Записки Ленинградского орденов Ленина и Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. LX, вып. 1, 1970 г.

СИНТЕЗ КОРРИГИРОВАННОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ КОСОЗУБЫХ РОТОРОВ ПНЕВМОДВИГАТЕЛЕЙ

И. П. Иванов, В. Д. Зиневич

Шестеренные пневмодвигатели относятся к двигателям объемного типа. Рабочими камерами служат впадины, а поршнями — зубья сопряженных роторов. Впадины и зубья имеют сложную форму и участвуют в сложных плоских взаимных движениях, что затрудняет понимание рабочих процессов данных двигателей.

На рис. 1 показано взаимодействие двух роторов и схема процессов во впадинах *I*, *II* и *III* ведомого ротора двигателя и во впадинах I_1, II_1 и III_1 свободного ротора. Вращение создается неуравновешенным давлением сжатого воздуха, поступающего из правого канала, на поверхности сопряженных зубьев. Впадина *I* ведомого ротора уравновешена; неуравновешенное давление действует на участок *AK* поверхности зуба во впадине II_1 и создает крутящий момент (по направлению стрелок, рис. 1, *а*) только свободного ротора, который передается на вал двигателя через зацепление с ведомым ротором этого вала. Когда контакт зубьев в точке *K* прекращается, сжатый воздух заполняет вредный объем впадин *II* и II_1, затем, когда объем впадин *II* и II_1 при вращении роторов увеличивается, поступающий сжатый воздух совершает полезную работу — вращает роторы. Полезный объем составляет часть полного объема впадины, замыкаемого цилиндрической поверхностью статора и торцовыми крышками.

В обозначениях на циклограмме (рис. 1, *б*) *а* и a_1 — выхлоп из впадины, когда передняя кромка *A* (рис. 1, *а*) минует кромку *I* выпускного канала; *б* и $б_1$ — выталкивание за счет взаимного сокращения объемов сопряженных впадин, когда кромка

A минует точку *2* пересечения окружностей выступов; $в$ и $в_1$ — выталкивание за счет взаимного сокращения объемов впадин и дополнительного сокращения объема впадины входящим в нее зубом; $г$ — замыкание и деформация вредного объема двух

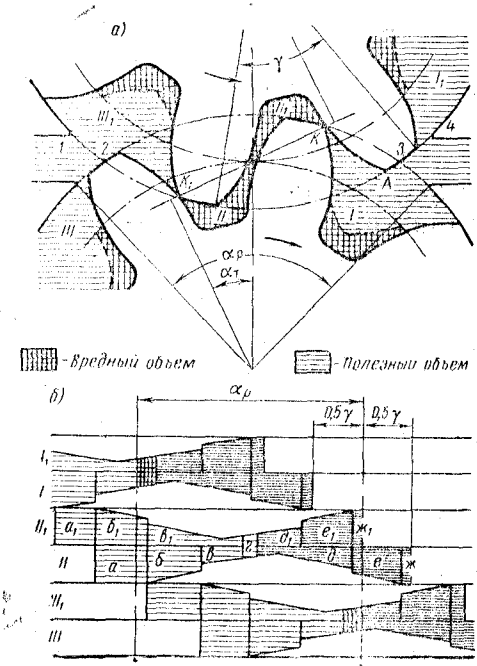


Рис. 1. Схема зацепления роторов (*а*) и циклограмма процессов во впадинах (*б*)

сопряженных впадин; $д$ и $д_1$ — наполнение впадины, увеличивающей свой объем вследствие взаимного расхождения сопряженных впадин и выхода зуба из впадины; $е$ и $е_1$ — наполнение впадины, увеличивающей свой объем только от взаимного расхождения сопряженных впадин; $ж$ и $ж_1$ — наполнение впадины, сохраняющей свой объем постоянным, пока ее задняя кромка проходит дугу *3—4*. Рабочая зона ротора занимает угол $\alpha_р$; зона одной впадины — γ; $\alpha_т$ — угол зацепления, K_1K — линия зацепления.

С увеличением объемов впадин роторов мощность и крутящий момент двигателя повышаются. Общему объему впадин

роторов соответствует расход воздуха двигателем. Более экономичным должен быть такой двигатель, у которого уменьшен относительный вредный объем при увеличенном общем объеме впадин роторов.

