

К ВОПРОСУ ТЕОРИИ ШЕСТЕРЕНЧАТОГО ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ

С. И. ШУБОВИЧ, Г. Н. ГАРАЩУК

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

В литературе по пневматическим шестеренчатым двигателям достаточно подробно рассматривается теоретический рабочий процесс и мало уделяется внимания действительному процессу, протекающему в реальном двигателе с прямозубыми и косозубыми роторами. В работе [1], например, выводятся основные зависимости для показателей теоретического процесса, а переход от этих показателей к эффективным показателям осуществляется введением в соответствующие формулы поправочного коэффициента, ошибочно названного механическим к. п. д., так как этот коэффициент учитывает не только потери трения в механизме, но и потери, вызываемые отклонениями действительного рабочего процесса от теоретического, т. е. индикаторные потери. Вполне очевидно, что такой способ учета индикаторных потерь не вскрывает природы явлений, влияющих на показатели и характеристики двигателя. В работе [2] указывается, что действительный процесс значительно отличается от теоретического и предлагается учитывать связанные с этим потери так называемым коэффициентом полноты индикаторной диаграммы, однако, приводимые в этой работе объяснения природы индикаторных потерь нельзя признать, по нашему мнению, правильными.

Отсутствие в литературе более подробного анализа действительного рабочего процесса шестеренчатых двигателей с прямозубыми и косозубыми роторами послужило основанием для опубликования данной статьи, целью которой является частичное восполнение этого пробела.

При выводе уравнений работы и мощности на зубчатых венцах роторов [1] рассмотрено действие сил давления воздуха на боковые поверхности впадин зубьев в предположении, что давления в любой точке полости впуска и полости выпуска являются постоянными в пределах границ этих пространств и не изменяются с изменением скорости роторов. Таких условий мы не имеем в реальном двигателе, так как при вращении роторов воздух, заполняя впадины в полости впуска и освобождая их в полости выпуска, дросселируется в проходных сечениях между зубьями сопряженных роторов и как результат давления в различных точках пространства в зоне зацепления зубчатых роторов будет иметь разную величину. В полости впуска давление воздуха по мере приближения к полюсу зацепления будет понижаться, а в полости выпуска — повышаться. Так как изменение давления обусловлено гидравлическими сопротивлениями своеобразного воздушного тракта, образуемого поверхностями зубьев в зоне зацепления, то с ростом скорости воздуха в этом тракте и, следовательно, с ростом скорости роторов, градиент давления будет увеличиваться. Эти явления подтвер-

ждаются опытами [3, 4]. Так, например, измерения, проведенные на двигателе ПРШ-10 [3], показали, что давление во впадинах, находящихся близ полюса зацепления со стороны впуска, составляет при номинальном скоростном режиме примерно 8—10 процентов от давления, измеренного в полости впуска непосредственно у входного отверстия для сжатого воздуха. Этими опытами установлено также, что градиент давления возрастает пропорционально плотности воздуха и числу оборотов ротора в степени 1,60—1,65. Таким образом, зависимости, полученные в работе [1], можно рассматривать только как основные зависимости теоретического рабочего процесса шестеренчатого двигателя.

Чтобы учесть влияние гидравлических сопротивлений, имеющих место в зоне зацепления роторов реального двигателя, на величину работы, совершаемой воздухом, рассмотрим действие сил на боковые

