

## Метод оценки потерь мощности в контакте торца ролика и борта наружного кольца роликового подшипника с учетом геометрии колец и ролика, а также перекоса ролика

© Я.М. Клебанов, В.Р. Петров

Самарский государственный технический университет,  
Самара, 443100, Российская Федерация

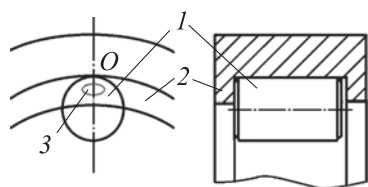
*Рассмотрены два варианта конструкции цилиндрического роликового подшипника. У первого из них имеются скосы на торцах ролика и бортах наружного кольца, у второго — эти скосы отсутствуют. Исследован случай, когда ролик и сепаратор вращаются с эциклическими скоростями без проскальзывания и не учитываются радиальные деформации ролика и кольца, а также изменение наклона борта под действием осевой нагрузки. Был проведен расчет места расположения пятна контакта, эпюры распределения давления в контакте и тепловых потерь мощности для обеих конструкций подшипника при различных углах перекоса ролика по тангажу и рысканию. Исследования выполнены для двух значений осевой нагрузки, приложенной к подшипнику. Показано, что в большинстве случаев выбор варианта конструкции со скосами приводит к снижению потерь мощности, вследствие чего конструкция со скосами более применима, чем без скосов. Использование описанного метода при проектировании цилиндрических роликовых подшипников позволит оценить потери мощности и подобрать геометрию скосов, уменьшающую нагрев подшипникового узла.*

**Ключевые слова:** цилиндрический роликовый подшипник, торцевой контакт, потеря мощности, тепловыделение, распределение контактного давления, скос торца

**Введение.** Подшипник качения должен минимизировать трение в опоре вращающегося вала, тем самым снижая ту часть мощности, передаваемой валом, которая теряется из-за трения между деталями подшипника и переходит в теплоту. Эти потери снижают КПД машины, и требуется усложнение конструкции опоры для отвода образовавшейся теплоты. К потерям мощности в роликовом подшипнике приводят трение в контакте поясков сепаратора с центрирующими поверхностями бортов колец, поверхностей качения роликов с перемычками сепаратора и дорожками качения, торцов роликов с бортами колец, а также перемешивание смазки роликами и сепаратором. Величины таких потерь зависят от режима работы подшипника и параметров его внутренней геометрии. Поэтому актуальной остается задача так изменить конструкцию подшипника, чтобы снизить потери мощности.

Цилиндрический роликовый подшипник работает в условиях преимущественно радиальной нагрузки. Однако в роликовых подшипниках

авиационных газотурбинных двигателей при переходе между полетными режимами возникают заметные осевые нагрузки, зачастую разнонаправленного характера. Осевые нагрузки возникают и при номинальном режиме работы двигателя из-за температурного градиента вдоль его оси, что приводит к образованию конусности. На цилиндрические роликовые подшипники, установленные в буксы железнодорожных вагонов, во время их движения по искривленному участку пути также воздействуют существенные осевые нагрузки. Такая же ситуация наблюдается в подшипниках устройства захвата самолетов при посадке на палубу авианосца в тех случаях, когда направление посадки отклоняется от центральной линии посадочной полосы. Работа цилиндрического роликового подшипника в условиях осевой нагрузки сопровождается существенным ростом потерь на трение в контакте торцов роликов и бортов колец. Схема такого контакта ролика и наружного кольца приведена на рис. 1.



**Рис. 1.** Схема контакта торцов ролика и борта наружного кольца цилиндрического роликоподшипника:

1 — ролик; 2 — борт; 3 — область контакта; точка *O* соответствует положению линии контакта ролика и дорожки качения

Совершенствование геометрии торцов ролика и борта кольца с целью снижения потерь на трение — важная задача, решению которой посвящен ряд публикаций. Так, в работе [1] исследованы различные формы рабочих поверхностей бортов колец и торцов роликов, выбор которых привел к значительному снижению износа подшипников букс железнодорожных вагонов. В частности, были рассмотрены различные сочетания прямого, конусного, сферического и торообразного профилей торцов роликов и бортов. Проведенные расчеты позволили установить существенное преимущество сочетания сферического торца ролика и конического борта кольца, что способствовало поддержанию в контакте гидродинамического режима трения. Кроме того, в [1] была приведена теоретическая зависимость температуры нагрева на поверхности трения от радиуса сферы на торце ролика и определена его оптимальная величина.

В статье [2] представлены результаты стендовых испытаний цилиндрического роликового подшипника, на который действовали радиальная и осевая нагрузки. Были приведены разные формы торцов ролика и борта наружного кольца, а также рассмотрен процесс стабилизации температуры наружного кольца и момента трения в подшипнике по мере его приработки. Еще в [2] было предложено использовать ролики с торцами тороидальной формы и наружные кольца с такими же бортами и выработанные подходы к оценке их

радиусов кривизны. Было указано, что условия образования гидродинамического режима смазывания в торцевом контакте улучшатся при увеличении частоты вращения подшипника.

В работе [3] было получено уравнение для определения момента сопротивления вращению, возникающему из-за трения скольжения в торцевом контакте ролик–борт цилиндрического роликового подшипника буксы железнодорожного вагона. Отмечено, что уменьшение момента сопротивления способствует существенному повышению долговечности и надежности подшипника. Полученное выражение связывает момент сопротивления с рабочими характеристиками (осевой и радиальной нагрузками, частотой вращения) и конструктивными параметрами (радиусы ролика и дорожки качения, высота борта), что позволяет оптимизировать конструкцию подшипника. В частности, из приведенной зависимости следует, что момент сопротивления снижается при уменьшении диаметра ролика и высоты борта.

Эмпирические зависимости от геометрических параметров для ряда коэффициентов, входящих в полученную в [3] формулу расчета момента сопротивления в торцевом контакте ролик–борт, приведены в [4]. Также там дано описание имитирующей буксы железнодорожного вагона экспериментальной установки, применявшуюся для испытания подшипников и оценки эффективности их смазок.

В работах [5, 6] с использованием метода конечных элементов рассмотрено моделирование контакта сферического торца ролика с торообразным бортом внутреннего кольца конического роликового подшипника буксы железнодорожного вагона. Была получена зависимость от кривизны торца ролика максимальной осевой силы, при которой размеры пятна контакта не препятствуют поступлению смазки в этот контакт и возникновению режима гидродинамического трения [5]. Приведен в [6] расчет с использованием закона Арчарда износа торца ролика и борта кольца. Для этого была разработана пошаговая процедура, которая в каждый момент времени определяет скорость износа в зависимости от контактной нагрузки, скорости скольжения поверхностей и толщины масляной пленки. Предложена также процедура расчета износа по усредненным параметрам, существенно уменьшающая объем вычислений и делающая возможным непосредственное определение влияния на скорость износа конструктивных параметров и условий эксплуатации.

В работе [7] приведено подробное описание модифицированного метода Хартнетта, который используется для расчета распределения контактного давления. В случае применения этого метода требуется меньше вычислений, чем при методе конечных элементов, и поэтому его целесообразно использовать для расчета контакта двух упругих твердых тел тогда, когда область контакта значительно меньше габаритных размеров детали.

В работе [8] представлена разработанная ее авторами аналитическая модель для определения момента сопротивления вращению конического роликового подшипника, позволяющая для каждого ролика рассчитать распределение давления в гидродинамическом контакте образующей ролика с дорожками качения и силы трения в контакте торца ролика с бортом кольца. В этой модели учитывается влияние шероховатости контактирующих поверхностей, толщины масляной пленки и ее температуры.

