

## О ВЫБОРЕ ПАРАМЕТРОВ ПОРШНЕВОГО ПНЕВМОДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО В СОСТАВЕ ГИБРИДНОЙ ЭНЕРГОУСТАНОВКИ АВТОМОБИЛЯ

**А.Н. Туренко, профессор, д.т.н., В.А. Богомолов, профессор, д.т.н.,  
Ф.И. Абрамчук, профессор, д.т.н., А.И. Харченко, доцент, к.т.н.,  
А.И. Шилов, доцент, к.т.н., ХНАДУ**

***Аннотация.** Изложены условия, методика и анализ результатов расчетного исследования по выбору мощности, литража и других параметров поршневого кривошипного пневмодвигателя, работающего в составе гибридной силовой установки автомобиля.*

***Ключевые слова:** поршневые кривошипные пневмодвигатели, рабочий процесс, энергетические и экономические параметры.*

### **Введение**

В течение двух последних десятилетий развитие автомобилей с гибридными силовыми установками прогрессировало от экспериментальных образцов в середине 90-х годов XX столетия до производства сотен тысяч в год в середине нынешнего столетия. По прогнозам авторитетных экспертов к 2020 году доля гибридных автотранспортных средств на мировом рынке достигнет порядка 25 % [1]. Это значит, что к 2020 году годовой выпуск гибридных автомобилей будет исчисляться уже десятками миллионов [2].

Есть немало причин, которым гибридные автомобили обязаны своим развитием. Они укладываются во все сверхжесткие нормы токсичности выхлопных газов, зафиксированные в современных стандартах. Но самый, пожалуй, главный фактор – постоянно растущие цены на бензин и дизельное топливо. А важнейшим достоинством гибридных автомобилей является сравнительно низкий расход топлива [3].

Наибольшее распространение в гибридных силовых установках имеют на сегодняшний день схемы, включающие двигатель внутреннего сгорания (ДВС), обратимую электромашину и аккумуляторную батарею. Вместе с тем рядом фирм уже много лет весьма успешно ведутся работы по использованию

пневмодвигателей как в составе гибридных установок, так и в роли самостоятельного силового агрегата [4, 5, 6 и др.].

В ХНАДУ также ведутся исследовательские работы по созданию гибридных силовых установок как по схеме ДВС – электромашина, так и по схеме ДВС – пневмодвигатель.

В данной статье рассматривается имеющий практическое значение вопрос о рациональном выборе параметров поршневого пневмодвигателя, работающего в составе гибридной силовой установки в заданном диапазоне варьирования давлением воздуха на входе, и некоторых конструктивных и режимных ограничениях, о которых будет более подробно изложено.

### **Цель и постановка задачи**

При разработке гибридной силовой установки для автомобиля по схеме ДВС – пневмодвигатель одной из первоочередных задач является выбор мощностей двигателей. В отношении пневмодвигателя приходится решать, какую долю его мощность будет составлять по отношению к мощности ДВС. Что касается опыта по гибридам с электроприводом, то в мировой практике роль последнего имеет самый широкий спектр, от микро- (функции стоп/старт) до полноразмерных систем, которые способны приво-

дуть в движение автомобиль самостоятельно [1, 3]. Все зависит от назначения и особенностей транспортного средства и целей применения гибридного привода. Во всех случаях в публикациях подчеркивается стремление не только сохранить, но и увеличить коммерческую привлекательность автомобиля [3].

Рассмотрение проблемы применения гибридного автомобиля схемы ДВС – пневмодвигатель для целей городского пассажирского транспорта типа маршрутного такси с учетом достижения максимальной экологической чистоты приводит к выводу, что между мощностью пневмодвигателя  $N_e$  и мощностью ДВС  $N_{ДВС}$  целесообразно выдерживать соотношение

$$N_e = (0,2 \dots 1,5) \cdot N_{ДВС} . \quad (1)$$

При проектировании потребная мощность пневмодвигателя  $N_e$ , как известно [7, 8], может быть получена при различных сочетаниях подлежащих рациональному выбору параметров: конструктивных, режимных и параметров, характеризующих рабочий процесс. В зависимости от этих параметров заданный уровень  $N_e$ , как будет показано ниже, может быть достигнут при многократно различном литраже  $V_l$  и, соответственно, многократно различной массе двигателя. При этом будет иметь место существенно различное потребление сжатого воздуха, а, следовательно, и различный его удельный расход.