Увеличение объема впадин, повышающее мощность без увеличения размеров двигателя, достигается уменьшением числа зубьев роторов. Для прямозубых шестеренных пневмодвигателей предложена простая система коррекции малозубых роторов, обеспечивающая существенное повышение крутящего момента и мощности [1, 2] при одновременном уменьшении вредного объема.

В шестеренных пневмодвигателях широко применяются косозубые роторы, что предполагает повышение надежности перекрытия профилей с улучшением плавности зацепления и уменьшения шума двигателей.

Ниже излагается новая система корригирования зацепления косозубых роторов, по отношению к которой коррекция прямозубых роторов [1, 2] является частным случаем. Сущность рассматриваемого корригирования зубчатых профилей одинаковых косозубых роторов двигателя состоит в положительном смещении стандартной червячной фрезы при нарезании зубьев, выраженном через условное число зубьев ротора; высота головки зуба над начальной окружностью предусматривается равной нормальному модулю зацепления. При такой системе корригирования становится возможным увеличение объемов впадин за счет уменьшения числа зубьев роторов с увеличенным модулем и уменьшается относительный вредный объем во впадинах при сохранении приемлемых условий зацепления роторов по скольжению, перекрытию, удельному давлению и т. д. К тому же коэффициенты смещения можно выбрать такими, что диаметры роторов (расточек корпусов) и межосевые расстояния будут выражаться удобными для производства числами.

При числе зубьев каждого ротора z межосевое расстояние

$$A = m_т (z + x_т), \qquad (1)$$

где $z + x_т$ — условное расчетное число зубьев; $m_т = \frac{m}{\cos \beta_д}$ — торцовый модуль; m — нормальный модуль; $\beta_д$ — угол наклона зубьев на делительном цилиндре.

Диаметр окружности выступов ротора

$$D_е = D + 2mf_0, \qquad (2)$$

где $D=A$ — диаметр начальной окружности ротора; f_0 — коэффициент высоты зуба рейки в нормальном сечении.

Если принять

$$\frac{z+x_т}{\cos\beta_д}=z+x, \tag{3}$$

то формулы для косозубых и прямозубых роторов будут подобными:

$$A=D=m(z+x); \tag{4}$$

$$D_e=m(z+2f_0+x). \tag{5}$$

Задаваясь $x>0$ при известном $\beta_д$, по формуле (3) получим

$$x_т=(z+x)\cos\beta_д-z>0.$$

Угол зацепления роторов в торцовом сечении

$$a_т=\arccos\left(\frac{z}{z+x_т}\cos\alpha_{от}\right), \tag{6}$$

где $\alpha_{от}$ — угол профиля основной рейки в торцовом сечении, связанный с профильным углом α_0 рейки в нормальном сечении зависимостью

$$\operatorname{tg}\alpha_{от}=\frac{\operatorname{tg}\alpha_0}{\cos\beta_д}. \tag{7}$$

Коэффициент смещения в торцовом сечении

$$\xi_т=\frac{z}{2\operatorname{tg}\alpha_{от}}(\operatorname{inv}\alpha_т-\operatorname{inv}\alpha_{от}). \tag{8}$$

Нормальный коэффициент смещения с учетом неподрезания зубьев

$$\xi=\frac{\xi_т}{\cos\beta_д}\geqslant f_0-0{,}5z\,\frac{\sin^2\alpha_{от}}{\cos\beta_д}. \tag{9}$$

Номинальная высота зуба при плотном зацеплении

$$h=m\left(2f_0+c_0-\xi+\frac{0{,}5x_т}{\cos\beta_д}\right), \tag{10}$$

где c_0 — коэффициент радиального зазора основной рейки.

Торцовый коэффициент перекрытия профилей

$$\varepsilon_т = \frac{z}{\pi}(\operatorname{tg}\alpha_{ет} - \operatorname{tg}\alpha_т), \tag{11}$$

где $\alpha_{ет} = \arccos\frac{d_0}{D_e}$; (12)

диаметр основной окружности ротора

$$d_0 = mz\frac{\cos\alpha_{от}}{\cos\beta_д}. \tag{13}$$

Толщина зуба по дуге окружности выступов в торцовом сечении

$$S_{ет} = D_e\left(\frac{\pi}{2z} + \operatorname{inv}\alpha_т - \operatorname{inv}\alpha_{ет}\right). \tag{14}$$

Максимальный коэффициент скольжения профилей зубьев

$$\lambda = \left(\frac{\operatorname{tg}\alpha_{ет}}{\operatorname{tg}\alpha_т} - 1\right) : \left(1 - 0{,}5\frac{\operatorname{tg}\alpha_{ет}}{\operatorname{tg}\alpha_т}\right). \tag{15}$$

Контрольные размеры (длина общей нормали или хордальная толщина зуба и соответствующая ей высота) определяются по обычным для косозубых колес формулам.