Исследование цилиндрического роликового подшипника, который используется в механизме захвата самолета, производящего посадку на палубу авианосца, приведено в работе [9]. Во время посадки хвостовой крюк самолета ловит трос, который разматывается, что создает в подшипнике одновременно большое угловое ускорение и значительные радиальную и осевую нагрузки. Для этого случая проведен расчет тепловыделения, которое составило 30 кВт. Главным его источником явилось скольжение между торцом ролика и бортом кольца. Отмечено, что уменьшение угла перекоса роликов по рысканию за счет снижения осевого зазора не способно сколько-нибудь заметно сократить тепловыделение, поэтому основным способом решения этой проблемы должен быть подбор формы торца ролика и борта кольца.

В статье [10] рассмотрена разработанная фирмой NSK конструкция цилиндрического роликового подшипника, в которой для обеспечения достаточного количества смазки на площадке контакта и предотвращения прямого металлического контакта использовано наружное кольцо, его борт имеет торец двуступенчатой конической формы.

В статье [11] приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований толщины масляной пленки в контакте сферического торца ролика с коническим бортом внутреннего кольца конического роликового подшипника, который имел закрепленное внутреннее кольцо и вращающееся наружное кольцо. Полученные результаты показали, что толщина масляной пленки в торцевом контакте возрастает с увеличением частоты вращения подшипника и вязкости масла, но уменьшается с ростом усилия в контакте. Была получена зависимость толщины масляной пленки от радиуса кривизны сферического торца ролика, которая имеет максимум при отношении радиуса сферического торца к радиусу борта в диапазоне от 0,8 до 0,85. Это значение было рекомендовано для проектирования новых конструкций подшипников.

Авторы работы [12] экспериментально установили, что в буксовом подшипнике самая высокая температура наблюдается на борту внутреннего кольца, а тепловыделение этого борта вносит наиболее значительный вклад в общее повышение температуры железнодорожного подшипника.

В статье [13] рассмотрено влияние перекоса ролика на момент сопротивления вращению конического роликового подшипника с сухой смазкой

при предварительном осевом натяге. Было обнаружено, что при превышении углом перекоса определенного критического значения момент сопротивления резко возрастает. Величина этого критического угла зависит от коэффициента трения в торцевом контакте и размера зазоров в окне сепаратора.

В работе [14] также сделан вывод о том, что трение скольжения между торцами борта кольца и ролика является доминирующим фактором, влияющим на момент сопротивления вращению в коническом роликовом подшипнике.

Изготовление сферических или тороидальных поверхностей торцов роликов и бортов колец — более сложная и дорогая технологическая операция, чем выполнение поверхности со скосами. Поэтому практический интерес представляют вопросы о том, каким образом появление скосов на торце ролика способно повлиять на местоположение и форму пятна контакта, распределение давления по площади контакта и потери мощности в торцевом контакте, а также как все выше перечисленные характеристики будут зависеть от углов перекоса ролика по тангажу и рысканию.

Цель данной работы — рассмотреть на примере контакта торцов ролика с бортом наружного кольца цилиндрического роликового подшипника влияние их конструктивных характеристик на тепловую мощность в пятне контакта, используя специально разработанную для этого программу.

**Геометрия контакта торцов.** Используемые при анализе конструктивные размеры ролика, наружного кольца и сепаратора приведены ниже:

<i>Ролик</i>	
Полная длина $L_w$ , мм .....	20
Максимальный диаметр $D_w$ , мм .....	15,015
Длина цилиндрического участка профиля $L_c$ , мм ..	8,0
Свес бомбины $P_{bo}$ , мм .....	0,02
Длина фаски $\Delta F_x$ , мм .....	1,5
Высота фаски $\Delta F_y$ , мм .....	1,5
Радиус фаски $R_f$ , мм .....	1,5
Высота скоса на торце $H_{скос\ w}$ , мм .....	2/0*
Угол скоса на торце $\Psi$ , град .....	0,715, 1,43, 2,145, 2,86 / 0*
<i>Наружное кольцо</i>	
Наружный диаметр $D_{нар. н. к.}$ , мм .....	230
Диаметр дорожки качения $D_{дор. н. к.}$ , мм .....	215,064
Высота борта $H_B$ , мм .....	3,5
Ширина борта, $L_B$ мм .....	8,0
Расстояние между бортами $L_{борт}$ , мм .....	20,2

Длина фаски борта $\Delta F_{XB}$ , мм .....	0,3
Высота фаски на борте $\Delta F_{YB}$ .....	0,3
Радиус фаски на борте $R_{FB}$ .....	0,3
Высота скоса на борте (включая фаску) $H_{\text{скос } B}$ .....	1/0*
Угол скоса борта $\gamma$ , град .....	-1,96; -3,92; -5,88; -7,84 / 0*
Высота верхней дуги галтели $H_{\text{галт1}}$ , мм .....	0,4
Высота нижней дуги галтели $H_{\text{галт2}}$ , мм .....	0,4

*Сепаратор*

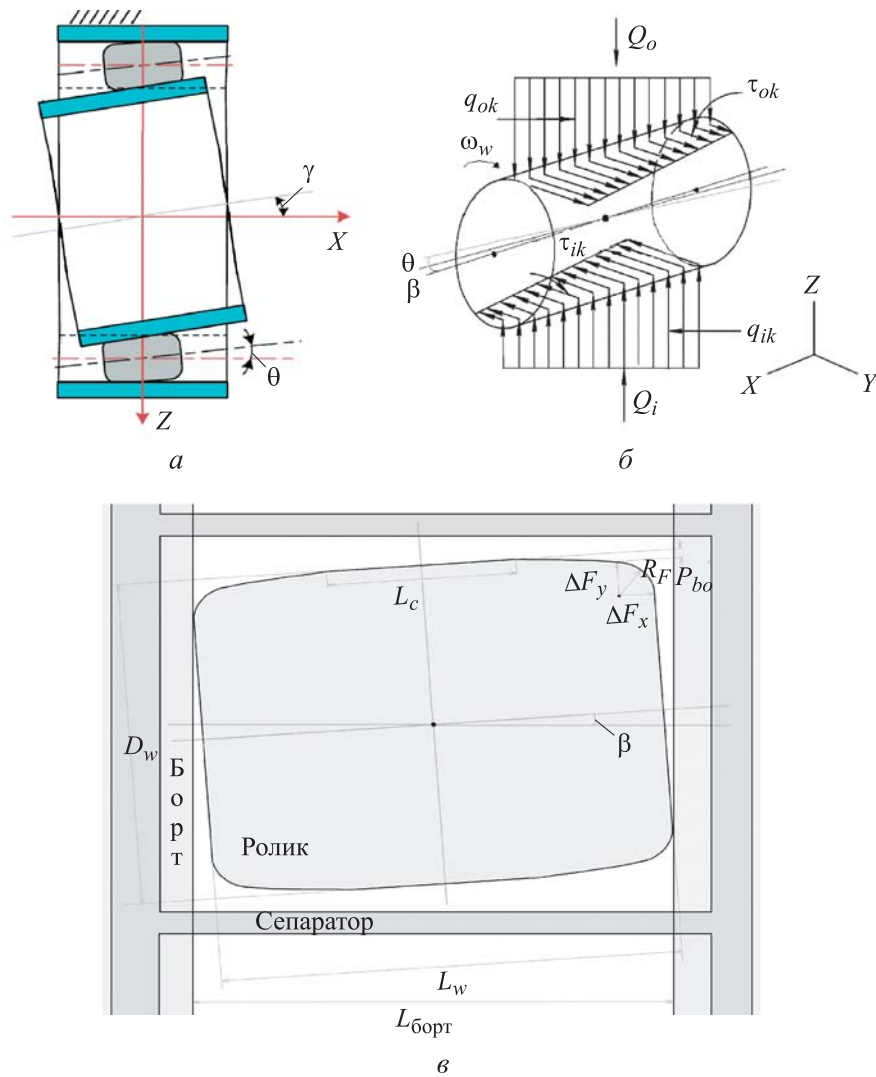
Осевой размер окна $L_{\text{окно сеп}}$ , мм	20,3
Окружной размер окна $H_{\text{окно сеп}}$ , мм	15,3

\*В числителе указаны размеры борта кольца или торца ролика со скосом, в знаменателе — без скоса.