Для выбора наиболее целесообразного уровня мощности  $N_e$  и наиболее рационального сочетания конструктивных и режимных параметров, а также параметров рабочего процесса, необходимо иметь наглядную картину соответствующих зависимостей, построенных для определенных, представляющих практический интерес условий (ограничений), которые сужают рамки решаемой задачи и дают возможность получить достаточно обозримую информацию, потребную для выработки решений.

### Принятые условия решения задачи

Условия и ограничения для расчетного исследования с целью получения необходимых зависимостей между параметрами поршневого пневмодвигателя приняты с учетом отечественного и зарубежного опыта [7 – 11 и др.]

и особенностей проектируемой гибридной энергоустановки.

1. Рассматривается пневмодвигатель с клапанным воздухораспределением, гидравлическим приводом клапанов, системой автоматического регулирования фаз открытия и закрытия клапанов, с температурой сжатого воздуха на входе  $T_{вх}$ , при которой снимаются ограничения в допустимой степени расширения рабочего тела по условиям смазки цилиндров и недопущения обмерзания выпускных каналов. Такой температурой, как показывают наши расчеты, является  $T_{вх} = 473 \text{ К}$  ( $200 \text{ }^\circ\text{C}$ ). В отличие от наиболее распространенного в наших и зарубежных пневмодвигателях вследствие своей простоты золотникового воздухораспределения, при котором относительный мертвый объем  $\varepsilon_0 = V_0 / V_p$  (см. рис. 1) получается очень большим ( $\varepsilon_0 = 0,3 - 0,4$  и даже выше), при клапанном воздухораспределении конструктивно возможно получить минимальный мертвый объем, сходный с поршневыми компрессорами, где  $\varepsilon_0$  обычно не превышает  $0,03 - 0,06$  [13]. Кроме того, при клапанном распределении с гидравлическим приводом и электронным управлением возможно осуществить регулирование режима работы двигателя не только давлением сжатого воздуха на входе  $p_1$ , но и степенью наполнения  $\varepsilon_1 = V_1 / V_p$  (рис. 1). Последнее, как известно [7, 9], является самым экономичным способом регулирования, если оно выполняется в сторону уменьшения  $\varepsilon_1$  от номинальной величины.

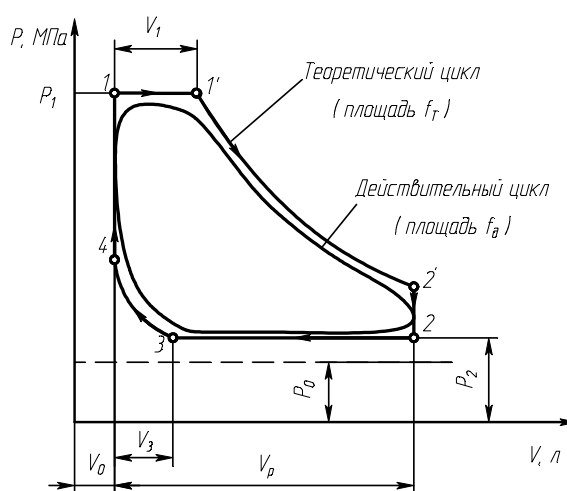


Рис. 1. Теоретическая и действительная индикаторные диаграммы поршневого кривошипного пневмодвигателя с частичным расширением

2. Число цилиндров  $z = 4$ . Это минимальное число цилиндров, при котором достигим надёжный пуск двигателя с автоматически регулируемым фазами воздухораспределения.

3. Отношение хода поршня  $S$  к диаметру цилиндра  $D$  принято  $S/D = 0,65$ . В нашей стране и за рубежом поршневые пневмодвигатели выпускаются только короткоходными ( $S/D < 1$ ) [7, 8, 9, 11]. С понижением  $S/D$  уменьшаются габариты двигателя в радиальном направлении относительно оси коленчатого вала, снижается средняя скорость поршня при данной частоте вращения вала, двигатель получается более легким и компактным, а при клапанном воздухораспределении, к тому же, имеется возможность установить клапаны большего диаметра с большим проходным сечением. В бывшем СССР серийно выпускались, а ныне выпускаются в России и Украине стандартизованные (ГОСТ 10736-71) радиально-поршневые пневмодвигатели, имеющие  $S/D = 0,65$  [7, 8, 9].