Угол наклона зубьев должен обеспечивать непроницаемость зацепления для сжатого воздуха, что возможно при контакте зубьев на всей их длине. При данной ширине B венцов роторов такой контакт длится тем меньше, чем больше угол наклона зубьев $\beta_д$ (рис. 2). Профили прямозубых роторов контактируют по всей длине зубьев в пределах рабочего участка l_0 линии зацепления. У косозубых роторов общая продолжительность зацепления профилей зубьев увеличена за счет наклона зубьев и характеризуется суммарным коэффициентом перекрытия

$$\varepsilon_c = \frac{l_0}{t_0} + \frac{B\operatorname{tg}\beta_0}{t_0} = \varepsilon_т + \varepsilon_0, \tag{16}$$

где ε_0 — осевой коэффициент перекрытия профилей; β_0 — угол наклона зубьев на основном цилиндре; t_0 — шаг основной окружности.

Продолжительность контакта косозубых профилей по всей ширине венцов, наоборот, уменьшена и ее можно характеризовать коэффициентом полного перекрытия по ширине венцов

$$\varepsilon_в = \frac{l_0}{t_0} - \frac{B \operatorname{tg} \beta_0}{t_0} = \varepsilon_т - \varepsilon_0. \qquad (17)$$

Учтя, что $t_0 = \pi m \cos \alpha_{от}$ и $\operatorname{tg} \beta_0 = \operatorname{tg} \beta_д \cos \alpha_{от}$, получим

$$\frac{B}{m} = \frac{\pi}{\sin \beta_д} (\varepsilon_т - \varepsilon_в) = \frac{z}{\sin \beta_д} \left(\operatorname{tg} \alpha_{ет} - \operatorname{tg} \alpha_т \frac{\pi}{z} \varepsilon_в \right).$$

Для воздухонепроницаемости зацепления желательно иметь $\varepsilon_в \geqslant 1$, но угол $\beta_д$ получается при этом малым. Плотное зацепление практически также можно считать непроницаемым и при $\varepsilon_в \geqslant 0{,}5$, чему соответствует уже больший угол наклона, становятся ощутимее преимущества косозубого зацепления.

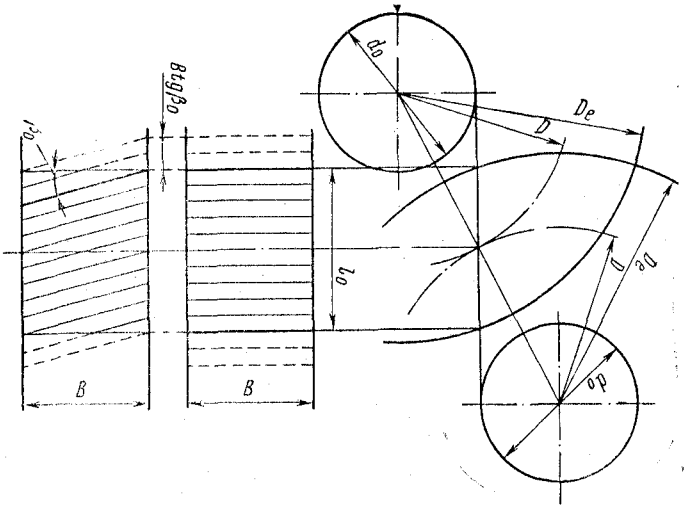


Рис. 2. Схема перекрытия зубьев по ширине роторов

Однако износ зубьев приведет в этом случае к повышению расхода воздуха из-за перетечек через образующийся зазор между нерабочими профилями. Выпускаемые пневмодвигатели с косозубыми роторами, к сожалению, не отвечают требованиям воздухонепроницаемости зацепления из-за несогласованности геометрических параметров, что является одной из причин