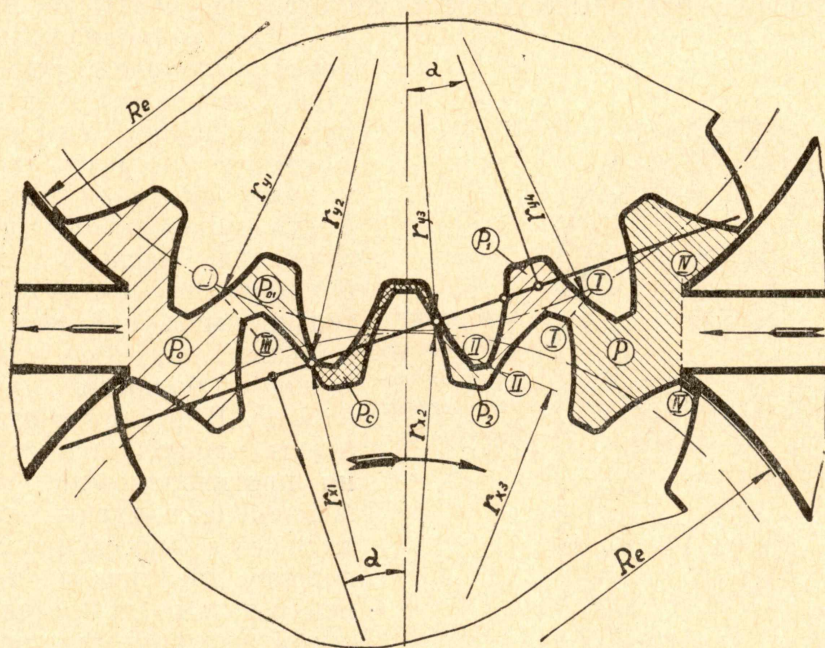


Рис. 1. Зацепление роторов шестеренчатого двигателя

поверхности впадин с учетом того, что давления в полостях впуска и выпуска изменяются в направлениях к полюсу зацепления. Примем условно, что при некотором фиксированном положении роторов (рис. 1) воздух дросселируется только в сечениях I—I, II—II и III—III, а также, что давления в объемах, ограниченных этими сечениями и контактными линиями (рис. 1), имеют значения p , p_1 , p_2 , p_c , p_{01} и p_0 .

Пользуясь известным положением, что равнодействующая проекций сил давления на боковую поверхность впадины равна давлению, умноженному на площадь проекции этой поверхности, можно получить выражение для окружного усилия, приведенного к начальной окружности одного из роторов, которое в соответствии с принятыми обозначениями на рис. 1 запишется в таком виде:

$$P = \frac{b}{2r} [p(R_e^2 - r_{y_1}^2) + p_1(r_{y_1}^2 - r_{x_3}^2) + p_2(R_e^2 - r_{y_3}^2 + r_{x_2}^2 - r_{x_3}^2) - p_c(R_e^2 - r_{y_3}^2 + r_{x_1}^2 - r_{x_2}^2) - p_{01}(r_{y_1}^2 - r_{x_1}^2) - p_0(R_e^2 - r_{y_1}^2)], \quad (1)$$

где b — длина зубьев ротора.

Анализируя уравнение (1), можно заметить, что окружное усилие, определяющее в конечном счете величину работы на зубчатых венцах роторов, т. е. величину индикаторной работы, представляет собой сумму тангенциальных составляющих сил давления воздуха на боковые поверхности тех впадин, в которые частично или полностью входят зубья сопряженного ротора (рис. 1). Отсюда следует, что величина индикаторной работы зависит от величины давлений только в тех впадинах, в которых в данный момент времени находятся зубья сопряженного ротора. Давление во всех остальных впадинах никакого влияния на величину работы не оказывает. Принимая во внимание эти свойства, впадины первого вида можно условно назвать рабочими впадинами, а второго — нерабочими.

Покажем, что сделанные здесь замечания имеют практическое значение. Нерабочие впадины в полости впуска, не оказывая влияния

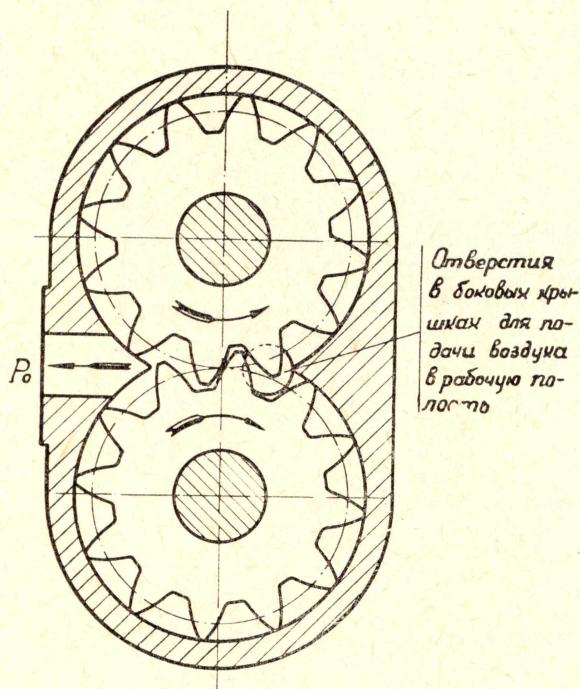


Рис. 2. Схема шестеренчатого двигателя с подводом сжатого воздуха непосредственно в зону зацепления

на величину индикаторной работы, выполняют роль емкостей, выносящих сжатый воздух из полости впуска в атмосферу, поэтому давление в таких впадинах желательно иметь минимальным в целях снижения расхода воздуха. В рабочих же впадинах желательно иметь давление максимальным для получения возможно большей полезной работы. В шестеренчатом двигателе наблюдается совершенно противоположное явление. Нерабочие впадины заполняются без дросселирования, а поэтому давление в них к моменту выхода за пределы полости впуска достигает величины давления воздуха, поступающего в эту полость из сети; рабочие же впадины заполняются при наличии дросселирования и, следовательно, давление в них будет обязательно меньше, чем во впадинах, выносящих воздух из двигателя.