4. Средняя скорость поршня  $C_n$  принята 2,0 м/с. На основании экспериментальных исследований для поршневых пневмодвигателей рекомендуется  $C_n = 1,5 - 1,7$  м/с [9, с.121]. Большой уровень  $C_n$  дает увеличение потерь давления при впуске и повышает противодавление на выпуске, снижается коэффициент полноты индикаторной диаграммы  $\eta_n = f_d / f_T$  (рис. 1). По данным [7] некоторая модернизация радиальных поршневых пневмодвигателей позволила повысить  $C_n$  до 3,0 м/с и даже несколько выше. Однако при этом величина  $\eta_n$  существенно снизилась. В данном исследовании принято довольно высокое значение  $\eta_n = 0,90$ . Поэтому величина  $C_n$  принята довольно умеренной.

5. Степень наполнения  $\varepsilon_1 = V_1 / V_p$  (рис. 1) принята в двух вариантах:  $\varepsilon_1 = 0,3$  и  $\varepsilon_1 = 0,5$ . При давлении воздуха на входе  $p_1 = 1,2$  МПа величина  $\varepsilon_1 = 0,5$ , как видно из рис. 2, является максимально возможной по условию допустимой минимальной температуры отработавшего воздуха на выпуске  $t_3 = t_2 = -30$  °С [8].

6. Относительный мёртвый объём  $\varepsilon_0$  принят в двух вариантах:  $\varepsilon_0 = 0,05$  и  $\varepsilon_0 = 0,10$ .

7. Давление сжатого воздуха на входе в двигатель  $p_1$  принято в диапазоне 0,6 – 1,2 МПа,

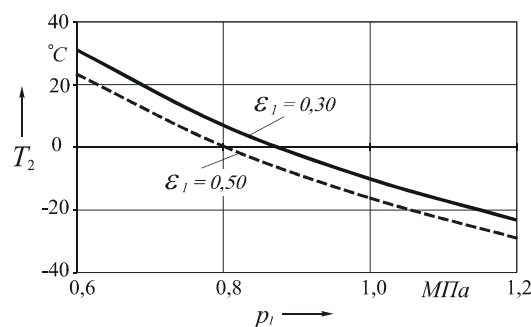


Рис. 2. Изменение самой низкой температуры в цилиндре  $T_2 = T_3$  в зависимости от давления воздуха на входе  $p_1$  при постоянной температуре на входе  $t_{ex} = 200$  °С и различной степени наполнения  $\varepsilon_1$ ;  $\varepsilon_0 = 0,05 = idem$

имеющем практический интерес. Верхнее значение  $p_1 = 1,2$  МПа принято максимально возможным, так как уже при этом давлении и при температуре  $t_{ex} = 200$  °С низший уровень температуры в цилиндре  $t_2$  достигает  $-30$  °С, что является, как уже было изложено, предельно допустимым.

8. Оптимальная по критерию минимального удельного расхода сжатого воздуха степень обратного сжатия  $\varepsilon_{3opt} = V_3 / V_p$ , как показано в работе [12], является функцией трех параметров рабочего процесса: максимального давления теоретического рабочего цикла (равного давлению сжатого воздуха на входе в двигатель)  $p_1$ , степени наполнения  $\varepsilon_1$  и относительного мёртвого объёма  $\varepsilon_0$ . Величина  $\varepsilon_{3opt}$  определялась по графикам рис. 3 и рис. 4 работы [12].

9. Противодавление на выходе из цилиндра  $p_2$  может находиться в пределах 0,105 – 0,120 МПа. Уровень  $p_2 = 0,105$  МПа соответствует работе с выпускным трубопроводом без глушителя, а уровень  $p_2 = 0,12$  МПа соответствует работе с хорошим глушителем шума [8, 9].

10. Показатели политроп расширения  $n_p$  и сжатия  $n_c$  приняты равными 1,32, что по экспериментальным данным [8, 9] соответствует адиабатным процессам расширения и сжатия влажного воздуха с высокой относительной влажностью, близкой к единице. В этом случае расширение происходит с конденсацией влаги и подводом скрытой теплоты парообразования, а сжатие – с испарением влаги и отводом теплоты.

