

УДК 62-522.7.001.24

## Об уменьшении мощности трения пластин в машинах ротационного типа

Прудников Сергей Николаевич - кандидат технических наук,  
доцент кафедры "Вакуумная и компрессорная техника"

Новгородская Алла Викторовна - старший преподаватель кафедры "Физика"

Шадрин Владислав Сергеевич - аспирант кафедры "Вакуумная и компрессорная техника"  
МГТУ им. Баумана

*В данной работе рассмотрено влияние центробежной силы, прижимающей пластины к цилиндру ротационной машины и сил трения, возникающих в пазах ротора. Показано, что мощность трения в обоих случаях может быть уменьшена за счет внешних противодействующих сил.*

**Ключевые слова:** ротационно-пластинчатый вакуум-компрессор, ротационный пневмодвигатель.

## On the reduction of power of friction plates to the rotary machines of the type

Prudnikov S. N., Novgorodskaiy A. V., Shadrin V. S.

*In this paper, we consider the influence of centrifugal force, pressing the plate to the cylinder of the rotary machine and the friction forces arising in the grooves of the rotor. It is shown that the friction power in both cases can be reduced by external opposing forces.*

**Keywords:** rotary vane vacuum compressor, rotary air motor.

### Введение

На основании известных методов расчета (1,2,3) можно рассмотреть механические потери от трения пластин по цилиндру и учесть трение пластин в пазах ротора. В данной статье использованы фундаментальные теоретические разработки по расчету основных силовых факторов в машинах ротационного типа, выполненные ранее к.т.н. Стукаловым В.В.

Рассмотрим случай приложения внешней компенсирующей силы приложенной к концу пластины и направленной к центру ротора (рис.1) В этом случае элементарная работа  $z$  пластин по цилиндру на данном угле поворота ротора  $\varphi$  равна:

$$dL = \mu_2 \cdot \cos\varphi \cdot F_{\Sigma} \cdot v_{3/4} \cdot z \cdot dt$$

Где  $F_{\Sigma}$  - общая суммарная сила, при действии внешних сил на пластину определяется как:

$$F_{\Sigma} = F - F_{\text{пр}}, \text{ Н}$$

$F$  - суммарная сила, действующая на пластину вдоль текущего радиуса вектора, Н,  $F_{\text{пр}}$  - внешняя противодействующая сила, Н

В этом случае текущий радиус-вектор конца пластины определяется по известному уравнению:

$$\rho_k = \rho - h \approx R \left( 1 + \lambda \cdot \cos\varphi - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2\varphi - \frac{h}{R} \right), \text{ м}$$

Общая суммарная сила  $F_{\Sigma}$  определяется из схемы сил, приложенных к пластине (рис 1).

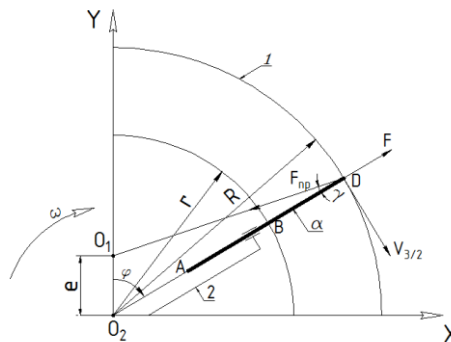


Рис. 1 Расчетная схема РПМ.

Где  $O_1$  - центр цилиндра,  $O_2$  - центр ротора, 2 - ротор, 3- пластина АД, 4 - цилиндр,  $h$  - высота пластины,  $R$  - радиус цилиндра,  $r$  - радиус ротора,  $e$  - эксцентриситет,  $\lambda = e/R$  относительный эксцентриситет,  $\varphi$  - угол поворота ротора,  $\mu_1$  - коэффициент трения между пластиной и пазом ротора,  $\mu_2$  - коэффициент трения между пластиной и цилиндром,  $v_{3/2}$  - скорость пластины относительно ротора,  $v_{3/4}$  - скорость пластины относительно цилиндра,  $j$  - ускорение пластины относительно ротора,  $j_c$  - центростремительное ускорение центра массы пластины,  $q_1$  - интенсивность нагрузки на пластину от силы кориолиса,  $q_2$  - интенсивность нагрузки от перепада давлений в соседних ячейках,  $F$  - суммарная сила, действующая на пластину вдоль текущего радиуса-вектора, Н,  $F_{\Sigma}$  - общая суммарная сила при действии внешних сил на пластину.

