

REFERENCES

- 1 **Rigone, P.** Building design and energy saving / P. Rigone // Il giornale del Serramentista. – 2000. – P. 36–37.
- 2 **Di Amario, E.** High Tech, gli involucri architettonici del 2000 / E. Di Amario, C. Garzia // Il giornale del Serramentista. – 2000. – P. 38–51.
- 3 **M1 Solar Standard** / Alumil ΜΥΛΩΝΑΣ S. A. // <http://www.topal.co.rs/Katalozi/ALUMIL%20KATALOG/m1solarstandard.pdf>. – Accessed at 2011.
- 4 **Doukidis, G.** Η ανάγκη της χρήσης θερμομονωτικών κουφωμάτων αλουμινίου / G. Doukidis // Αλουμίνιο & σύγχρονες εφαρμογές. – 2006. – P. 86–88.
- 5 **Kontoleon, K. J.** Modeling the influence of glazed openings percentage and type of glazing on the thermal zone behavior / K. J. Kontoleon, D. K. Bikas // Energy and Buildings. – 2002. – Vol. 34. – № 4. – P. 389–399.
- 6 **Tafrulu, E.** Τεχνική περιγραφή των διαδικασιών επιλογής, κατασκευής και τοποθέτησης υαλοπετασμάτων στην πρόσοψη μεγάλων κτιρίων / E. Tafrulu // Περιοδική για αλουμίνιο & κατασκευών. – 1998. – P. 77–78.
- 7 **M3 Solar Semistructural** / Alumil ΜΥΛΩΝΑΣ S. A. // <http://www.topal.co.rs/Katalozi/ALUMIL%20KATALOG/m3solarsemistructural.pdf>. – Accessed at 2011.
- 8 **Davies, M.** A Wall for all Seasons / M. Davies // RIBA Journal. – 1981. – Vol. 88. – № 2. – P. 55–57.

A. БИША, А. ЛОНДО

АЛЮМИНИЕВЫЕ И СТЕКЛЯННЫЕ КОНСТРУКЦИИ. ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ПЛАНИРОВАНИЕ

Рассмотрены особенности учета влияния различных конструктивных параметров ограждающих конструкций зданий на эффективность теплоизоляции. Предложены пути усовершенствования конструкций оконных проемов с целью обеспечения требуемой теплопередачи между помещениями зданий и окружающей средой.

Получено 03.04.2012

ISSN 2227-1104. Механика. Научные исследования
и учебно-методические разработки. Вып. 6. Гомель, 2012

УДК 629.11.012.25

Л. Н. БОНДАРЕНКО, В. В. КОЛБУН, А. С. ОВЧИННИКОВ

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, Украина

СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ ПРИ ПЕРЕМЕЩЕНИИ ГРУЗОВ НА КАТКАХ И КОЛЕСАХ

При рассмотрении перемещения различных грузов на катках получено, что сопротивление при перекаtywании цилиндра на 30 % больше, чем для плоского груза. Также показано, что при проектировании узлов качения роликоподшипникам следует отдавать преимущество по сравнению с шарикоподшипниками.

При перекачивании криволинейной поверхности по другой поверхности возникают сопротивления, которые называются трением второго рода или трением качения. Существует несколько гипотез появления сопротивления качению. Например, Рейнольдс (1875) объясняет возникновение трения качения тем, что при взаимном сжатии элементов, которые перекачиваются, появляется скольжение в отдельных точках, что приводит к появлению сопротивления качения [1].

Если сила P приложена к центру движущегося катка (рисунок 1), то

$$P = \frac{k}{R} Q,$$

где k – коэффициент трения качения; R – радиус катка; Q – сила нормального давления. Однако в результате неопределенности гипотез о причине возникновения сопротивления при качении и сложности картины распределения давлений силы сопротивления находятся экспериментально, что не дает возможности инженеру на стадии проектирования принимать участие в создании конструкций.

Возможность аналитического определения коэффициента трения качения появилась с появлением теории контактных деформаций Герца (1882–1883).

Впервые выражение коэффициента трения качения нашел Табор [2], но присутствие в формулах для линейного и точечного контактов коэффициента гистерезисных расходов, способ нахождения которого неизвестен, затрудняет их использование.

В работе [3] получены аналитически-экспериментальные формулы:

– при начальном линейном контакте

$$k = 0,225 b e^{-1,2R}, \quad (1)$$

– при начальном точечном контакте

$$k = 0,16 b e^{0,2R}, \quad (2)$$

где R – радиус тела качения в метрах; b – полуширина пятна контакта в направлении движения.

Имея выражения для k , решим известные задачи [4] о перемещении грузов на катках и движении подшипников.

1 Передвижение плоского груза на катках.

Условие задачи: Q – вес платформы; q – вес катка; Q_1, Q_2, \dots, Q_n – часть веса груза, которая действует на первый, второй каток и т. д.; k_1 – коэффициент трения качения между платформой и катком; k_2 – коэффициент трения качения между катками и опорной поверхностью; определим движущую силу P , необходимую для перемещения груза.