11. Коэффициент утечек сжатого воздуха  $\eta_v$  по экспериментальным данным [8, 9] на расчетном режиме поршневого пневмодвигателя с золотниковым воздухораспределением имеет уровень  $\eta_v = 0,8 - 0,9$ . При этом основные утечки воздуха происходят в золотниковой коробке. При клапанном воздухораспределении утечки воздуха будут существенно меньше и  $\eta_v$  будет выше. Принято  $\eta_v = 0,95$ .

12. Механический КПД двигателя  $\eta_m$  принят 0,92, КПД трансмиссии  $\eta_{тр}$  принят 0,90.

### О методике исследования

Расчетное исследование выполнено с использованием положений общепринятой теории четырёхпроцессного рабочего цикла (рис. 1) поршневого кривошипного пневмодвигателя с частичным политропным расширением рабочего тела, изложенной в [7, 8] и частично в работах [10, 12]. Здесь считаем целесообразным привести лишь некоторые дополнительные соотношения, связанные с тем, что в данном исследовании эффективная мощность  $N_e$ , кВт, не является определяемой (искомой) величиной, как в обычном тепловом расчете, а является произвольно задаваемой независимой переменной. В то же время параметры, относящиеся к размерам двигателя (диаметр цилиндра  $D$ , дм, литраж  $V_l$ , л, рабочий объем  $V_p$ , л) и частота вращения вала  $n$ ,  $\text{мин}^{-1}$ , уже не задаются, а становятся функциями  $N_e$  и среднего эффективного давления  $p_e$ , МПа, которое, как и в обычном тепловом расчете, определяется по известным задаваемым параметрам рабочего процесса.

Среднее эффективное давление

$$p_e = \left\{ p_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \left[ \frac{n_p}{n_p - 1} - \frac{1}{n_p - 1} \cdot \left( \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_1}{1 + \varepsilon_0} \right)^{n_p - 1} \right] + \frac{p_1 \cdot \varepsilon_0}{n_p - 1} \left[ 1 - \left( \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_1}{1 + \varepsilon_0} \right)^{n_p - 1} \right] - p_2 + p_2 \cdot \varepsilon_3 \times \left[ \frac{n_c}{n_c - 1} - \frac{1}{n_c - 1} \left( \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_3}{\varepsilon_0} \right)^{n_c - 1} \right] - \frac{p_2 \cdot \varepsilon_0}{n_c - 1} \left[ \left( \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_3}{\varepsilon_0} \right)^{n_c - 1} - 1 \right] \right\} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta_M, \text{ МПа}, \quad (2)$$

Диаметр цилиндра

$$D = \left[ 4N_e / (5\pi \cdot p_e \cdot C_{\Pi} \cdot Z) \right]^{1/2}, \text{ дм}. \quad (3)$$

Литраж двигателя

$$V_l = 60 \cdot N_e \cdot D (S/D) / (300 \cdot p_e \cdot C_{\Pi}), \text{ л}. \quad (4)$$

Крутящий момент на валу двигателя

$$M_e = p_e \cdot V_l \cdot 10^3 / (2\pi), \text{ Н·м}. \quad (5)$$

Частота вращения вала двигателя

$$n = 300 \cdot C_{\Pi} / [D \cdot (S/D)], \text{ мин}^{-1}. \quad (6)$$

Технический удельный расход сжатого воздуха (отнесенный к ведущему колесу автомобиля)

$$g_{\text{техн}} = g / \eta_{тр}, \text{ кг/(кВт·ч)}, \quad (7)$$

где  $g$  – удельный расход сжатого воздуха, отнесенный к валу двигателя, кг/(кВт·ч).