В итоге это приводит к тому, что весовое количество воздуха, расходуемое шестеренчатым двигателем (без утечек), больше того количества, которое совершает полезную работу в нем. Отмеченный органический недостаток шестеренчатого двигателя, связанный с тем, что поток свежего воздуха заполняет в первую очередь нерабочие впадины, может быть в некоторой мере устранен, например, применением подвода сжатого воздуха с торцов роторов непосредственно в зону зацепления (рис. 2).

На основании уравнения (1) можно записать выражение элементарной индикаторной работы, совершаемой воздухом при повороте роторов на угол φd ,

$$\begin{aligned} dL_i = Pr \cdot d\varphi = p \frac{b}{2} (R_e^2 - r_{y_1}^2) d\varphi + p_1 \frac{b}{2} (r_{y_4}^2 - r_{x_3}^2) d\varphi + \\ + p_2 \frac{b}{2} (R_e^2 - r_{y_3}^2 + r_{x_3}^2 - r_{x_4}^2) d\varphi - p_c \frac{b}{2} (R_e^2 - r_{y_3}^2 + r_{x_1}^2 - r_{x_2}^2) d\varphi - \\ - p_{01} \frac{b}{2} (r_{y_1}^2 - r_{x_7}^2) d\varphi - p_0 \frac{b}{2} (R_e^2 - r_{y_1}^2) d\varphi = p dV + p_1 dV_1 + \\ + p_2 dV_2 - p_c dV_c - p_{01} dV_{01} - p_0 dV_0, \end{aligned} \quad (2)$$

где dV , dV_1 и т. д. — приращение объемов при повороте роторов на угол $d\varphi$ в тех пространствах, в которых имеют место давления, обозначенные одноименным индексом.

Индикаторная работа, совершаемая в двигателе за один цикл, т. е. за угол поворота роторов, соответствующий шагу зацепления выразится так:

$$L_{it} = \int_0^t p dV + \int_0^t p_1 dV_1 + \int_0^t p_2 dV_2 - \int_0^t p_c dV_c - \int_0^t p_{01} dV_{01} - \int_0^t p_0 dV_0. \quad (3)$$

Поскольку в начале и в конце двухпарного зацепления роторов объем, отсеченный двумя контактными линиями, один и тот же, а теплообмен и утечки воздуха, заключенного в этом пространстве, пренебрежимо малы, то

$$\int_0^t p_c dV_c = 0.$$

Принимая во внимание, что первые три члена уравнения (3) представляют собой положительную работу, совершаемую воздухом в полости впуска, а последние два члена — отрицательную работу в полости выпуска, то цикловую индикаторную работу можно представить в такой форме:

$$L_{it} = p_{cp} \cdot V_t - p_{0cp} \cdot V_t = p_i \cdot V_t. \quad (4)$$

Здесь p_{cp} и p_{0cp} — средние значения давлений в зонах зацепления соответственно в полости впуска и в полости выпуска;

p_i — среднее индикаторное давление;

V_t — изменение суммарного объема рабочих впадин за цикл.

Величина изменения суммарного объема рабочих впадин за цикл, возникающего в результате входа или выхода зубьев сопряженного ротора из этих впадин, равноценна по своему физическому смыслу величине изменения объема цилиндра поршневой машины за один ход поршня, т. е. так называемому объему, описанному поршнем. Поэтому величину V_t нельзя отождествлять с величиной объема впадины $V_{вп}$ так же, как нельзя отождествлять объем, описанный поршнем с объемом цилиндра при рассмотрении рабочего процесса поршневой машины.

На рис. 3 представлен график изменения объема полости впуска, ограниченного сечением IV—IV и контактной линией в зацеплении (рис. 1), в функции угла поворота ротора. Ломаная линия 1 (рис. 3) представляет собой график изменения объема полости впуска, а кривые

2 — изменение объема, заключенного между двумя контактными линиями при двухпарном зацеплении так называемого отсеченного пространства. Угол φ_1 определяет положение ротора в момент присоединения отсеченного пространства к полости впуска, угол φ_2 — положение ротора в момент выхода одной нерабочей впадины, заполненной сжатым воздухом из полости впуска; φ_3 — в момент выхода второй впадины. Из графика (рис. 3) можно установить, что изменение суммарного объема рабочих впадин за цикл V_t равно двум объемам впадин за вычетом объема отсеченного пространства. Если принять во внимание, что величина полезной работы за цикл определяется величиной V_t , а расход сжатого воздуха — $2 V_{\text{вп}} = V_t + V_c$, то станет ясно, что отсеченное пространство приводит к непроизводительному расходу воздуха. С этой точки зрения отсеченное пространство является вредным пространством, как это справедливо отмечается в [2], однако оно не оказывает никакого влияния на величину полезной работы и мощности дви-

