

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО КОЭФФИЦИЕНТА В МЕТОДИКАХ РАСЧЕТА СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВРАЩЕНИЮ РОЛИКОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ ДЛЯ СОВРЕМЕННЫХ ПЛАСТИЧНЫХ СМАЗОК

Проанализированы исследования влияния температурного коэффициента на пластичную смазку, применяемую в роликах ленточных конвейеров. Описано влияние температуры на работу ленточных конвейеров и систем их смазки. Рассмотрены отечественные и зарубежные методики расчета сопротивления вращению роликов. По результатам анализа сделан вывод о необходимости разработки обновленной методики расчета сопротивления вращению. Ключевые слова: пластичные смазки, ленточные конвейеры, конвейерные ролики, методики расчета, подшипники.

Современный прогресс различных видов промышленной техники предъявляет повышенные требования к качеству смазочных материалов. Особое место среди смазочных материалов занимают пластичные смазки. Это обусловлено исключительностью данного вида смазок, которая заключается в сочетании свойств жидкого и твердого вещества, также смазки применяют там, где нет возможности использовать жидкие масла. С применением пластичных смазок упрощается конструкция уплотнений, уменьшается вес и габариты узлов и механизмов, увеличивается время эксплуатации, в течение которого не требуется пополнение или замена смазочного материала.

Одной из областей промышленности, в которой пластичные смазки получили широкое распространение является горнодобывающая отрасль. Наибольшее использование смазок характеризуется, при эксплуатации ленточных конвейеров, а именно

в подшипниках качения роlikоопор. Опыт работы оборудования на различных месторождениях страны показал недостаточную надежность и долговечность узлов ленточных конвейеров и систем их смазки. В ходе полученных ранее исследований [1] было установлено, что одним из основных факторов снижения эксплуатационных свойств является сопротивление вращению конвейерных роликов. Данное сопротивление обычно составляет от 30 до 50% общего сопротивления движению ленты. Величина сопротивления вращению роликов зависит от конструкции уплотнения, типа смазки, нагрузки, скорости вращения и температуры окружающей среды.

Наибольшее влияние на величину сопротивления вращению роликов при работе ленточных конвейеров на карьерах в зимнее время оказывает температура окружающей среды. При снижении температуры смазка в роликах густеет, что вызывает повышение расхода электроэнергии на транспортирование и усложнение запуска конвейеров после длительной их остановки [2].

Изучением этого вопроса в разные годы занимались такие ученые, как Л.Г. Шахмейстер, В.Г. Дмитриев, В.И. Галкин, В.П. Дьяченко, А.А. Титов. В работах Л.Я. Перель и А.А. Филатова подробно рассматривались вопросы расчета работоспособности подшипниковых узлов с учетом влияния смазочного материала.

В работе [3] приводится зависимость сопротивления вращению роликов на грузовой ветви ленточного конвейера от температуры окружающей среды, нагрузки, конструкции, скорости вращения и числа роликов. Однако данная методика не полностью учитывает влияние скорости вращения роликов. Кроме того, не учтено влияние типа смазки на коэффициент сопротивления вращению роликов.

Для расчета сопротивления вращению роликов на грузовой ветви предлагается формула:

$$F_{\text{вр}} = n_p (C_1 + C_2 v) + C_3 (q_r + q_l) l'_p, \text{ кгс} \quad (1)$$

и на порожняковой ветви:

$$F_{\text{вр}} = n_p (C_1 + C_2 v) + C_3 q_l l''_p, \text{ кгс} \quad (2)$$

где n_p – количество роликов в роlikоопоре; C_1 – коэффициент статического сопротивления вращению ролика; C_2, C_3 – коэффициенты, учитывающие влияние скорости и нагрузки; v – скорость ленты, м/сек; q_r – погонный вес груза, дан/м; q_l – погонный вес конвейерной ленты, дан; l'_p – расстояние между роlikоопорами.

Формулы (1) и (2) пригодны для расчета сопротивления вращению роликов только при постоянной температуре (+ 20 °С).

В том случае, если температура среды изменяется для расчета предлагается следующие формулы:

$$F_{вр}^r(\theta) = (C_1 + C_2v + \Delta F_p(\theta))n' + (C_3 + C_4)(q_r + q_l) l'_p, \text{ кгс} \quad (3)$$

$$F_{вр}^r = (C_1 + C_2v)\alpha(\theta) + C_0F + C_pP, \text{ кгс} \quad (4)$$

где F , P – радиальная и осевая нагрузки, дан; C_p , C_4 – коэффициенты осевой нагрузки; $\Delta F_p(\theta)$ – температурный коэффициент; C_0 – коэффициент радиальной нагрузки; $\alpha(\theta) = F_p(\theta)/F_p(+30^\circ\text{C})$ – усредненный температурный коэффициент.

$$\Delta F_p(\theta) = K_0 e^{K_1\theta + K_2};$$

$$\alpha(\theta) = e^{(\beta - a\Delta)},$$

Δ – разность температур смазки и внешней среды; e – основание натуральных логарифмов; a , β – коэффициенты, которые определяются из опытных данных.