Масса пневмодвигателя  $M_{дв}$ , кг, оценивалась по эмпирическим формулам (8) и (9), полученным обработкой статистических данных по выполненным конструкциям радиально-поршневых стандартизованных (ГОСТ 10736-71) поршневых пневмодвигателей, выпускавшихся в бывшем СССР заводом «Пневматика» (г. Ленинград) и Рудоремонтным заводом (г. Кривой Рог):

для пределов применения  $0,2 \leq V_l \leq 2,5$  л

$$M_{дв} = 25,4 \cdot V_l + 30, \text{ кг}; \quad (8)$$

для пределов применения  $V_l \geq 2,5$  л

$$M_{дв} = 61 \cdot V_l - 59, \text{ кг}. \quad (9)$$

### Результаты исследования

Основные результаты расчетного исследования представлены на рис. 3–5. На рис. 3 помещены графики изменения  $p_e$  – среднего эффективного давления,  $g$  и  $g_{\text{техн}}$  – удельных расходов сжатого воздуха и  $\varepsilon_{\text{зопт}}$  – оптимизированной степени обратного сжатия (т.е. параметров, не зависящих от мощности и раз-

меров двигателя  $V_p$  и  $z$ , а также от частоты вращения вала  $n$ ) в зависимости от наиболее важных произвольно задаваемых параметров рабочего процесса:  $p_1$  – максимального давления теоретического цикла (рис.1), принимаемого равным давлению сжатого воздуха на входе,  $\varepsilon_1$  – степени наполнения и конструктивного безразмерного параметра  $\varepsilon_0$  – относительного мертвого объема. Из графиков видно, что энергетический параметр  $p_e$  имеет линейную зависимость от  $p_1$  и растет практически пропорционально увеличению давления воздуха на входе  $p_1$ ; так с увеличением  $p_1$  в два раза от 0,6 до 1,2 МПа величина  $p_e$  возрастает в 2,4 раза при  $\varepsilon_1 = 0,3$  и в 2,3 раза при  $\varepsilon_1 = 0,5$ , т.е. с увеличением  $\varepsilon_1$  темп роста  $p_e$  от повышения  $p_1$  несколько снижается. Но сама по себе степень наполнения  $\varepsilon_1$  влияет на  $p_e$  весьма существенно: с увеличением  $\varepsilon_1$  с 0,3 до 0,5 величина  $p_e$  возрастает с 0,21 до 0,31 МПа или на 47,6% при  $p_1 = 0,6$  МПа и с 0,51 до 0,72 МПа или на 41,2% при  $p_1 = 1,2$  МПа.

Причина влияния степени наполнения на  $p_e$ , т.е. в сущности на площадь индикаторной диаграммы, вполне очевидна: с ростом  $\varepsilon_1$  площадь диаграммы растет прежде всего за счет возрастания площади изобарного наполнения и кроме того процесс расширения в целом происходит и заканчивается при более высоком давлении, что и приводит к росту площади индикаторной диаграммы, а следовательно, и росту  $p_e$ . Увеличение относительного мертвого объема  $\varepsilon_0$  отрицательно сказывается на величине  $p_e$ . Но при столь незначительном увеличении  $\varepsilon_0$  ( $\Delta\varepsilon_0 = 0,05$ ) изменение  $p_e$  составляет всего 1,7 %.

Удельные расходы сжатого воздуха  $g$  и  $g_{\text{техн.}}$  с ростом давления на входе  $p_1$  несколько снижаются: при росте  $p_1$  от 0,6 до 1,2 МПа или в два раза величины  $g$  и  $g_{\text{техн.}}$  снижаются на 12,5 ÷ 17,0% в зависимости от уровня  $\varepsilon_1$ : чем ниже  $\varepsilon_1$ , тем более резко снижаются  $g$  и  $g_{\text{техн.}}$  при возрастании  $p_1$ .