Радиусы катков из теории контактных напряжений Герца [5] при условии, что ширина катка B , коэффициент Пуассона равен 0,3, модули упругости материалов одинаковы, определяются по формуле:

$$r = \frac{0,418^2(Q+q)E}{B\sigma^2},$$

где σ – допустимые контактные напряжения.

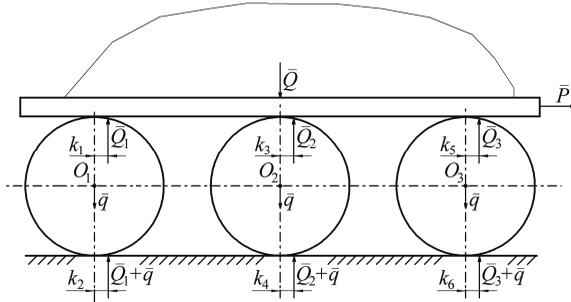


Рисунок 1 – К условию задачи о передвижении груза на катках

Коэффициент трения качения при линейном контакте определяется по формуле (1) при полуширине пятна контакта в направлении движения:

$$b = 1,526 \sqrt{\frac{Qr}{BE}}.$$

Движущая сила при преодолении сопротивления i -го катка

$$P_i = \frac{Q_i(k_1 + k_2)}{2r} + \frac{qk_2}{2r},$$

где

$$k_1 = 0,225 \cdot 1,526 \sqrt{\frac{Q_1 r}{BE}} e^{-1,2r},$$

$$k_2 = 0,225 \cdot 1,526 \sqrt{\frac{(Q_1 + q)r}{BE}} e^{-1,2r}.$$

Для трех катков при $Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q$:

$$P = \frac{Q(k_1 + k_2)}{2r} + \frac{3qk_2}{2r}.$$

2 *Передвижение цилиндрического груза на катках.*

При радиусе цилиндра R контактные напряжения определяются по формуле [5]:

$$\sigma = 0,245 n_p^3 \sqrt{QE^2 \left(\frac{r+R}{rR} \right)^2},$$

где n_p – коэффициент уравнения эллипса прикосновения, который зависит от отношения R/r .

Отметим, что при точечном контакте значения допустимых напряжений можно принимать в 1,3–1,4 раза большие, чем при линейном контакте [5].

Величина полуширины пятна контакта в общем виде

$$b = 1,397 n_B \sqrt[3]{\frac{Q}{E} \frac{rR}{r+R}}, \quad (3)$$

где n_B – коэффициент, который зависит от соотношения R/r .

При следующих численных значениях $Q_1 = Q_2 = Q_3 = 5000$ Н; $q = 1000$ Н; $B = 300$ мм; $\sigma = 400$ МПа; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $r = 39$ мм, получаем, что коэффициенты трения качения $k_1 = 0,057$ мм; $k_2 = 0,058$ мм, а движущая сила составляет $P = 442,3 + 4,5 = 446,8$ Н.

Для второго примера примем, что $\sigma = 600$ МПа; $D = 116$ мм. Коэффициент трения качения трубы, вычисленный по формуле (3) $k_1 = 0,455$ мм, а движущая сила в таком случае $P = 657,7 + 4,5 = 662,2$ Н.

3 Передвижение груза на колесах при подшипниках качения.

В [4] отмечается, что установка колеса может быть сведена к двум типам: колесо вращается вместе с осью (рисунок 2, а) или относительно оси (рисунок 2, б). Там рекомендуется величину момента трения для одного подшипника определять по формуле

$$M = Qfr,$$

где Q – сила, приложенная к одному подшипнику; f – коэффициент трения цапфы в подшипнике; r – радиус цапфы.

Однако, как найти значение f для первого и второго типов установки колес, в книге [4] не указано.

4 Определение коэффициента трения подшипника, приведенного к цапфе, для роликовых подшипников (см. рисунок 2).

Задачу рассмотрим для роликоподшипника с короткими роликами № 2207 с внутренним диаметром $d = 35$ мм, внешним $D = 72$ мм, статической нагрузкой $Q = 17,5$ кН, числом роликов $z = 5(D + d)/(D - d)$, диаметром ролика $d_p = 0,25(D - d)$, длиной $B = d_p$ [6].

Полуширина пятна контакта наиболее загруженного ролика силой $P = 4,6 Q/z$ [1] с внутренней обоймой

$$b_1 = 1,522 \sqrt{\frac{4,6Q}{d_p z E} \cdot \frac{(d_p/2)(D_{01}/2)}{d_p/2 + D_{01}/2}},$$

где D_{01} – диаметр дорожки качения.

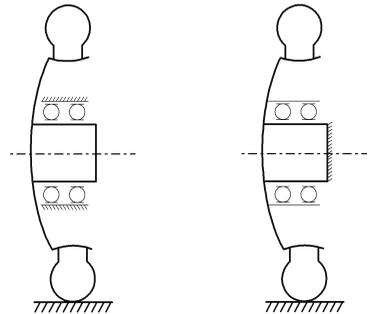


Рисунок 2 – Варианты установки колес

Для определения полуширины пятна контакта наиболее нагруженного ролика с внешней обоймой b_2 необходимо в знаменателе перед $d_p/2$ поставить знак «минус» и D_{01} заменить на D_{02} – диаметр дорожки качения ролика по внешней обойме.