Данная методика расчета сопротивления вращению роликов по сравнению с ранее рассмотренными позволяет определить его с учетом более полного числа влияющих факторов. Однако она имеет ряд недостатков. Одним из них является то, что в методике без всякого обоснования принят среднетемпературный коэффициент $\alpha(\theta)$, который представляет собой отношение сопротивления вращению ролика при опытной температуре окружающей среды к сопротивлению при исходной температуре, которая условно принята + 30 °С.

В результате такого подхода усложняется проведение расчетов, т.к. не представляется возможным для различных типов смазок установить коэффициенты (константы), которые позволяли бы учитывать влияние температуры окружающей среды и скорости вращения ролика и не были бы от них зависимы.

Принимая во внимание вышесказанное и то, что составляющая сопротивления, зависящая от температуры и типа смазки, достаточно точно может быть аппроксимирована экспоненциальной кривой, формула для расчета сопротивления вращению роликов может быть записана в следующем виде:

$$F_{сп} = ae^{-bt_n} + c, \text{ дан} \quad (5)$$

где ae^{-bt_n} – выражение, которое служит для учета влияния температуры на сопротивление; a , b – коэффициенты, учитывающие влияние температуры окружающей среды и свойства смазки; t_n – наружная температура, °С; c – параметр, учитывающий

сопротивление вращению роликов от радиальной, осевой нагрузки и скорости вращения ролика при постоянной температуре (+ 20 °С).

Для практического применения уравнения (5) необходимо выразить коэффициенты a , b и параметр c через физические величины, от которых зависит величина сопротивления вращению роликов, т.е. через нагрузку, скорость вращения роликов и температуру окружающей среды для различных типов смазок. Поэтому дальнейшие исследования влияния выше перечисленных коэффициентов производились на основе экспериментальных данных, которые были установлены в работах А.А. Титова.

Согласно работе [4] методики расчета сопротивления вращению роликов ленточных конвейеров, включает испытания различных видов пластичных смазок в диапазоне температур окружающей среды от + 25 °С до -45 °С. Также методика учитывает влияние числа оборотов n , величины радиальной нагрузки G и диаметра ролика D_p на сопротивление вращению роликов.

Определение коэффициентов a , b и параметра c входящих в уравнение (5) показывается на примере обработки экспериментальных данных полученных при исследовании (в условиях широкого диапазона температур) сопротивления вращению роликов с долгодействующей смазкой БНЗ-3М. в основу обработки результатов опытов положены методы математической статистики и графоаналитического анализа.

Экспериментальные кривые, полученные А.А. Титовым построены по табличным данным с достаточной точностью аппроксимированы кривой, описываемой уравнением (5).

Для выравнивания экспериментальной кривой уравнение (5), путем логарифмирования преобразовывается в необходимый для этого вид

$$\lg(F_{\text{вп}} - C) = \lg a - bt_{\text{H}} \lg e.$$

$$\text{Отсюда, полагая } z = \lg(F_{\text{вп}} - C),$$

$$A_0 = \lg a, \tag{6}$$

$$B = b \lg e, \tag{7}$$

$$C = \frac{z_1 z_2 - z_3^2}{z_1 + z_2 - 2z_3^2},$$

где z_1, z_2, z_3 – значения сопротивлений соответственно при температурах $t_{\text{H1}}, t_{\text{H2}}, t_{\text{H3}}$.

$$t_{\text{H3}} = \frac{t_{\text{H1}} + t_{\text{H2}}}{2},$$

Получена линейная зависимость

$$z_i = Bt_{\text{Hi}} + A_0 \quad (8)$$

Обозначив величину коэффициента A_0 при скорости вращения роликов равной нулю через $\lg\psi$, зависимость коэффициента A_0 от скорости вращения n будет иметь следующий вид

$$A_0 = \lg\psi - \alpha \lg n,$$

Искомый коэффициент a может быть определен из уравнения (6)

$$a = \psi/n^\alpha, \quad (9)$$

где ψ – коэффициент, учитывающий статистическое сопротивление вращению роликов от смазки; α – коэффициент, учитывающий влияние скорости вращения роликов на величину сопротивления. Для определенного типа смазки коэффициенты ψ и α имеют постоянное значение.