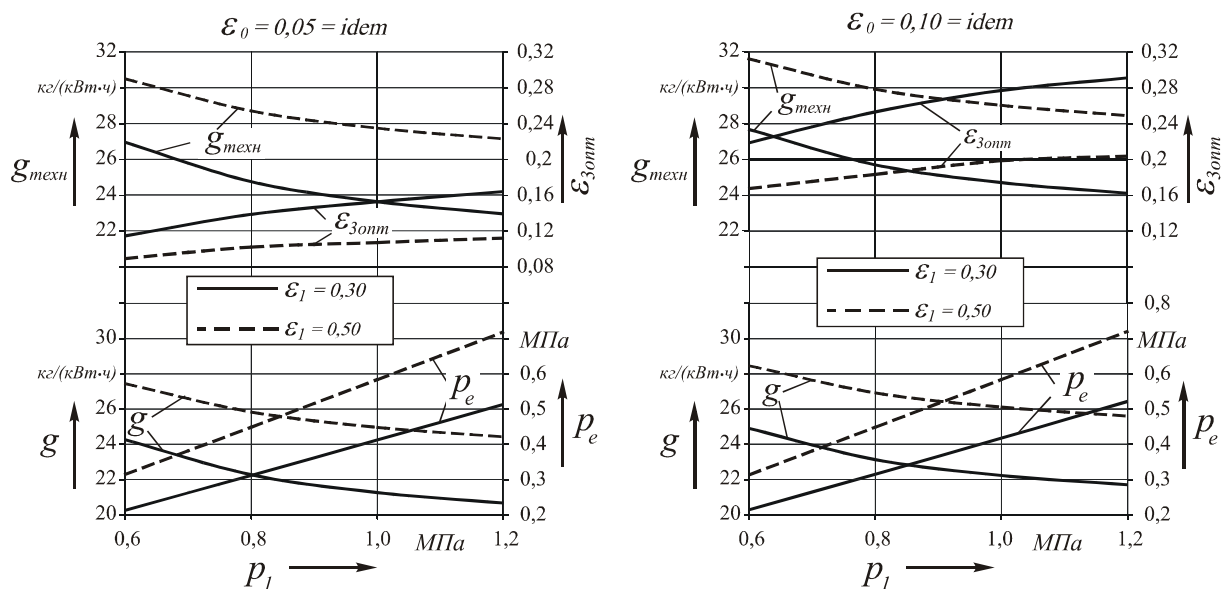


Рис. 3. Изменение параметров, не зависящих от мощности, литража и частоты вращения вала пневмодвигателя: удельного расхода сжатого воздуха, отнесенного к мощности на валу пневмодвигателя  $g$  и отнесенного к мощности на ведущих колесах автомобиля  $g_{\text{техн}}$ , среднего эффективного давления  $p_e$  и оптимальной степени обратного сжатия  $\varepsilon_{3opt}$  в зависимости от давления сжатого воздуха на входе  $p_1$  при различных значениях степени наполнения  $\varepsilon_1$  и относительного мертвого объема  $\varepsilon_0$  при подогреве воздуха на входе до температуры  $t_{\text{вх}} = 200$  °C

