$\Delta = \frac{\alpha \left[1 + 2\left(1 - \frac{\alpha^2}{4}\right)^p + 4\left(1 - \frac{\alpha^2}{16}\right)^p + 4\left(1 - \frac{9\alpha^2}{16}\right)^p\right]}{6\psi}. \quad (21)$$

Эта формула дает возможность выразить значения $\Delta(\alpha, p)$, как это представлено на рис. 4.

При необходимости приближенного определения коэффициентов ψ они могут быть взяты из работы [12] по графику $\psi(m)$, изображенному там на рис. 3.

Ввиду сложности зависимости $\Delta(\alpha, m)$ или $\Delta(\alpha, p)$, где $p = \frac{1}{m}$, при необходимости определения Δ следует воспользоваться графиком на рис. 4, составленным на основании расчета по формуле (21).

Следовательно, путь определения действительного передаточного отношения фрикционной передачи рассмотренного типа сводится к следующему:

а) по формуле (11) установить необходимую относительную величину

$$[\Delta] = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2},$$

исходя из условия равновесия ведомого цилиндра при установившемся движении;

б) определить по графику на рис. 4 значение $[\alpha] = \frac{x_0}{b}$ по найденной величине $[\Delta]$ для данного материала покрышки ($p = \frac{1}{m}$) и подсчитать значение угла φ_0 , соответствующего границе участка сцепления:

$$[\alpha] = \frac{x_0}{b} = \frac{\sin \varphi_0}{\sin \varphi_M} \approx \frac{\varphi_0}{\varphi_M} = \frac{\varphi_0}{\sqrt{\frac{z_M}{r_{ж}}}},$$

т. е. $\varphi_0 = [\alpha] \cdot \varphi_M = [\alpha] \cdot \sqrt{\frac{z_M}{r_{ж}}}$;

в) приравняв в формуле (4) величину $V_{отн}$ нулю, установить действительное передаточное отношение при данном $[\varphi_0]$:

$$i_d = \frac{1 + A_{до}^2 - 2A_{до} \cos [\varphi_0]}{A_{до} \cos [\varphi_0] - 1},$$

где

$$A_{до} = \frac{A_d}{r_{ж}} = \frac{r_{ж} + r_{э} - z_M}{r_{ж}};$$

г) определить коэффициент относительного скольжения:

$$\zeta = \frac{\omega_{2д}}{\omega_{2н}} = \frac{i_n}{i_d} = \frac{r_{э}}{r_{ж} \cdot i_d} = \frac{r_{э} \cdot r'_{ж}}{r'_{э} \cdot r_{ж}},$$

где $r'_{ж}$ и $r'_{э}$ — радиусы центроидных окружностей при фрикционной передаче, определяемые с учетом найденного i_d по формулам (3).

При «способе правильного качения» [1, 2, 3, 6, 7] требующиеся размеры цилиндров определяются с учетом конкретных условий нагружения ведомого вала. С этой целью, приравняв в формуле (29) $i_n = i$ (i_n — передаточное отношение зубчатых венцов цилиндров), находим:

$$A_{до}^2 - (2 + i'_n) A_{до} \cos \varphi_0 + 1 + i'_n = 0,$$

откуда

$$[A_{до}] = \frac{2 + i'_n}{2} \cos [\alpha] \varphi_M + \sqrt{\left(\frac{2 + i'_n}{2}\right)^2 \cos^2 [\alpha] \varphi_M - 1 - i'_n},$$

где $[A_{до}] = \frac{A_d}{r_{ж}}$.

Затем определяем $r_{ж} = \frac{A_d}{[A_{до}]}$

и

$$r_{э} = A_d - r_{ж} + z_M.$$

В частности, для современных ротационных машин с $i'_n = 1$

$$r_{ж} = \frac{A'_n}{1,5 \cos [\alpha] \varphi_M + \sqrt{2,25 \cos^2 [\alpha] \varphi_M - 2}}. \quad (22)$$

В таблице приведены данные о соотношении размеров цилиндров в свободном состоянии при «правильном качении» ($i'_d = i'_n$). получен-

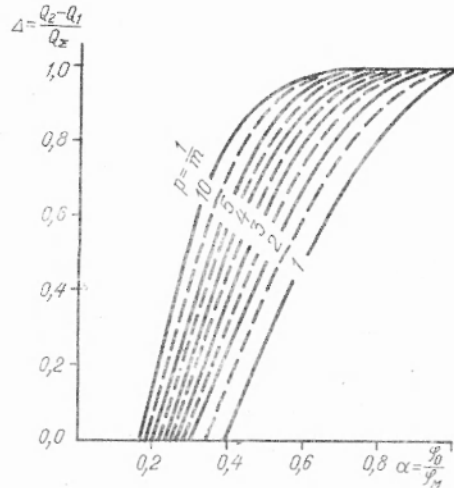


Рис. 4. График функции $\Delta = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} = f_{прив} + \mu_2$ в зависимости от $\alpha = \frac{x_0}{b}$ и $p = \frac{1}{m}$.