Перекосы колец и роликов, возникающие при работе подшипника, проиллюстрированы на рис. 2. Вызванный неравномерностью температурного поля конструкции машины и другими факторами взаимный поворот колец на угол  $\gamma$  сопровождается разворотом роликов относительно колец на угол тангажа  $\theta$ , расположенный в осевом сечении подшипника (рис. 2, а), и на угол рысканья  $\beta$ , находящийся в тангенциальной к дорожке качения плоскости (рис. 2, б и в) [9]. Наибольший угол тангажа равен примерно половине угла перекоса колец. Возникающая вследствие несоосности неравномерность распределения контактных нагрузок по длине ролика иллюстрируется на рис. 2, б. На этом рисунке использованы следующие обозначения:  $Q_o$  и  $Q_i$  — нормальные усилия в контактах ролика с дорожками качения наружного и внутреннего кольца соответственно;  $q_{ok}$  и  $q_{ik}$  — распределенные по длине ролика нагрузки на  $k$ -м участке контактов ролика с дорожками качения наружного и внутреннего кольца;  $\tau_{ok}$  и  $\tau_{ik}$  — соответствующие им распределенные силы трения,  $\omega_w$  — угловая скорость ролика.

Приведенные выше геометрические размеры позволяют сделать вывод, что расстояние между бортами колец меньше осевого размера окна сепаратора, и потому именно оно является параметром, ограничивающим перекося ролика по рысканию. В этом случае, как видно на рис. 2, в, нагрузки от ролика воспринимаются бортами кольца, а не менее прочными переключками сепаратора.

Поскольку ролик не является прямым цилиндром: его профиль имеет фаски, бомбинированные и прямолинейный участки, для решения задачи по определению максимального угла рыскания ролика была разработана компьютерная программа, которая определяет максимальный угол рыскания в зависимости от профиля ролика, размеров окна сепаратора и расстояния между бортами.



**Рис. 2.** Перекосы ролика:

*a* — перекося ролика на угол тангажа  $\theta$ , вызванный перекосям внутреннего кольца подшипника на угол  $\gamma$ ; *б* — перекося ролика на угол рыскания  $\beta$  и контактные усилия между роликом и дорожкой качения; *в* — ограничения перекося ролика по рысканию из-за бортов наружного кольца

В этой программе используются уравнения, описывающие различные участки профилей торцов роликов и бортов (табл. 1). Оси  $X$  совмещены с осями ролика и кольца соответственно, а оси  $Y$  направлены в радиальном направлении. Часть обозначений, приведенных выше, применяются также в зависимостях в табл. 1.

Уравнения для участков профиля

Профиль торца	Участок	Интервал участка	Уравнение профиля
Ролик прямо-линейный	Бомбина	$0,5D_w - P_{bo} \leq r < 0,5D_w$	$X(r) = (0,5D_w - r) \times \left( \frac{0,5L_w - \Delta F_x - 0,5L_c}{P_{bo}} \right) + 0,5L_c$
	Фаска	$0,5D_w - P_{bo} - \Delta F_y \leq r < 0,5D_w - P_{bo}$	$X(r) = \sqrt{R_F^2 - (r - Y_{FC})^2} + X_{FC}$
	Прямой	$0 \leq r < 0,5D_w - P_{bo} - \Delta F_y$	$X(r) = 0,5L_w$
Ролик со скосом	Бомбина	$0,5D_w - P_{bo} \leq r < 0,5D_w$	$X(r) = (0,5D_w - r) \times \left( \frac{0,5L_w - \Delta F_x - 0,5L_c - l_{\text{скос}w}}{P_{bo}} \right) + 0,5L_c$
	Фаска	$0,5D_w - P_{bo} - \Delta F_y \leq r < 0,5D_w - P_{bo}$	$X(r) = \sqrt{R_F^2 - (r - Y_{FC})^2} + X_{FC}$
	Скос	$0,5D_w - P_{bo} - \Delta F_y - H_{\text{скос}w} \leq r < 0,5D_w - P_{bo} - \Delta F_y$	$X(r) = X_{FT} + (Y_{FT} - r) \frac{l_{\text{скос}w}}{H_{\text{скос}w}}$
	Прямой	$0 \leq r < 0,5D_w - P_{bo} - \Delta F_y - H_{\text{скос}w}$	$X(r) = 0,5L_w$
Борт прямо-линейный	Фаска	$0,5D_{\text{дор.н.к}} - H_B \leq r < 0,5D_{\text{дор.н.к}} - H_B + \Delta F_{yB}$	$X(r) = \sqrt{R_{FB}^2 - (r - Y_{CFB})^2} + X_{CFB}$
	Прямой	$0,5D_{\text{дор.н.к}} - H_B + \Delta F_{yB} \leq r < 0,5D_{\text{дор.н.к}} - H_{\text{галт1}} - H_{\text{галт2}}$	$X(r) = L_B$
	Верхняя дуга галтели	$0,5D_{\text{дор.н.к}} - H_{\text{галт1}} - H_{\text{галт2}} \leq r < 0,5D_{\text{дор.н.к}} - H_{\text{галт2}}$	$X(r) = \sqrt{R_{\text{галт1}}^2 - (r - Y_{\text{Сгалт1}})^2} + X_{\text{Сгалт1}}$