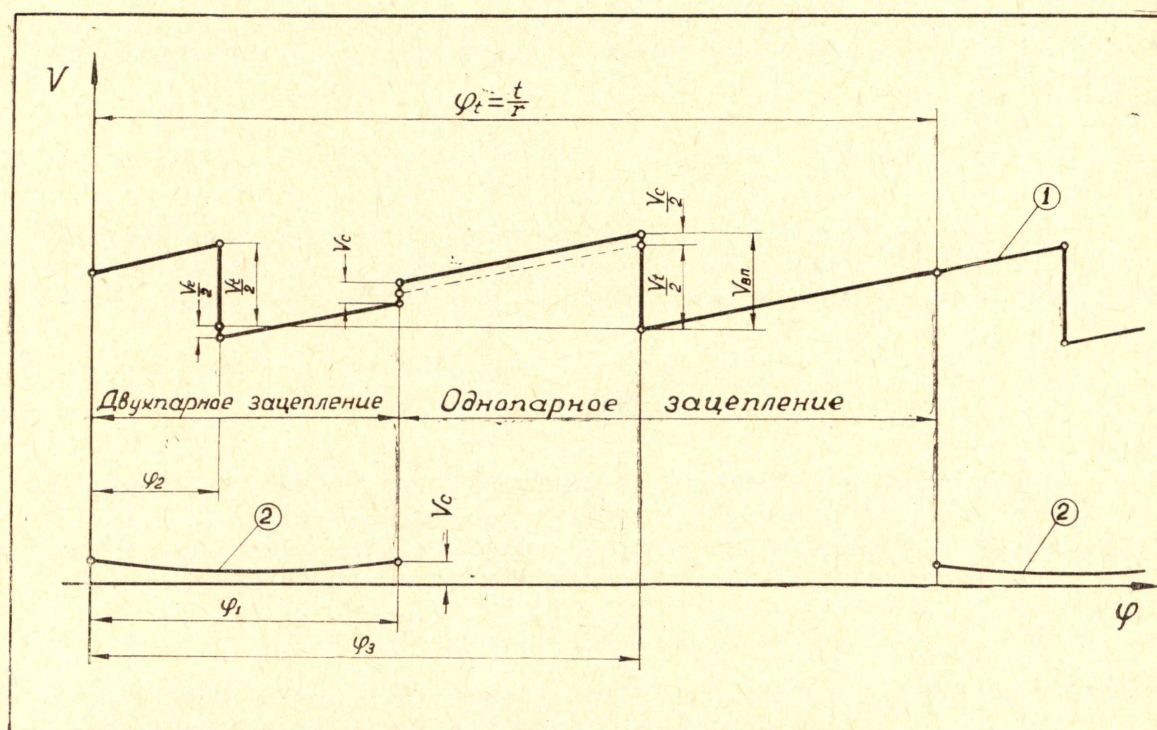


Рис. 3. Диаграмма изменения объемов полости впуска и отсеченного пространства по углу поворота роторов

гателя. Поэтому уменьшение величины отсеченного пространства, например, соответствующим выбором параметров зацепления обеспечит повышение экономичности двигателя, но не изменит мощности его.

Среднее индикаторное давление шестеренчатого двигателя можно представить как разность теоретического перепада давлений воздуха на входе в двигатель и на выходе из него и давления, теряемого в результате дросселирования в зацеплении

$$p_i = (p - p_0) - \Delta p. \quad (5)$$

Здесь p — давление воздуха на входе в двигатель;

p_0 — давление воздуха на выходе из двигателя;

Δp — потеря перепада давления, связанная с дросселированием в зацеплении.

Теоретические и экспериментальные исследования [3] показали, что потери перепада давления подчиняются такой степенной зависимости:

$$\Delta p = C \cdot p \cdot n^m, \quad (6)$$

где C — некоторая постоянная величина, сложным образом зависящая от параметров зацепления роторов;

n — число оборотов ротора в минуту;

m — показатель степени, варьирующий в пределах от 1,6 до 1,7.

Теперь на основании (4), (5) и (6) можно получить выражение для индикаторной мощности шестеренчатого двигателя с прямозубыми или косозубыми роторами в такой форме:

$$N_i = \frac{z \cdot n}{60 \cdot 75} (p - p_0) V_t - \frac{z \cdot n}{60 \cdot 75} \Delta p \cdot V_t \text{ л. с.}, \quad (7)$$

где z — число зубьев ротора.