ные различными исследователями и рекомендуемые ими для использования независимо от характера нагружения ведомого цилиндра, а также данные о величине $\frac{r_{\text{э}}}{r_{\text{ж}}} = f(p, A_n', \Delta)$ при $i_d = 1$, рассчитанные по предложенной в статье методике, показывающие, что условия нагружения ведомого цилиндра ($\Delta = f_{\text{прив}} + \mu_2$) существенно влияют на отношение $\frac{r_{\text{э}}}{r_{\text{ж}}}$.

Значения $\frac{r_{\text{э}}}{r_{\text{ж}}}$ при «правильном качении» цилиндров офсетных машин ($i_d = i_n'$) по данным различных исследователей

Исследовательские работы, литературные источники	Мягкая офсетная покрышка (полотнище офсетной резины с подложенной кирзой)	Жесткая офсетная покрышка (два полотнища офсетной резины)					
Куэн Альберт Т. (исследовательский отдел фирмы Миле, США), [6]	—	0,9983—0,9984					
А. Ф. Волкова и Н. А. Миронова, Рыбинский филиал НИИПолиграфмаша, [3]	1,0026 ÷ 1,0052 *	0,9942 ÷ 0,9987 *					
Л. К. Белозерский и др., НИИПолиграфмаш, Москва, [1], [2]	1,0000	0,9975					
Величины $\frac{r_{\text{э}}}{r_{\text{ж}}}$ при $i_d = i_n' = 1$, рассчитанные по методике, изложенной в данной статье, с учетом конкретных условий (Δ , A_n'); мягкая покрышка $z_m = 0,35$; $m = 0,333$ и жесткая — $z_m = 0,2$; $m = 0,572$.	A_n' (мм)	300	400	500	300	400	500
	$\Delta = 0$	1,0019	1,0014	1,0011	1,0009	1,0006	1,0004
	$\Delta = 0,5$	1,0010	1,0005	1,0002	1,0001	1,0002	1,0001
	$\Delta = 1,0$	0,9994	0,9986	0,9973	0,9971	0,9981	0,9983

ВЫВОДЫ

В статье предложена методика аналитического определения действительного передаточного отношения для фрикционных цилиндров, из которых один обтянут тонкой упруго-эластичной податливой покрышкой, имеющей деформации существенно большие пренебрежимых собственных деформаций жестких цилиндров.

Выяснено, что действительное передаточное отношение (i_d) такой фрикционной передачи кинематически неопределимо. Диаметры центровидных окружностей фрикционной пары изменяются, при прочих равных условиях, в зависимости от нагружения ведомого цилиндра крутящими моментами. Это связано с перераспределением границ участков скольжения и сцепления зоны контакта, вызванным условиями равновесия ведомого цилиндра.

ЛИТЕРАТУРА

1. Л. К. Белозерский. О правильном подборе соотношений диаметров цилиндров ротационного печатного аппарата, журн. «Полиграфическое производство», 1957, № 8.

* При наличии бумаги между поверхностями цилиндров.

2. Л. К. Белозерский. Кинематика и геометрия печатных аппаратов с правильным качением цилиндров. Сб. трудов НИИПолиграфмаша, № 6, 1960.
3. А. Ф. Волкова и Н. А. Миронова. Определение правильного соотношения диаметров цилиндров офсетных печатных машин, Рыбинский филиал НИИПолиграфмаша, 1958.
4. В. Д. Глушко и Е. Г. Акоева. О давлении в офсетной печати, Сб. трудов ВНИИПП, вып. 4, 1956.
5. С. Ф. Зоткин. Некоторые вопросы определения давления в офсетной печати и связи его с механическими и технологическими параметрами, Сб. трудов НИИПолиграфмаша, 1960, № 6.
6. Куэн Альберт Т., Правильная развертка и подготовка цилиндров в офсетных печатных машинах. Журн. "Ameriken Pressman", июль 1954.
7. В. Ленаартс. Механика переноса печатного изображения в офсетных машинах, журн. "International Bulletin", январь 1956.
8. К. В. Тир. О нагрузках, возникающих при печати в печатных машинах, Сб. трудов ВНИИПП, вып. I, 1937.
9. К. В. Тир. Кинематика печатного контакта ротационных машин, «Научные записки» УПИ им. Ив. Федорова, т. XI, 1955.
10. К. В. Тир. Статическое исследование механических характеристик офсетных покрышек, «Научные записки» УПИ им. Ив. Федорова, т. XII, 1958.
11. К. В. Тир. Оптимальная установка печатных цилиндров офсетных машин, «Полиграфическое производство» № 5, 1956.
12. К. В. Тир и Б. Л. Лозовой. Оценка суммарной нагрузки на печатный цилиндр, «Научные записки» УПИ им. Ив. Федорова, т. XIV, «Вопросы теории полиграфических машин», 1961.
13. А. А. Тюрин. Скольжение в зоне печатного контакта. Научные труды МПИ. Сборник IV, 1956.
14. Энциклопедический справочник «Машиностроение», том 2, 1948, стр. 401—429.

THIN NON-RIGID COVER FRICTION ROLLER RUNNING

K. V. TIR

The real transmission ratio for friction rollers cannot be determined kinematically when one of the rollers has elastic cover and possesses deformation exceeding that of rigid cover friction rollers.

The diameters of friction pair circumferences change with the increased torsional moments loading of the driven cylinder.