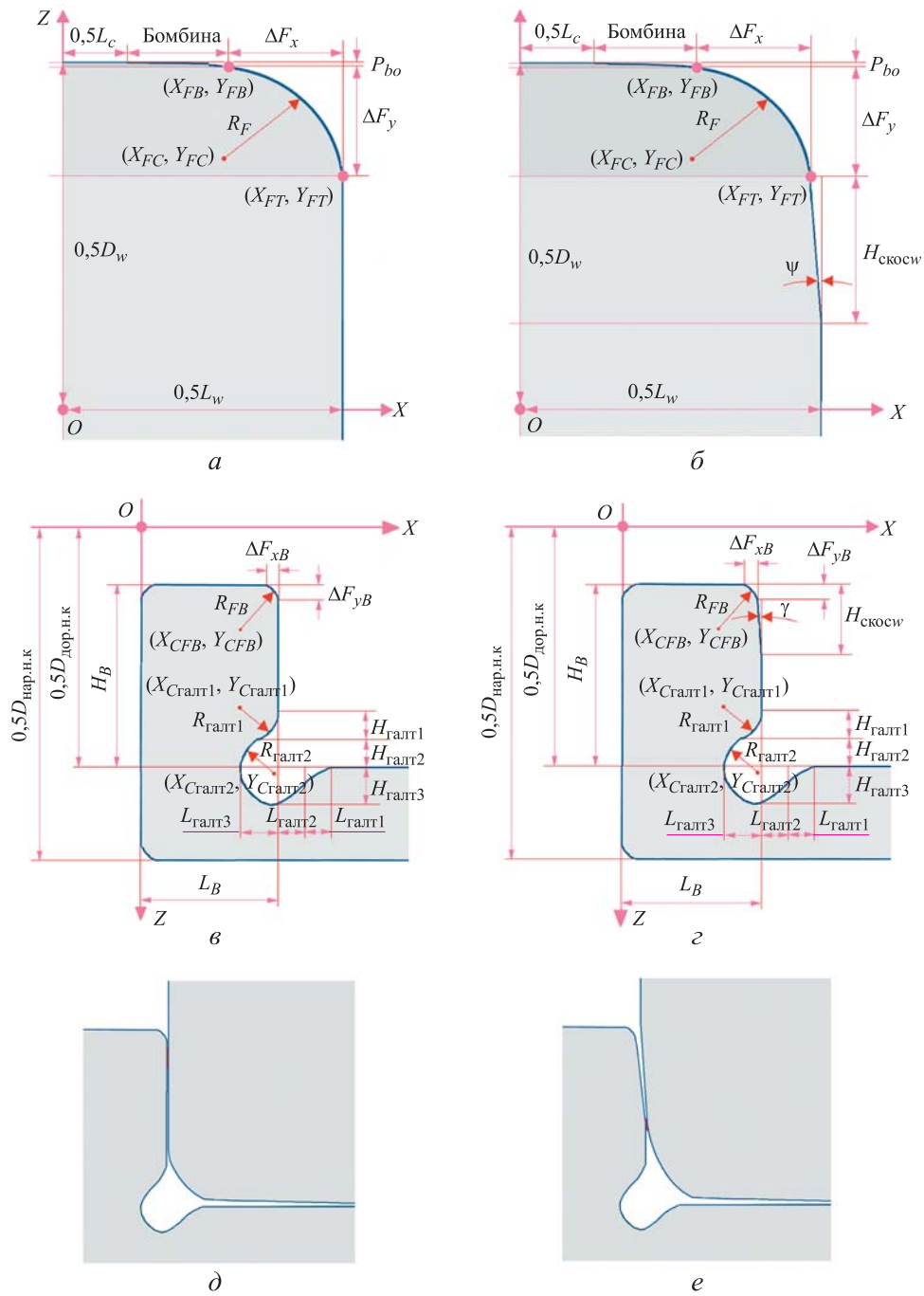
Профиль торца	Участок	Интервал участка	Уравнение профиля
Борт прямо- линейный	Нижняя дуга галтели	$0,5D_{\text{дор.н.к}} - H_{\text{галт2}} \leq r < 0,5D_{\text{дор.н.к}}$	$X(r) = -\sqrt{R_{\text{галт2}}^2 - (r - Y_{\text{Сгалт2}})^2} + X_{\text{Сгалт2}}$
	Фаска на скосе	$0,5D_{\text{дор.н.к}} - H_B \leq r < 0,5D_{\text{дор.н.к}} - H_B + \Delta F_{yB}$	$X(r) = \sqrt{R_{FB}^2 - (r - Y_{CFB})^2} + X_{CFB}$
Борт со скосом	Скос	$0,5D_{\text{дор.н.к}} - H_B + \Delta F_{yB} \leq r < 0,5D_{\text{дор.н.к}} - H_B + H_{\text{скосB}}$	$X(r) = L_B - ((0,5D_{\text{дор.н.к}} - H_B + H_{\text{скосB}}) - r) \times \text{tg}( \gamma )$
	Прямой	$0,5D_{\text{дор.н.к}} - H_B + H_{\text{скосB}} \leq r < 0,5D_{\text{дор.н.к}} - H_{\text{галт1}} - H_{\text{галт2}}$	$X(r) = L_B$
	Верхняя дуга галтели	$0,5D_{\text{дор.н.к}} - H_{\text{галт1}} - H_{\text{галт2}} \leq r < 0,5D_{\text{дор.н.к}} - H_{\text{галт2}}$	$X(r) = \sqrt{R_{\text{галт1}}^2 - (r - Y_{\text{Сгалт1}})^2} + X_{\text{Сгалт1}}$
	Нижняя дуга галтели	$0,5D_{\text{дор.н.к}} - H_{\text{галт2}} \leq r < 0,5D_{\text{дор.н.к}}$	$X(r) = -\sqrt{R_{\text{галт2}}^2 - (r - Y_{\text{Сгалт2}})^2} + X_{\text{Сгалт2}}$

В табл. 1 также используются обозначения:  $X_{FC}, Y_{FC}$  — координаты центра фаски ролика;  $X_{FT}, Y_{FT}$  — координаты точки соединения фаски и торца ролика;  $X_{FB}, Y_{FB}$  — координаты соединения фаски и бомбины ролика;  $X_{\text{Сгалт1}}, Y_{\text{Сгалт1}}$  — координаты центра верхней дуги галтели;  $X_{\text{Сгалт2}}, Y_{\text{Сгалт2}}$  — координаты центра нижней дуги галтели;  $X_{CFB}, Y_{CFB}$  — координаты центра фаски борта наружного кольца. Остальные обозначения понятны из рис. 3, иллюстрирующего рассматриваемые геометрические формы.

Значения максимального угла рыскания  $\beta_{\text{max}}$ , полученные с помощью программы, в зависимости от расстояния между бортами  $L_{\text{борт}}$ , приведены ниже:

$L_{\text{борт}}$ , мм .....	20,1	20,2	20,3	20,4	20,5
$\beta_{\text{max}}$ , град .....	0,49	0,98	1,47	1,97	2,47

Результаты расчетов, выполненных с помощью указанной выше программы, представлены в табл. 2. Из анализа приведенных данных



**Рис. 3.** Профили контактирующих торцов:

*a* — прямолинейный ролика; *б* — ролика со скосом; *в* — прямолинейный бор-та кольца; *г* — борта кольца со скосом; *д* — контакт прямолинейных торцов; *е* — контакт торцов со скосами

следует, что номинальным значениям конструктивных размеров ролика и окна сепаратора соответствует диапазон изменения угла рыскания ролика от  $-1^\circ$  до  $+1^\circ$ .

Таблица 2

Значения максимального угла рыскания  $\beta_{\max}$  в зависимости от размеров фаски

$\beta$ , град	Размер фаски, мм		
	$\Delta F_x$	$\Delta F_y$	$R_F$
0,79	0,1	0,1	0,1
0,82	0,5	0,5	0,5
0,89	1,0	1,0	1,0
0,98	1,5	1,5	1,5
1,06	2,0	2,0	2,0
1,30	3,0	3,0	3,0
1,70	4,0	4,0	4,0

Радиус точки контакта на поверхности торца определяется по формуле

$$r = \sqrt{Y^2 + Z^2}. \quad (1)$$

Перекося ролика по тангажу и рысканию задается последовательным применением оператора поворота:

по тангажу

$$\begin{aligned} Z' &= Z \cos(\theta) - X \sin(\theta), \\ X' &= Z \sin(\theta) + X \cos(\theta) \end{aligned} \quad (2)$$

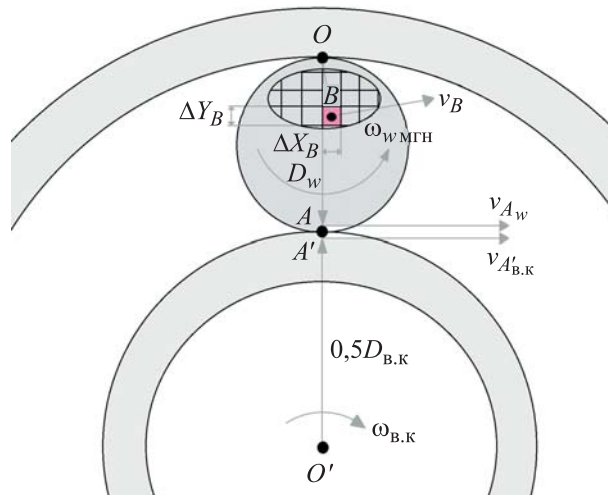
и рысканию

$$\begin{aligned} Y' &= Y \cos(\beta) - X' \sin(\beta), \\ X' &= Y \sin(\beta) + X' \cos(\beta), \end{aligned} \quad (3)$$

где  $X = X(Y, Z)$  — функция, описывающая поверхность торца ролика;  $Z', X'$  — координаты точки поверхности торца ролика, повернутой на угол тангажа  $\theta$ ;  $Y', X'$  — координаты точки поверхности торца ролика, повернутой на угол рыскания  $\beta$ .