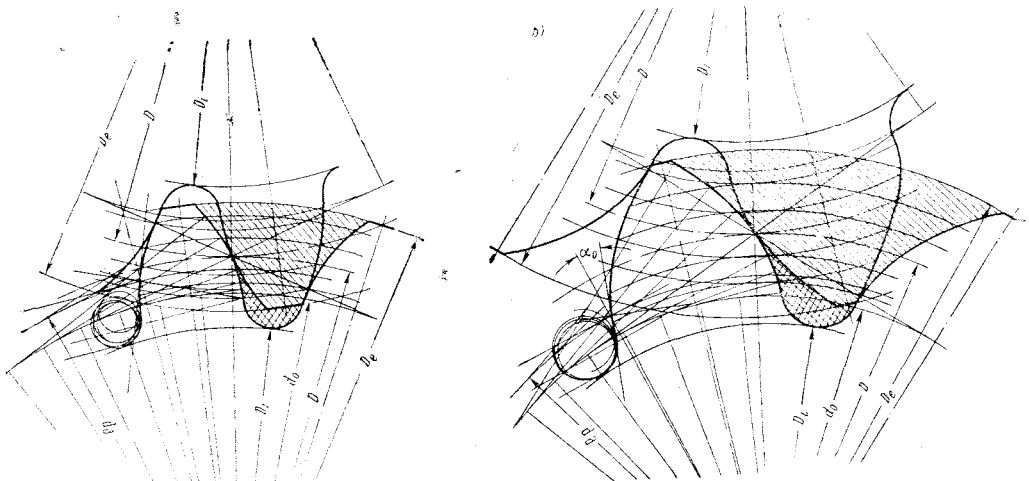


Рис. 3. Зацепление роторов: *а* — двигателя ПРШ-16м; *б* — корригированных по новой системе

повышенного расхода сжатого воздуха. Применение предложенной системы корригирования роторов с уменьшенными числами зубьев позволяет правильно выбирать соотношение параметров и надеяться на повышение эффективности шестеренных пневмодвигателей.

Предположим для сравнения, что вместо базового для горных машин двигателя ПРШ-16м, имеющего $A_1 = D_1 = 145{,}3$, $D_e = 165$, $m_1 = 10$, $B = 200$ *мм*, $z_1 = 14$, и может быть выполнен двигатель с такими же D_e и B, но с корригированными зубьями $z = 8$, $m = 15$ *мм*; при $x = 1$, $\xi = 0{,}6721$, $A = D = 135$ *мм*. Для возможности сравнения мощностей и расходов сжатого воздуха необходимы [3] полные площади впадин зубьев и площади вредных пространств. При изображении зацепления роторов (рис. 3) профили зубьев построены графической обкаткой стандартных реек. Планиметрированием получена торцовая площадь впадины зубьев двигателя ПРШ-16м $F_1 = 3{,}75\, m_1^2$; площадь, относящаяся к вредному пространству, $F_{01} = 0{,}43\, m_1^2$. Для двигателя с новыми параметрами соответствующие площади определены как $F = 4{,}1\ m^2$, $F_0 = 0{,}32\ m^2$.

По методике [3] соотношение эффективных мощностей и полезных расходов сжатого воздуха при прочих равных условиях для данных двух двигателей выразится как

$$\frac{(F - F_0)\, m^2 z}{(F_1 - F_{01})\, m_1^2 z_1} = \frac{(4{,}1 - 0{,}32) \cdot 15^2 \cdot 8}{(3{,}75 - 0{,}43) \cdot 10^2 \cdot 14} = 1{,}47.$$

Таким образом, примерно в тех же габаритах двигателя мощность возрастает почти в полтора раза. К тому же, как установлено исследованиями [3], с ростом модуля повышается адиабатический к. п. д. двигателя в связи со значительным увеличением коэффициента полноты диаграммы. Представляется целесообразным экспериментальный анализ рабочих качеств пневмодвигателя с малозубыми корригированными роторами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зиневич В. Д., Иванов И. П., Рябков Е. Д. О резервах шестеренных пневматических двигателей. Изв. ВУЗов, Горн. ж., 1964, № 10.

2. Зиневич В. Д., Иванов И. П., Рябков Е. Д. Повышение момента шестеренного пневмодвигателя уменьшением числа зубьев ротора. Изв. ВУЗов, «Машиностроение», 1966, № 4.

3. Борисенко К. С. Пневматические двигатели горных машин. Углетехиздат, 1958.