Для этого из уравнений статистики определяются величины реакций  $R_a$  и  $R_b$

$$R_a = \frac{a}{h-a} ((q_1 h + R_3) \left(1 - \frac{h}{2a}\right) + q_2 \frac{a}{2} + R_1 + R_2), H$$

$$R_b = \frac{h}{h-a} (q_1 h/2 + \frac{1}{2} R_3 + a \cdot q_2 \frac{h-a}{2h} + R_1 + R_2), H$$

$$\text{Где } R_1 = \mu_2 \cdot \cos^2 \varphi \cdot F_{\Sigma}$$

$$R_2 = -\mu_2 \cdot \cos^2 \varphi \cdot F_{np}, H$$

$$R_3 = -\frac{m}{g} \cdot \sin \varphi, H$$

$$R_4 = -\frac{m}{g} \cdot \cos \varphi, H$$

$$R_5 = m(-j - j_c), H$$

Общая суммарная сила определяется из суммы продольных сил, действующих вдоль пластины:

$$F_{\Sigma} = \frac{R_5 + R_4 \pm \mu_1 (|R_a| + |R_b|) - F_{np} + \mu_2 F_{\Sigma} \cos \varphi \sin \varphi}{1 - \mu_2 \cos \varphi \sin \varphi \pm \mu_1 \mu_2 \frac{h+a}{h-a} \cdot \cos^2 \varphi}$$

Где мощность трения пластин по цилиндру определяется следующим образом:

$$N_2 = z \mu_2 \cdot R \frac{\omega}{2\pi} (T_1 - T_{np1} + \lambda(T_2 - T_{np2}) - \frac{\lambda}{2}(T_3 - T_{np3})), \text{ Вт}$$

$$\text{где } T_{np1} = \int_0^{2\pi} F_{np} d\varphi, \text{ Н*рад}$$

$$T_{np2} = \int_0^{2\pi} F_{np} \cos \varphi d\varphi, \text{ Н*рад}$$

$$T_{np3} = \int_0^{2\pi} F_{np} \sin^2 \varphi d\varphi, \text{ Н*рад}$$

$$q_1 = \frac{-2em\omega^2(\sin\varphi + \lambda/2 \sin 2\varphi)}{h}, H$$

$$q_2 = \Delta pl,$$

Тогда приведенная мощность трения цилиндра равна:

$$N_{np} = \frac{N_2}{0,159z\mu_2 R \omega} = T, \text{ Вт*с/м}$$

Где  $T = T_1 - T_{np1} + \lambda(T_2 - T_{np2}) - \frac{\lambda^2}{2}(T_3 - T_{np3}) = \int_0^{2\pi} B(F - F_{np}) d\varphi = \theta d\varphi df$ , где  $d\varphi$  и  $df$  масштабы по осям,  $\theta$  - коэффициент характеризующий относительную мощность и определяется площадью под кривыми  $T$ .

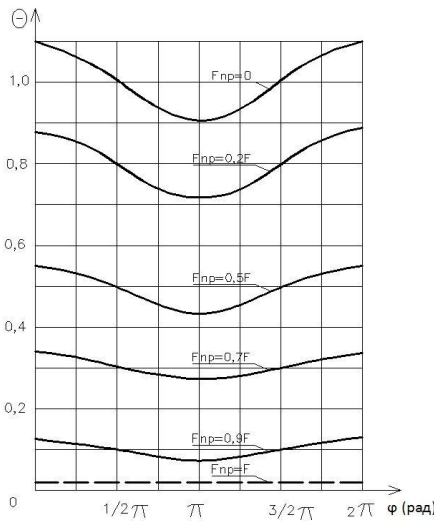


Рис.2 Графическое решение интегралов  $T$ .

Решением уравнений для  $N_{np}$  является площадь интеграла  $T$  (рис 2) для случаев  $F_{np}=0, 0,2F, 0,5F, 0,7F, 0,9F$  и характеризующими приведенную мощность трения пластин по цилиндру ротационной машины.