**Расчет потерь мощности.** Для случая, когда ролик и сепаратор вращаются с эпициклическими скоростями без проскальзывания, не учитываются радиальные деформации ролика и кольца, а также изменение наклона борта под действием осевой нагрузки. Для расчета потерь мощности на трение торцов была разработана специальная программа, в которой область контакта и распределение контактных давлений определяются с помощью модифицированного метода Хартнетта [7].

Соответственно этому методу, в месте контакта создается область с центром в точке первоначального касания торцов (рис. 4). Точка  $O$  в контакте ролика с дорожкой качения наружного кольца при отсутствии проскальзывания соответствует мгновенной оси вращения.



**Рис. 4.** Область контакта торцов ролика и борта кольца:

$\Delta X_B, \Delta Y_B$  — размеры участка, на которые разбивается область контакта;  $B$  — центр произвольного участка области контакта;  $v_B$  — линейная скорость точки  $B$ ;  $D_{в.к}$  — диаметр дорожки качения внутреннего кольца;  $\omega_{в.к}$  — угловая скорость вращения внутреннего кольца;  $\omega_{вмгн}$  — угловая скорость ролика вокруг мгновенной оси вращения  $O$

Линейные скорости точек  $A$  на поверхности вращающегося ролика и  $A'$  на поверхности дорожки качения внутреннего кольца соответственно определяются уравнениями

$$v_{Aw} = \omega_{вмгн} D_w; \quad (4)$$

$$v_{A'в.к} = \omega_{в.к} 0,5D_{в.к}. \quad (5)$$

Поскольку точки  $A$  и  $A'$  находятся в контакте, при отсутствии проскальзывания выполняется равенство линейных скоростей поверхности ролика и дорожки качения. Приравняв (4) и (5), получаем уравнение для угловой скорости ролика вокруг мгновенной оси вращения:

$$\omega_{вмгн} = \frac{\omega_{в.к} 0,5D_{в.к}}{D_w}. \quad (6)$$

Область контакта разбивается на одинаковые прямоугольные ячейки (см. рис. 4), в каждой из которых контактное давление считается постоянным. Скорость скольжения в ячейке также считается постоянной

и равной скорости скольжения в ее центре. Скорость скольжения, которая определяется как скорость соответствующей точки торца ролика при движении относительно к кольцу, рассчитывается по формуле

$$v_B = \omega_{\text{вмгн}} \sqrt{(X_B - X_O)^2 - (Y_B - Y_O)^2}, \quad (7)$$

где  $X_B, Y_B$  — координаты центра некоторой прямоугольной ячейки;  $X_O, Y_O$  — координаты мгновенного центра вращения  $O$ .

Тепловая мощность  $P$ , выделяемая в контакте торцов ролика и борта, вычисляется как сумма мощностей по всем ячейкам области контакта и определяется выражением

$$P = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^M k p(X_i, Y_j) \omega_{\text{вмгн}} \sqrt{(X_i - X_O)^2 - (Y_j - Y_O)^2} \Delta X \Delta Y, \quad (8)$$

где  $N, M$  — число ячеек в направлении осей  $X$  и  $Y$  соответственно;  $k$  — коэффициент трения;  $p$  — давление в ячейке;  $X_i, Y_j$  — координаты центра ячейки с номерами  $i, j$  соответственно;  $\Delta X, \Delta Y$  — размеры ячеек.

**Результаты расчета.** Сначала с помощью специализированной программы были проведены предварительные расчеты для определения наиболее выгодных углов скоса борта наружного кольца и торца ролика при угле рыскания ролика  $0,05^\circ$ . Нагрузка вдоль оси ролика составляла 5 Н, наружное кольцо оставалось неподвижным, частота вращения внутреннего кольца составляла 6000 об/мин. Полученные результаты расчетов приведены в табл. 3.

Таблица 3

**Значения максимального контактного давления  $\sigma_{\text{max}}$  и потерь мощности  $P$  от угла скоса торца ролика  $\psi$  и борта наружного кольца  $\gamma$  при  $\beta = 0,05^\circ$**

$\psi$ , град	$\sigma_{\text{max}} / P$ при $\gamma$ , равном				
	0	$-1,96^\circ$	$-3,92^\circ$	$-5,88^\circ$	$-7,84^\circ$
0	719 МПа / 5,04 Вт	800 МПа / 3,9 Вт	800 МПа / 3,9 Вт	800 МПа / 3,9 Вт	800 МПа / 3,89 Вт
0,715	371 МПа / 3,14 Вт	273 МПа / 2,44 Вт	357 МПа / 2,43 Вт	357 МПа / 2,43 Вт	357 МПа / 2,43 Вт
1,430	468 МПа / 3,11 Вт	433 МПа / 2,41 Вт	<b>442 МПа / 2,4 Вт</b>	443 МПа / 2,39 Вт	443 МПа / 2,39 Вт
2,145	544 МПа / 3,11 Вт	542 МПа / 3,1 Вт	498 МПа / 2,42 Вт	514 МПа / 2,38 Вт	515 МПа / 2,38 Вт
2,860	607 МПа / 3,1 Вт	605 МПа / 3,1 Вт	561 МПа / 2,42 Вт	552 МПа / 2,42 Вт	574 МПа / 2,4 Вт

Из данных табл. 3 следует, что вариант с углом скоса торца ролика  $\psi = 1,43^\circ$  и углом скоса борта наружного кольца  $\gamma = -3,92^\circ$ , при котором создаются максимальное контактное давление 442 МПа и мощность потерь 2,4 Вт, является наиболее предпочтительным по причине относительно малой величины контактного давления и мощности потерь. Кроме того, соседние значения в таблице мало отличаются от этих, что важно с точки зрения погрешностей изготовления роликов и бортов с указанным углом скосом.

Для найденного варианта были проведены две серии расчетов.

В *первой серии* выполнялись расчеты контактного давления и мощности выделяемой в контакте теплоты для углов несоосности ролика:

1) углов тангажа  $\theta$  в диапазоне от  $-0,05^\circ$  до  $0,05^\circ$  при угле рыскания  $\beta = 0$ ;

2) углов рыскания от 0 до  $0,05^\circ$  при угле тангажа  $\theta = 0$ .

Были заданы следующие рабочие условия: нагрузка вдоль оси ролика 5 Н, частота вращения внутреннего кольца 6000 об/мин, наружное кольцо считалось неподвижным. Для получения сравнительной оценки потерь на трение при прямой и при конической форме торцов принимался один и тот же постоянный коэффициент трения  $k = 0,05$ . Знак угла рыскания  $\beta$  при угле тангажа  $\theta = 0$  не влияет на контактное давление, скорость скольжения и потерю мощности на трение.

Распределение давления в контакте и выделяемая тепловая мощность  $P$  для различных углов перекоса по тангажу и по рысканию для двух различных конструкций борта и торца ролика показаны на рис. 5 и 6. На рисунках использованы следующие обозначения:  $P$  — выделяемая в контакте тепловая мощность;  $\sigma_{\max}$  — максимальное контактное давление, полученное при накладывании на контактирующие торцы сетки из  $500 \times 500$  ячеек. Анализ приведенных на рисунках данных показал, что для конструкции со скосами местоположение пятна контакта незначительно зависит от углов перекоса и в большинстве случаев дает меньшее тепловыделение.