Зависимость коэффициента « B » от скорости вращения n устанавливается на основании того, что каждому значению коэффициента A_0 т.е. $A_{01}, A_{02}, A_{03}, \dots, A_{0i}$ соответствует определенное значение $B_1, B_2, B_3, \dots, B_i$, тогда зависимость коэффициента « B » от скорости вращения n может быть записана в следующем виде

$$-B = (A_0 - 0,9031)/23, \quad (10)$$

где $0,9031 = \lg(F_{\text{вр} + 23^\circ\text{C}} - C)$ определяется расчетом.

Подставляя в формулу (10) значение коэффициента A_0 , получаем зависимость следующего вида:

$$-B = (\lg\psi - \alpha \lg n - 0,9031)/23. \quad (11)$$

Искомый коэффициент b определяется из зависимостей (7 и 11).

$$-b = -B/\lg e = 0,1(0,9031 - \lg\psi + \alpha \lg n).$$

Таким образом, первый член уравнения (5), учитывающий влияние температуры окружающей среды на величину сопротивления вращению роликов, после проведения некоторых преобразований имеет следующий вид:

$$F_{\text{вр}} = \psi n^{-\alpha} e^{0,1(0,9031 - \lg\psi + \alpha \lg n)t_{\text{H}}} + c, \text{ дан} \quad (12)$$

Величина параметра c исследуемого уравнения от нагрузки и скорости вращения роликов.

$$c = P_n + P_G + P_{\text{oc}}, \text{ дан} \quad (13)$$

где P_n, P_G, P_{oc} – составляющие, учитывающие влияние скорости вращения, радиальной и осевой нагрузок ролика на величину параметра c .

После проведения соответствующих подстановок и преобразований формула будет иметь следующий вид

$$F_{вр} = 3 \cdot 10^{-3} \cdot D_p^{-1} d_{ов} [ae^{bt_n} + P_n + P_G + P_{oc}], \text{ дан} \quad (14)$$

где $a = \psi n^{-\alpha}$; $b = 0,1(0,9031 - \lg \psi + \alpha \lg n)$; $P_n = n(\lambda + \varepsilon G)$; $P_G = 15G^{0,46}$; $P_{oc} = 23G'$; D_p – диаметра ролика, м; $d_{ов}$ – диаметр окружности осей вращения шариков, м.

В результате анализа методики расчета сопротивления предложенная А.А. Титовым был выявлен ряд недостатков:

- для нахождения температурного выражения ae^{-bt_n} необходимо знать значения коэффициентов, которые являются постоянными;
- методика сложна в использовании, при расчете сопротивления вращению
- константы были определены для ограниченного числа экспериментальных смазок, которых на сегодняшний момент нет в производстве.

В настоящее время наряду с отечественными методиками расчета сопротивления вращению роликоопор ленточных конвейеров существуют методики расчета трения для подшипников качения, разработанные ведущими зарубежными компаниями. Основным их достоинством является интерактивная форма онлайн расчета [5], позволяющая произвести подбор подшипников для конкретных узлов с использованием эмпирических данных для выпускаемой ими номенклатуры изделий. Одна из подобных методик представлена фирмой SKF.

Фирма SKF (Svenska Kullager fabriken) представила новый метод расчета трения для подшипников качения, который позволяет облегчить расчет подшипника в каждом узле и моделировать источники трения. Его основная особенность – разделение физических источников трения: качение, скольжение, уплотнения и потери на сопротивление.

Этот подход выявляет источники трения в каждом контакте, возникающем в подшипнике, и их комбинации; кроме того, в целях прогнозирования общего момента трения по мере добавления уплотнений и дополнительных внешних источников трения к общей сумме можно добавлять новые слагаемые. Расчет моментов трения начинается с простейшей формулы, суммирующей моменты трения качения, скольжения и уплотнений.

Дополнительные факторы, влияющие на моменты трения в подшипниках включают:

- уменьшение вязкости за счет нагрева смазочного материала;
- эффект кинематического смазочного голодания в условиях точечного смазывания (в т.ч. масловоздушного), смазывания впрыском масла, смазывания пластичной смазкой и пониженного уровня масла в масляной ванне;
- сопротивление движению при смазывании масляной ванной;
- режим смешанного трения для малых скоростей и/или вязкостей и смазочных материалов.