При рассмотрении мощности трения пластин в пазах ротора приведенная мощность равна

$$N_{np} = \frac{N_1}{ze\omega\mu_1} = T, \text{ Вт*с/м}$$

Где  $T$  определяется как:

$$T = \lambda T_1 + \mu_2 T_2 + \lambda^2 T_3 + \mu_2 \lambda T_4 + T_5 = \int_0^{2\pi} B(F - F_{np}) d\varphi,$$

Составляющие интеграла  $T$  равны:

$$T_1 = \int_0^{2\pi} \sin^2 \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \left(\frac{h+a}{h-a}\right) (F - F_{np}) d\varphi,$$

$$T_2 = \int_0^{2\pi} \sin \varphi (1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi) \left(\frac{h+a}{h-a}\right) (F - F_{np}) d\varphi,$$

$$T_3 = \int_0^{2\pi} \sin^2 \varphi \cos \varphi \left(\frac{h+a}{h-a}\right) (F - F_{np}) d\varphi,$$

$$T_4 = \int_0^{2\pi} \sin \varphi \cos \varphi \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \left(\frac{h+a}{h-a}\right) (F - F_{np}) d\varphi,$$

Для данного случая приложения внешней силы  $F_{пр}$  постоянны графики интегралов  $T$ , характеризующих мощность трения пластин в пазах ротора без учета интеграла  $T_5$  и влияния радиального расстояния между пластинами на силу  $F_{пр}$  (рис.3)

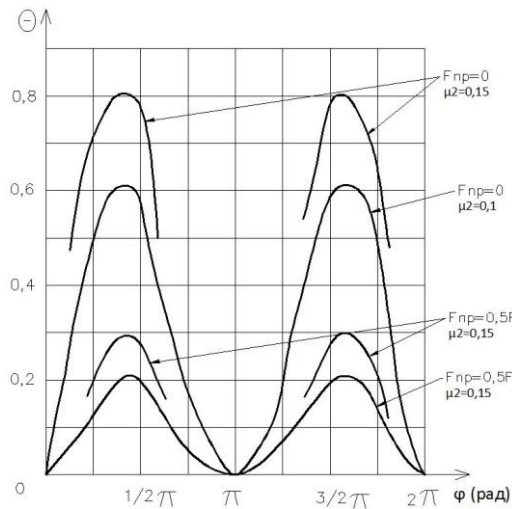


Рис.3. Графическое определение мощности трения пластин в пазах ротора.

Выводы:

1. Анализ выражения для приведенной мощности трения пластин по цилиндру при внешней противодействующей силе  $F$  пр стремящейся по величине к силе  $F$  величина интеграла  $T$  уменьшается и, следовательно, мощность трения пластин по цилиндру  $N_2$  тоже стремится к своему минимальному значению.
2. При сравнении мощности трения пластин по цилиндру от действия центробежных сил с мощностью трения в пазах ротора, можно сделать вывод, что введение противодействующих сил не приводит к увеличению мощности трения пластин в пазах ротора и, следовательно, является необходимым условием улучшения эксплуатационных характеристик ротационных машин.
3. Характер зависимости мощности трения пластин по цилиндру ротационной машины определяет закон изменения внешней противодействующей силы, приложенной к пластине, для получения минимальных потерь на трение.

#### Литература:

1. Лубенец В.Д. Определение механических потерь в ротационных вакуумных насосах и компрессорах и расчет пластин на прочность. Сборник №95. Машизд.1960.
2. Головинцов А.Г. ротационные компрессоры. Машиностроение. М., 1964г.
3. Васильев В.Н., Трунов Г.Н. К вопросу определения механических потерь в пазах ротора в ротационных вакуум-компрессорах. Журнал ВНИИТИ, «Технология машиностроения», 1977, №11
4. Зеленецкий С.Б. и др. «Ротационные пневматические двигатели» изд. Машиностроение, 1976 г.
5. Зиневич В.Д., Гешлин Л.А. «поршневые и шестеренчатые пневмодвигатели горно-шахтного оборудования». М. Недра, 1982 г. -199с.
6. Никитин О.Ф. Гидравлика и Гидропневмопривод. Учебник-М.: Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2010 -414 с.
7. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем (Д.Н. Попов, Междун. Симп. Казань, 5-7 декабря, 2006 – с.152-159. 2, Краус, М. Измерительные информационные системы.
8. Егупов Н.Д. Пупков К.А Гаврилов А.И. , Коньков В.Г. Нестационарные системы автоматического управления(под ред.Пупкова К.А., Егупова Н.Д.), Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007,632с
9. Badr H.M., Ahmed W.H. Pumping Machinery Theory and Practice. John Wiley & Sons, Ltd., 2015. 392 p.
10. Krivits I.L., Krejnin G.V. Pneumatic Actuating Systems for automatic equipment: structure and design. CRC Press, Taylor & Francis Group, 2006. XX, 345 p.