Во *второй серии* расчеты выполнялись для следующих углов поворота ролика:

1) углов тангажа  $\theta$  в диапазоне от  $-0,1^\circ$  до  $0,1^\circ$  при угле рыскания  $\beta = 0$ ;

2) углов рыскания  $\gamma$  от 0 до  $1^\circ$  при угле тангажа  $\theta = 0$ .

Нагрузка вдоль оси ролика составляла 100 Н, частота вращения внутреннего кольца — 6000 об/мин, коэффициент трения  $k = 0,05$ .

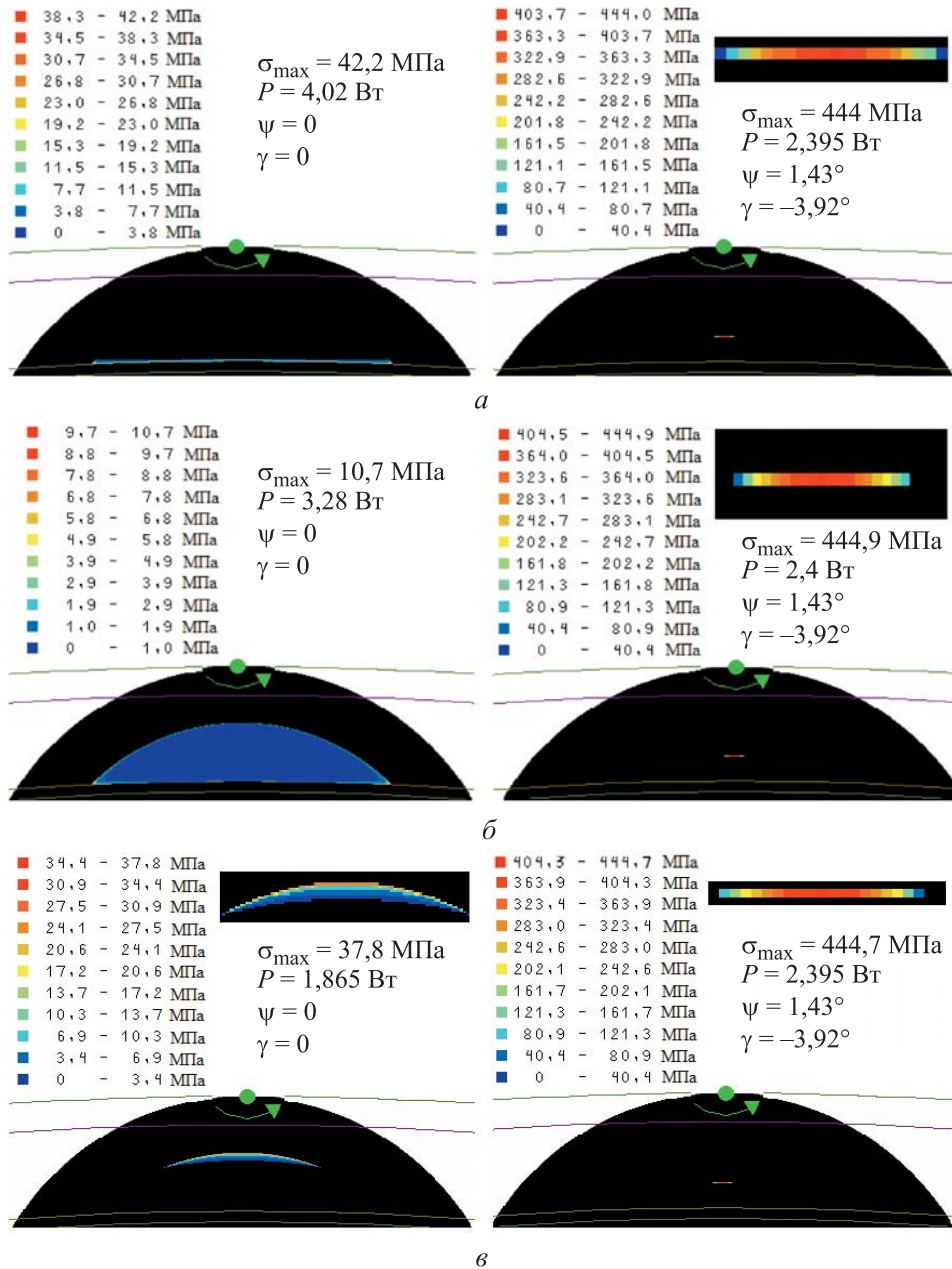


Рис. 5. Распределение давления и выделяемая тепловая мощность  $P$  в контакте для углов тангажа  $\theta$ , равных  $-0,0050^\circ$  (а);  $0$  (б);  $0,0050^\circ$  (в), и угла рыскания  $\beta = 0$  при нормальной силе в контакте  $5 \text{ Н}$  и частоте вращения внутреннего кольца подшипника  $6000 \text{ об/мин}$

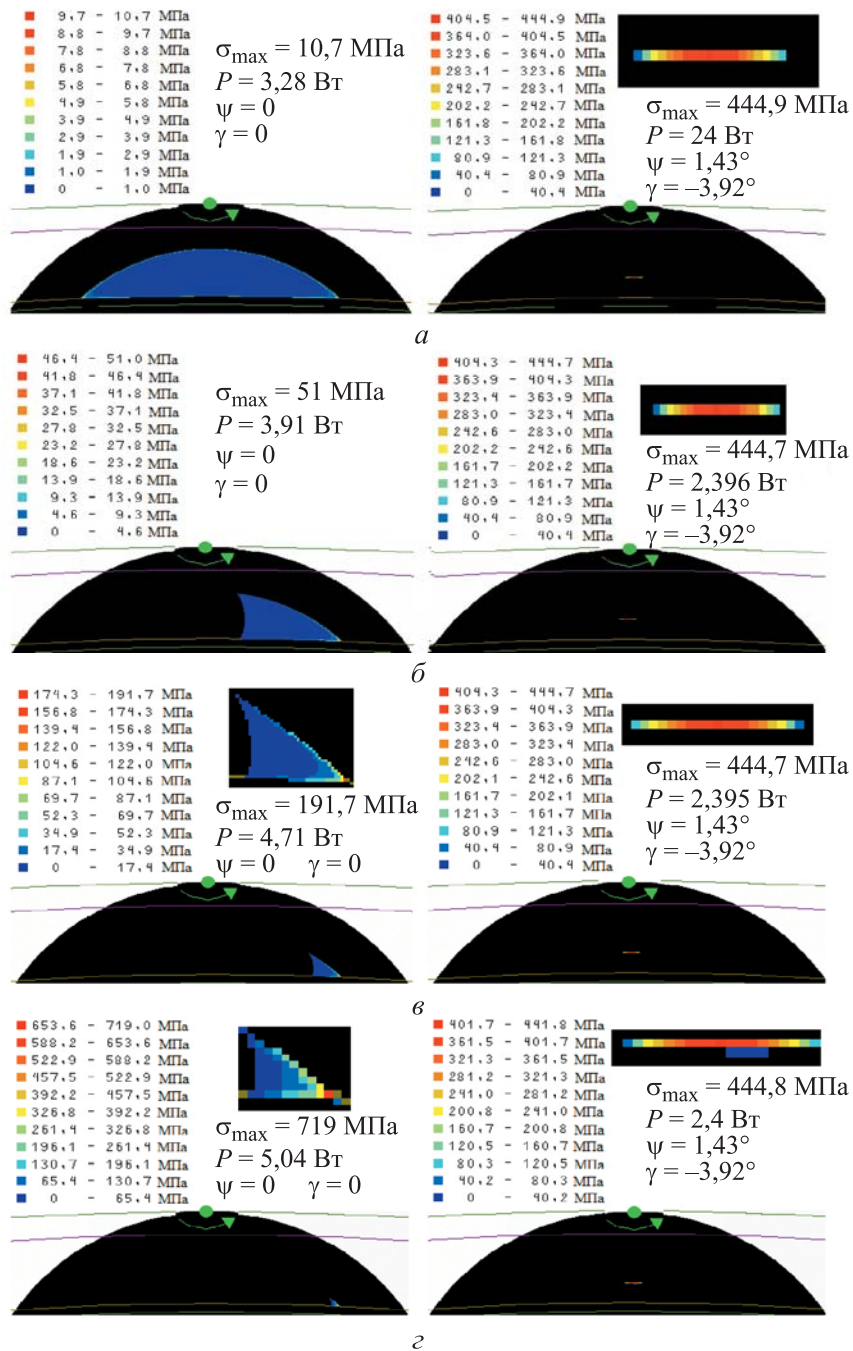
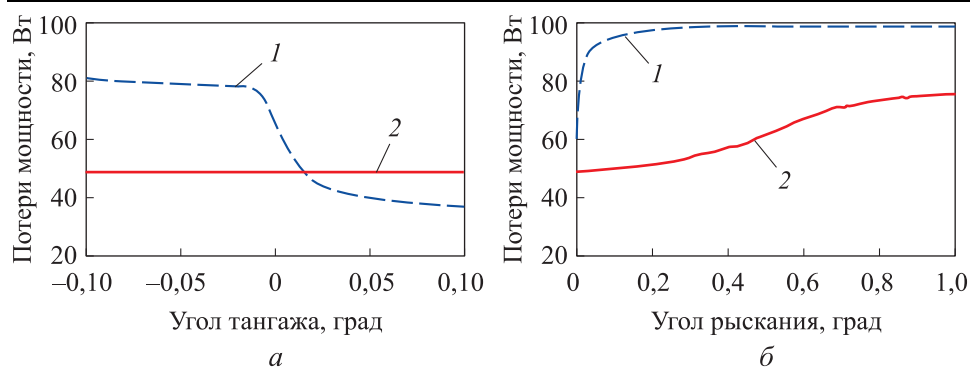