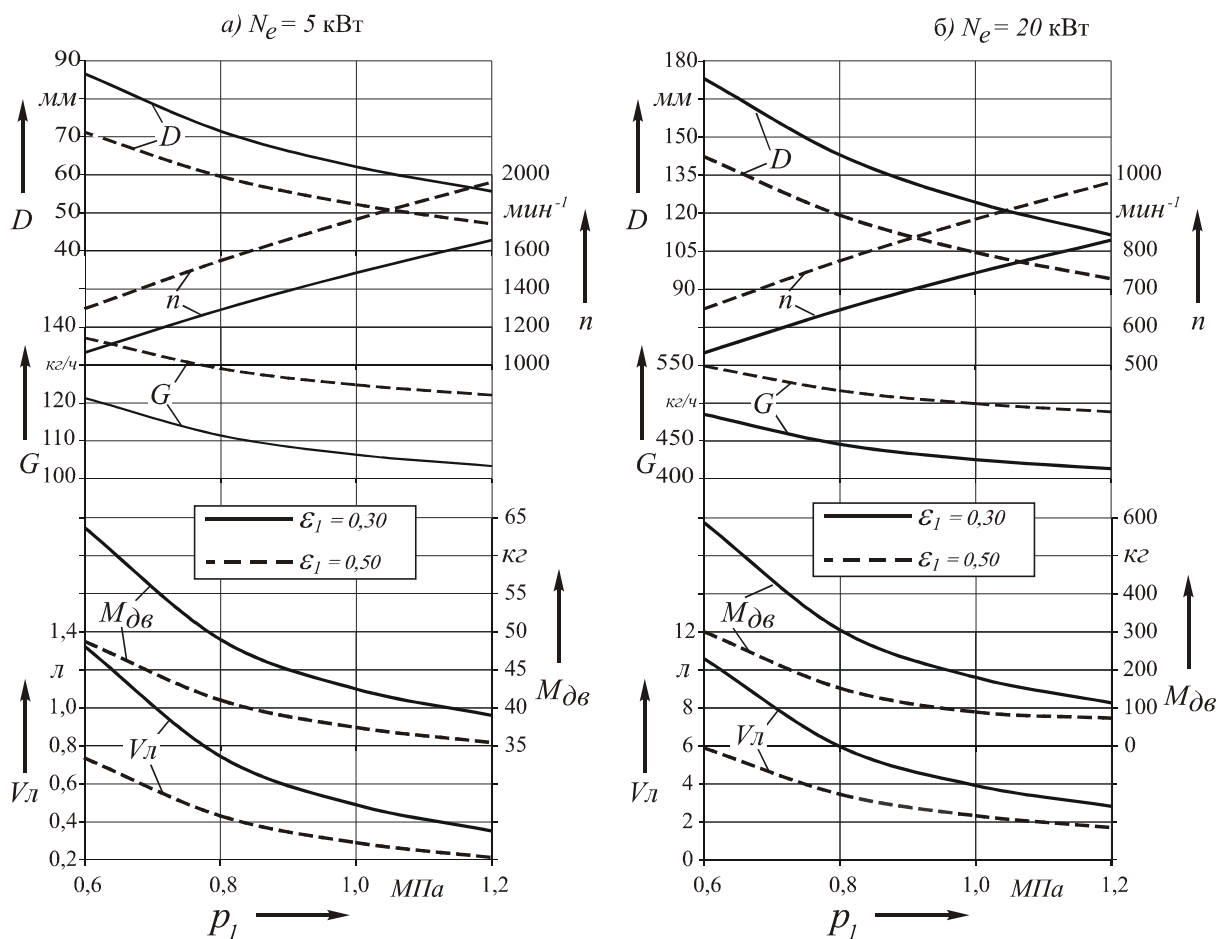


Рис. 4. Изменение литража  $V_{л}$  массы  $M_{дв}$ , часового расхода воздуха  $G$ , частоты вращения  $n$  и диаметра цилиндра  $D$  пневмодвигателя в зависимости от давления воздуха на входе  $p_1$  и степени наполнения  $\epsilon_1$  при условии постоянства средней скорости поршня  $C_n = 2$  м/с, отношения  $S/D = 0,65$ , относительного мертвого объема  $\epsilon_0 = 0,05$  и эффективной мощности: а –  $N_e = 5$  кВт; б –  $N_e = 20$  кВт

Обращает на себя внимание высокая экономичность рассчитываемых пневмодвигателей: их удельный расход сжатого воздуха  $g$  в лучших условиях из числа рассматриваемых ( $p_1 = 1,2$  МПа,  $\epsilon_0 = 0,05$ ,  $\epsilon_1 = 0,3$ ) составляет всего 20,7 кг/(кВт·ч), а в самых худших условиях из числа здесь рассмотренных ( $p_1 = 0,6$  МПа,  $\epsilon_0 = 0,10$ ,  $\epsilon_1 = 0,5$ )  $g = 28,5$  кг/(кВт·ч), что также является сравнительно малой величиной. Этот уровень удельного расхода воздуха  $g$  в два-три раза ниже того, что имеют серийно выпускаемые за рубежом и выпускавшиеся в бывшем СССР радиально-поршневые пневмодвигатели (см. табл.1). Несмотря на такое столь разительное различие, полученные нами результаты расчета вполне объяснимы.

Во-первых, выпускаемые радиально-поршневые пневмодвигатели имеют золотниковое (двух- или трехканальное) воздухораспределение – самое простое и недорогое, но дающее большие утечки воздуха вследствие его перетекания из напорной в выхлопную линию через неизбежные зазоры; мы же рассматриваем двигатель с клапаным воздухораспределением, при котором утечки воздуха пренебрежимо малы.

Во-вторых, в радиально-поршневых пневмодвигателях цилиндры соединяются с золотником длинными и большого сечения каналами, являющимися частью мертвого объема, в результате чего относительный мертвый объем этих двигателей очень велик,  $\epsilon_0$  достигает  $0,35 \div 0,45$ , что, как известно,

ведет к бесполезной трате сжатого воздуха на заполнение в каждом рабочем цикле большого мертвого объема без совершения полезной работы; в двигателях же с клапанным воздухораспределением, как и в поршневых компрессорах  $\varepsilon_0 = 0,03 \div 0,06$  [13].