Для определения сопротивления качения всех роликов по внутренней и внешней обоймам следует найти нагрузку на наиболее нагруженный ролик, найти коэффициент трения качения по формуле (1) [7], а потом и сопротивление качению всех роликов.

При выбранной нагрузке и размерах $k_1 = 0,024$ мм, $k_2 = 0,028$ мм. Коэффициент трения, приведенный к цапфе:

– при вращении внутренней обоймы:

$$\mu_1 = \frac{2D_{01}}{d} \cdot \left(\frac{k_1 + k_2}{d_p} \right),$$

– при вращении внешней обоймы:

$$\mu_2 = \frac{2(D_{01} + 2d_p)}{d} \cdot \left(\frac{k_1 + k_2}{d_p} \right),$$

что составляет $\mu_1 = 0,014$; $\mu_2 = 0,020$ (рекомендуемая величина для крановых колес $\mu = 0,015 \dots 0,020$ независимо от того, какое кольцо вращается).

5 Нахождение коэффициента трения для шарикоподшипников.

Нагрузка на наиболее нагруженный шарик [1]

$$P = \frac{5Q}{z},$$

где

$$z = \frac{2,9(D + d)}{D - d}.$$

Полуширина пятна контакта наиболее нагруженного шарика с подвижной внутренней обоймой

$$b_1 = 1,397 n_{b_1} \sqrt[3]{\frac{5Q}{zE} \cdot \frac{1}{4/d_{ш} - 1/r_{ж} + 2/D_{01}}},$$

где n_{b_1} – коэффициент, который является функцией отношения $(2/d_{ш} - 1/r_{ж}) / (2/d_{ш} + 2/D)$; $r_{ж} = 0,515 d_{ш}$ – радиус желоба; $d_{ш} = 0,3 (D - d)$ – диаметр шарика.

Для нахождения полуширины пятна контакта шарика с внешней обоймой b_2 необходимо D_{01} поменять на D_{02} – диаметр качения шарика по внешней обойме и перед $2/D_{02}$ поставить «минус».

При неизвестных значениях b_1 и b_2 коэффициент трения качения найдется по формуле (2) при замене R на $d_{ш}/2$.

При статической нагрузке на шарикоподшипник $Q = 17,5$ кН, что соответствует шарикоподшипнику № 308 с $D = 90$ мм, $d = 40$ мм, $d_{ш} = 15$ мм,

$D_{01} = 50$ мм, $D_{02} = 80$ мм, $k_1 = 0,055$ мм, $k_2 = 0,076$ мм, а приведенные к цапфе коэффициенты трения $\mu_1 = 0,022$; $\mu_2 = 0,035$ мм при значениях, которые рекомендуются для узлов кранов, $\mu = 0,01 \dots 0,015$.

Анализ приведенных формул и результатов расчетов позволяет сделать следующие **выводы и предложения**:

– сопротивление качению по каткам цилиндра при точечном контакте по сравнению с плоским грузом при линейном контакте больше приблизительно на 30 %;

– приведенные к цапфе колеса имеют коэффициенты трения при вращении внутренней обоймы меньше на 37 % для роликоподшипников и на 14 % для шарикоподшипников, по сравнению со случаем неподвижной внутренней обоймы, поэтому при проектировании узлов с подшипниками качения преимущество следует отдавать первой схеме.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Кожевников, С. Н.** Теория механизмов и машин / С. Н. Кожевников. – М.: Машиностроение, 1969. – 582 с.

2 **Джонсон, К.** Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 510 с.

3 **Бондаренко, Л. М.** Аналітично-експериментальне визначення коефіцієнта тертя кочення / Л. М. Бондаренко // Будівництво України. – 2001. – № 5. – С. 47–48.

4 **Колчин, Н. И.** Теория механизмов и машин / Н. И. Колчин, М. С. Мовнин. – Л.: Судпромиздат, 1962. – 616 с.

5 **Писаренко, Г. С.** Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – Киев: Наукова думка, 1988. – 736 с.

6 **Проектирование механических передач** / С. А. Чернавский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.

7 **Бондаренко, Л. М.** Уточнення розрахункової схеми навантаження групи тіл кочення / Л. М. Бондаренко, С. В. Ракша, М. Г. Брильова / Підйомно-транспортна техніка. – 2005. – № 1. – С. 47–52.

L. N. BONDARENKO, V. V. KOLBUN, A. S. OVCHINNIKOV

RESISTANCE TO THE MOVEMENT FOR CARGO TRANSPORTING ON ROLLERS AND WHEELS

When considering movement of cargo on rollers it has been found that resistance to rolling cylinder is 30 % higher than for a flat cargo. It also shows that the design of roller assembly should be given an advantage of roller bearings rather than ball bearings.

Получено 25.03.2012