Рис. 6. Распределение давления и выделяемая тепловая мощность  $P$  в контакте для угла тангажа  $\theta = 0$  и углов рыскания  $\beta$ , равных  $0$  (а);  $0,0005^\circ$  (б);  $0,005$  (в);  $0,05000^\circ$  (з), при нормальной силе в контакте  $5 \text{ Н}$  и частоте вращения внутреннего кольца подшипника  $6000 \text{ об/мин}$





**Рис. 7.** Зависимости потерь мощности в торцевом контакте от угла тангажа при угле рыскания  $\gamma = 0$  (а) и от угла рыскания при угле тангажа  $\theta = 0$  (б) для профилей торцов со скосами (1) и без скосов (2)

Результаты расчетов, представленные в виде кривых на рис. 7, позволяют сделать вывод, что при нулевом угле рыскания и углах тангажа, больших  $0,9'$ , потери мощности в контакте торцов со скосами превышают потери в случае их отсутствия, а в остальных случаях наличие скосов заметно снижает потери мощности.

**Заключение.** При работе роликовых подшипников происходит постоянное изменение положения роликов по отношению к кольцам, определяемое углами тангажа и рыскания. При этом изменяется расстояние пятна торцевого контакта до дорожки качения, где, если пренебречь проскальзыванием, расположена ось мгновенного вращения ролика относительно кольца. Чем меньше это расстояние, тем ниже скорость скольжения и потери мощности на трение в контакте торцов ролика и борта кольца подшипника.

Из анализа приведенных результатов следует, что наличие скосов на торцах борта наружного кольца и ролика при смещении пятна торцевого контакта ближе к мгновенному центру качения позволяет уменьшить выделяемую в нем тепловую мощность в большинстве рассмотренных сочетаний углов несоосности ролика и кольца. Однако при определенных величинах этих углов, например, при нулевом угле рыскания и углах тангажа, больших  $0,9'$ , потери мощности в контакте торцов со скосами больше потерь в случае отсутствия скосов. Периодическое изменение положения роликов по отношению к кольцам подшипников при их работе зависит от условий эксплуатации: внешних нагрузок, перекоса колец, рабочего радиального зазора, профилей роликов и дорожек качения, а также от других факторов. Поэтому выбор геометрии торцов роликов и бортов колец должен выполняться применительно к конкретным условиям эксплуатации подшипника и соответствующим им изменениям углов рыскания и тангажа роликов. Использование специально разработанной для этого программы дает возможность автоматизировать необходимые расчеты при проектировании подшипников.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Шавшишвили А.Д. Работа цилиндрических роликовых подшипников в контакте торец ролика–борт кольца. *Пути совершенствования конструкций буксовых узлов вагонов с подшипниками качения. Труды ВНИИЖТ № 654*. Москва, Транспорт, 1982, с. 90–97.
- [2] Корренн Х. Осевая нагрузочная способность радиальных роликовых подшипников. *Проблемы трения и смазки*, 1970, № 1, с. 148–159.
- [3] Петров В.А., Филатова Е.М., Галахов М.А. Сопротивление вращению цилиндрического роликового подшипника при комбинированной нагрузке. *Вестник машиностроения*, 1977, № 3, с. 18–21.
- [4] Филатова Е.М., Мартынов В.С. К расчету роликовых подшипников для вагонных букс. *Вестник машиностроения*, 1978, № 12, с. 22–24.
- [5] Бражникова А.М. Моделирование напряженно-деформируемого состояния контактирующих поверхностей торца ролика и борта кольца конического роликоподшипника. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2022, вып. 10. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2022-10-2215>
- [6] Клебанов Я.М., Бражникова А.М., Поляков К.А. Взаимодействие торцов роликов и борта кольца конического роликоподшипника при гидродинамическом контакте. *Трение и износ*, 2022, т. 43, № 6, с. 594–602.
- [7] Клебанов Я.М., Петров В.Р., Адеянов И.Е. Численное исследование влияния профиля ролика и перекоса колец на нормальное давление в области контакта ролика с дорожками качения цилиндрического роликового подшипника. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2019, вып. 10. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2019-10-1927>
- [8] Zhou R.S., Hoeprich M.R. Torque of tapered roller bearings. *J. Tribol*, 1991, vol. 113, pp. 590–597.
- [9] Harris T.A., Kotzalas M.N., Yu W.K. On the causes and effects of roller skewing in cylindrical roller bearings. *Tribology Transactions*, 1998, vol. 41, no. 4, pp. 572–578. <http://dx.doi.org/10.1080/10402009808983784>
- [10] Lacey S., Kawamura H., Ohara Y. Bearings for Aircraft Gas Turbine Engines (part1). *NSK Technical Journal Motion & Control*, 1998, no. 5, pp. 1–8.
- [11] Fujiwara H., Tsujimoto T., Yamauchi K. Optimized Radius of Roller Large End Face in Tapered Roller Bearing. *NTN Technical Review*, 2009, no. 77, pp. 96–104.
- [12] Yan K., Wang N., Zhai Q., Zhu Y., Zhang J., Niu Q. Theoretical and experimental investigation on the thermal characteristics of double-row tapered roller bearings of high speed locomotive. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2015, vol. 84, pp. 1119–1130.
- [13] Zhang C., Gu L., Mao Y., Wang L. Modeling the frictional torque of a dry-lubricated tapered roller bearing considering the roller skewing. *Friction*, 2019, vol. 7, pp. 551–563.
- [14] Yamanaka H., Zenbutsu M. Development of Tapered Roller Bearings for Electric/Hybrid Vehicles. *NSK Technical Journal Motion & Control*, 2021, vol. 32. URL: <https://www.nsk.com/rd/pdf/techJournal/etj-0032.pdf> (accessed 02.12.2021).