С учетом этих дополнительных источников конечное уравнение общего момента трения подшипника имеет следующий вид:

$$M = \phi_{ish} \cdot \phi_{rs} \cdot M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (15)$$

M – общий момент трения, Нмм; M_{rr} – момент трения качения, Нмм; M_{sl} – момент трения скольжения, Нмм; M_{seal} – момент трения уплотнений, Нмм; M_{drag} – момент трения за счет сопротивления смазки, взбалтывания, разбрызгивания и пр., Нмм; ϕ_{ish} – коэффициент уменьшения вязкости за счет нагрева смазочного материала; ϕ_{rs} – коэффициент уменьшения в режиме кинематического смазочного голодания.

Коэффициенты ϕ_{ish} и ϕ_{rs} вводятся в модель трения SKF для учета эффекта уменьшения вязкости за счет нагрева при сдвиге в зоне входа и смазочного голодания при высоких скоростях соответственно.

В настоящий момент сложилась ситуация, в которой современные зарубежные компании имеют свои собственные разработанные методики расчета сопротивления вращению подшипниковых узлов, информация по которым является закрытой и неприменимой для номенклатуры российских смазок, а отечественные методики расчета сопротивления были разработаны в начале 70-ых годов, под соответствующую номенклатуру смазок тех. В связи с этим актуальной становится разработка обновленной методики сопротивления вращению, которая была бы проста в использовании и предназначалась для отечественных пластичных смазок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Приседский Г. В., Титов А. А., Клейнерман И. И.* Шахтный и карьерный транспорт. Вып. 1. – М.: Недра, 1974. – 368 с.
2. *Малахов В. А.* Горная механика и транспорт // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2014. – ОВ 6. – С. 69–78.
3. *Шахмейстер Л. Г., Дмитриев В. Г.* Расчет ленточных конвейеров для шахт и карьеров. – М.: МГИ, 1972. – 298 с.

4. *Титов А. А.* Исследование и создание роликов с долгодействующей смазкой для ленточных конвейеров горнодобывающей промышленности. — Киев, 1975. — 209 с.

5. Официальный сайт SKF. SKF Bearing Calculator [Электронный ресурс]. URL: <http://www.skf.com/ru/knowledge-centre/engineering-tools/skfbearingcalculator.html>. **ПЛАЭ**

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

*Малахов Валерий Алексеевич*¹ — кандидат технических наук, доцент,

*Тропак Артем Валерьевич*¹ — аспирант,

*Полянский Артем Сергеевич*¹ — магистр,

¹ МГИ НИТУ «МИСиС», e-mail: ud@msmu.ru.

Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'. 2016. No. 9, pp. 74–81.

UDC

621.892.5;

62-233.27;

621.867.2

V.A. Malakhov, A.V. Tropakov, A.S. Polyanskiy

APPLICATION OF TEMPERATURE COEFFICIENT IN THE METHODS OF CALCULATION OF FORCES OF RESISTANCE TO ROTATION ROLLERS THE BELT CONVEYORS FOR MODERN VISCOUS LUBRICANTS

This paper analyzes the study the influence of the temperature coefficient on the grease applied in the conveyor rollers. We describe the temperature effect on the operation of belt conveyors and systems of its lubrication. Detailed considered domestic and foreign methods of calculating the resistance to rotation of the rollers. The analysis concluded the need for develop an updated methodology for calculating the rotation resistance.

Key words: greases, conveyor belts, conveyor rollers, calculation methods, bearings.

AUTHORS

*Malakhov V.A.*¹, Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor,

*Tropakov A.V.*¹, Graduate Student,

*Polyanskiy A.S.*¹, Magister,

¹ Mining Institute, National University of Science and Technology «MISiS», 119049, Moscow, Russia, e-mail: ud@msmu.ru.

REFERENCES

1. Prisedskiy G. V., Titov A. A., Kleynerman I. I. *Shakhtnyy i kar'ernyy transport*. Vyp. 1 (Underground and surface mine transport, issue 1), Moscow, Nedra, 1974, 368 p.

2. Malakhov V.A. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'*. 2014. Special edition, pp. 69–78.

3. Shakhmeyster L. G., Dmitriev V. G. *Raschet lentochnykh konveyerov dlya shakht i kar'erov* (Design of belt conveyors for mines and open pits), Moscow, MGI, 1972, 298 p.

4. Titov A. A. *Issledovanie i sozdanie rolikov s dolgoeystvuyushchey smazkoy dlya lentochnykh konveyerov gornodobyvayushchey promyshlennosti* (Analysis and manufacture of rollers with long-term efficient lubricant for belt conveyors in mining industry), Kiev, 1975, 209 p.

5. Ofitsial'nyy sayt SKF. SKF Bearing Calculator. URL: <http://www.skf.com/ru/knowledge-centre/engineering-tools/skfbearingcalculator.html>.