Первый член этого уравнения представляет собой теоретическую мощность двигателя, а второй — мощность потерь дросселирования в зацеплении роторов, т. е. мощность индикаторных потерь.

Взяв отношение индикаторной мощности к мощности теоретической, можно получить выражение индикаторного к. п. д.

$$\eta_i = \frac{N_i}{N_T} = 1 - C_1 \frac{p}{p - p_0} \cdot n^m, \quad (8)$$

где C_1 — некоторая постоянная величина для данного двигателя.

Из уравнения (8) следует, что индикаторный к. п. д. шестеренчатого двигателя с прямозубыми или косозубыми роторами изменяется

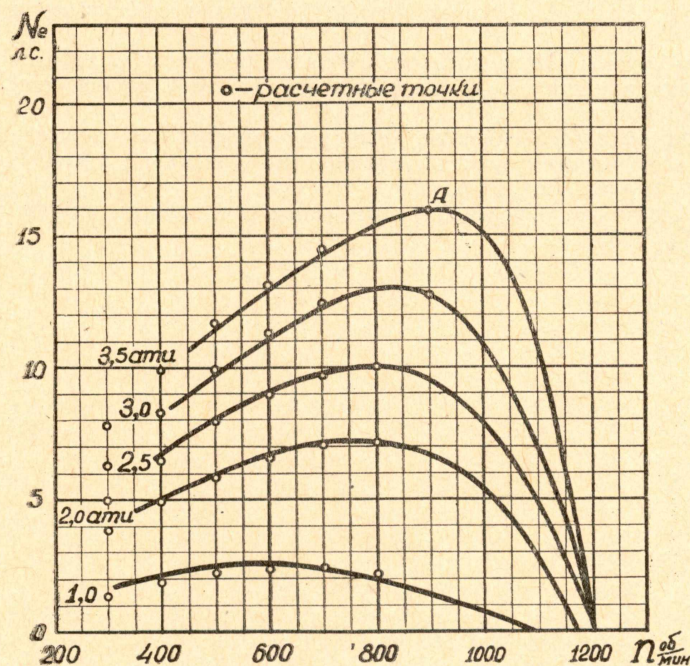


Рис. 4. Характеристики эффективной мощности по оборотам двигателя ПРШ-16

в зависимости от скорости вращения роторов не по линейному закону, как это ошибочно утверждается в работах [2, 4], а по степенной кривой с показателем $m = 1,6-1,7$.

Эффективную мощность двигателя можно представить теперь в таком виде:

$$N_e = N_i \cdot \eta_{iM} = N_T \cdot \eta_i \cdot \eta_M. \quad (9)$$

Здесь η_M — механический к.п.д., учитывающий только потери трения в механизме двигателя; N_T — теоретическая мощность, которую можно с достаточной степенью точности вычислить по известным формулам А. М. Мишарина [1].

Для проверки приведенных выше зависимостей нами были подсчитаны координаты точек характеристик $N_e = f(n)$ для двигателя ПРШ-16 и сопоставлены с характеристиками (рис. 4), полученными при испытании этого двигателя на заводе «Пневматика» [5]. При этих расчетах теоретическая мощность определялась по формуле А. М. Мишарина [1], механический к.п.д. принимался постоянным по оборотам, а индикаторный к.п.д. находился по уравнению (8) с коэффициентом C_1 , вычисленным на основании координат точки А (рис. 4) одной из опытных кривых. Сплошные линии на рис. 4 представляют собой опытные характеристики, а нанесенные на них точки — результаты вычислений по упомянутым выше формулам.

Хорошее совпадение расчетных точек с экспериментальными кривыми (рис. 4) является дополнительным доказательством того, что положенная в основу всех наших выкладок рабочая гипотеза об индикаторных потерях, вызываемых гидравлическими сопротивлениями в зоне зацепления роторов, хорошо согласуется с опытными закономерностями.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. М. Мишарин. Пневматические шестеренчатые двигатели. Углетехиздат, М., 1948.
2. К. С. Борисенко. Пневматические двигатели горных машин. Углетехиздат, М., 1958.
3. С. И. Шубович. Исследование рабочего процесса и характеристик некоторых пневматических двигателей. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, Томск, 1956.
4. М. П. Петров. Исследование основных параметров пневматического шестеренчатого двигателя. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук, Л., 1954.
5. Г. И. Кусницин. Пневматические двигатели горных машин и механизмов. Углетехиздат, М., 1953.