Статья поступила в редакцию 29.02.2024

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Клебанов Я.М., Петров В.Р. Метод оценки потерь мощности в контакте торца ролика и борта наружного кольца роликового подшипника с учетом геометрии колец и ролика, и перекоса ролика. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2024, вып. 6. EDN PACPEJ

**Клебанов Яков Мордухович** — д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Механика», Самарский государственный технический университет. Областью научных интересов является компьютерное моделирование прикладных задач, анализ и проектирование подшипников качения, анализ и приложения компьютерных программ, конечно-элементный анализ с использованием CAE ANSYS. Автор более 160 научных работ. e-mail: jklebanov@mail.ru

**Петров Виктор Робертович** — аспирант кафедры «Механика», Самарский государственный технический университет. Область научных интересов: разработка программного обеспечения для анализа и проектирование подшипников качения. e-mail: qpetrov@yandex.ru

## Methodology to assess energy loss in the roller bearing roller face and outer ring side taking into account the ring and roller geometry, and the roller misalignment

© Ya.M. Klebanov, V.R. Petrov

Samara State Technical University, Samara, 443100, Russian Federation

*The paper considers two options in the cylindrical roller bearing design. The first option has bevels at the roller ends and the outer ring sides; these bevels are missing in the second option. The authors computed the contact spot position, pressure distribution diagram in the contact and thermal power losses for both the bearing designs with different roller skewness angles in pitch and yaw for the axial load values applied to the bearing. This case envisages the roller and the separator rotating at the epicyclic speeds without slipping. The roller and ring radial deformations are not taken into account, as well as the side inclination alteration due to the axial load action. The paper shows that in most cases selection of the design option with bevels leads to reduction in the power loss, which makes the design with bevels more applicable compared to the design without bevels. Using the described method in designing the cylindrical roller bearings would make it possible to assess power losses and select the bevel geometry that reduces the bearing assembly heating.*

**Keywords:** cylindrical roller bearing, end contact, power loss, heat generation, contact pressure distribution, bevel end

### REFERENCES

- [1] Shavshishvili A.D. Rabota tsilindricheskikh rolikovykh podshipnikov v kontakte torets rolika–bort koltsa [Operation of cylindrical roller bearings in contact between the roller end and the ring flange]. *Puti sovershenstvovaniya konstruktivnykh buksovykh uzlov vagonov s podshipnikami kacheniya. Trudy VNIIZhT no. 654* [Ways to improve design of the axle boxes for cars with the rolling bearings. Proceedings of VNIIZhT, no. 654]. Moscow, Transport Publ., 1982, pp. 90–97.
- [2] Korrenn H. Osevaya nagruzochnaya sposobnost radialnykh rolikovykh podshipnikov [Axial load capacity of the radial roller bearings]. *Problemy treniya i smazki — Friction and Lubrication Problems*, 1970, no. 1, pp. 148–159.
- [3] Petrov V.A., Filatova E.M., Galakhov M.A. Soprotivlenie vrashcheniyu tsilindricheskogo rolikovogo podshipnika pri kombinirovannoy nagruzke [Rotation resistance of a cylindrical roller bearing under the combined load]. *Vestnik Mashinostroeniya*, 1977, no. 3, pp. 18–21.
- [4] Filatova E.M., Martynov W.S. K raschetu rolikovykh podshipnikov dlya vagonnykh buks [To calculation of the roller bearings for the wagon axle boxes]. *Vestnik Mashinostroeniya*, 1978, no. 12, pp. 22–24.
- [5] Brazhnikova A.M. Modelirovanie napryazhenno-deformiruemogo sostoyaniya kontaktiruyushchikh poverkhnostey torts rolika i borta koltsa konicheskogo rolkopodshchipnika [Stress-strain state simulation of the rib-roller end and of the ring flange contacting surfaces in the tapered roller bearing]. *Inzhenerny zhurnal: nauka i innovatsii — Engineering Journal: Science and Innovation*, 2022, iss. 10. <https://doi.org/10.18698/2308-6033-2022-10-2215>
- [6] Klebanov Ya.M., Brazhnikova A.M., Polyakov K.A. Vzaimodeystvie tortsov rolikov i borta koltsa konicheskogo rolikovogo podshipnika pri gidrodinamicheskom kontakte [Tapered roller bearing rib-roller end interaction at hydrody-

- namical contact]. *Trenie i iznos — Friction and Wear*, 2022, vol. 43, no. 6, pp. 594–602.
- [7] Klebanov J.M., Petrov V.R., Adeyanov I.E. Chislennoe issledovanie vliyaniya profilya rolika i perekosa kolets na normalnoe davlenie v oblasti kontakta rolika s dorozhkami kacheniya tsilindricheskogo rolikovogo podshipnika [Numerical study of the effect of roller profile and ring skew on roller raceways contact pressure in cylindrical roller bearing]. *Inzhenerny zhurnal: nauka i innovatsii — Engineering Journal: Science and Innovation*, 2019, iss. 10. <https://doi.org/10.18698/2308-6033-2019-10-1927>
- [8] Zhou R.S., Hoeprich M.R. Torque of tapered roller bearings. *J. Tribol*, 1991, vol. 113, pp. 590–597.
- [9] Harris T.A., Kotzalas M.N., Yu W.K. On the causes and effects of roller skewing in cylindrical roller bearings. *Tribology Transactions*, 1998, vol. 41, no. 4, pp. 572–578. <http://dx.doi.org/10.1080/10402009808983784>
- [10] Lacey S., Kawamura H., Ohara Y. Bearings for aircraft gas turbine engines (part 1). *NSK Technical Journal Motion & Control*, 1998, no. 5, pp. 1–8.
- [11] Fujiwara H., Tsujimoto T., Yamauchi K. Optimized radius of roller large end face in tapered roller bearing. *NTN Technical Review*, 2009, no. 77, pp. 96–104.
- [12] Yan K., Wang N., Zhai Q., Zhu Y., Zhang J., Niu Q. Theoretical and experimental investigation on the thermal characteristics of double-row tapered roller bearings of high speed locomotive. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2015, vol. 84, pp. 1119–1130.
- [13] Zhang C., Gu L., Mao Y., Wang L. Modeling the frictional torque of a dry-lubricated tapered roller bearing considering the roller skewing. *Friction*, 2019, vol. 7, pp. 551–563.
- [14] Yamanaka H., Zenbutsu M. Development of Tapered Roller Bearings for Electric/Hybrid Vehicles. *NSK Technical Journal Motion & Control*, 2021, vol. 32. Available at: <https://www.nsk.com/rd/pdf/techJournal/etj-0032.pdf> (accessed December 2, 2021).

**Klebanov Ya.M.**, Professor, Dr. Sc. (Eng.), Head of the Mechanics Department, Samara State Technical University; author of more than 160 scientific papers. Scientific interests: applied problems computer simulation, rolling bearing analysis and design, computer programs analysis and application, finite elements analysis using the ANSYS.  
e-mail: [jklebanov@mail.ru](mailto:jklebanov@mail.ru)

**Petrov V.R.**, Postgraduate, Mechanics Department, Samara State Technical University. Scientific interests: software development to analyze and design the rolling bearings.  
e-mail: [qpetrov@yandex.ru](mailto:qpetrov@yandex.ru)