В-третьих, анализ конструкций выпускаемых радиально-поршневых пневмодвигателей [7] показывает, что все они реверсивные, что вследствие механического нерегулируемого привода воздухораспределения влечет за собой симметричность относительно мертвых точек фаз впуска и выпуска, без опережения наполнения, без обратного сжатия и без процесса расширения, поскольку фаза конца наполнения совпадает с фазой начала выхлопа – все это элементы, которые вызывают перерасход сжатого воздуха; в данном же исследовании рассматривается тоже реверсивный двигатель, но клапанный, с гидравлическим приводом клапанов и автоматическим оптимизированным электронным управлением фазами воздухораспределения, что обеспечивает наиболее экономичный четырехпроцессный рабочий цикл на всех эксплуатационных режимах.

В-четвертых, рассмотренные в табл.1 радиально-поршневые пневмодвигатели работают на сжатом воздухе сравнительно невысокого давления  $0,4 \div 0,5$  МПа, с его подачей при температуре окружающей среды; в нашем же исследовании рассматривается работа пневмодвигателя с температурой воздуха на входе  $200^\circ\text{C}$  и с более высоким давлением, что обеспечивает независимо от прочих условий снижение удельного расхода сжатого воздуха.

В-пятых, в наших расчетах в качестве исходных данных принят, безусловно, весьма оптимистичный уровень ряда параметров, таких как коэффициент полноты индикаторной диаграммы  $\eta_{\text{и}}$ , механические КПД двигателя  $\eta_{\text{м}}$  и трансмиссии  $\eta_{\text{тр}}$ . Думается, что на это есть основания: сегодняшние пневмодвигатели будут, очевидно, производиться с использованием новейших технологий XXI века.

Итак, отмеченный выше уровень удельного расхода сжатого воздуха  $g = 20,7$  кг/(кВт·ч) можно считать, по-видимому, самым оптимистичным, труднодостижимым уровнем, на который можно надеяться в лучшем случае.

Тем не менее, даже этот минимальный уровень  $g$  не снимает проблему хранения на борту транспортного средства сравнительно больших массы и объема сжатого воздуха. Так, например, пневмодвигатель с минимальной мощностью для маршрутного такси 30 кВт при  $g = 20,7$  кг/(кВт·ч) расходует 620 кг сжатого воздуха в час. Если принять минимальный запас воздуха на борту для 15-минутной работы, то это будет 155 кг. В сто-литровом баллоне при 250 атм и температуре  $15^\circ\text{C}$  содержится 30 кг воздуха. Следовательно, на борту маршрутки нужно возить по крайней мере 5 таких баллонов, которые каждые 15 минут надо заправлять. Нужна соответствующая инфраструктура... Все это создает проблемы и неудобства. Но это естественная плата за экологическую чистоту городского транспорта.

На рис. 4 и 5 представлены данные об изменении параметров и показателей работы пневмодвигателя, зависящих не только от характеристик рабочего процесса, но и эффективной мощности  $N_e$ . При рассмотрении этих рисунков следует учесть некоторые особенности представленных графиков. Так на рис. 4а и 4б любые две точки на одной и той же кривой относятся совершенно к различным двигателям, имеющим только одинаковую мощность, одинаковое число цилиндров  $z = 4$ , одинаковый относительный мертвый объем  $\varepsilon_0 = 0,05$ , одинаковое  $S/D = 0,65$ , одинаковую среднюю скорость поршня  $C_n = 2$  м/с и одинаковое наполнение  $\varepsilon_1$  (0,3 или 0,5), но различный литраж  $V_{\text{л}}$ , различную массу  $M_{\text{дв}}$ , различные диаметр цилиндра  $D$  и ход поршня  $S$ , различную расчетную (номинальную) частоту вращения  $n$  и различный расчетный уровень давления сжатого воздуха на входе  $p_1$ . Соответственно эти двигатели будут иметь и различное потребление сжатого воздуха  $G$ . Эти графики служат наглядной информацией для компромиссного выбора параметров двигателя: уменьшая  $p_1$  (положительный фактор), получаем большие размеры и массу двигателя и больший расход сжатого воздуха  $G$  (отрицательные факторы). А переходя, например, с большей на меньшую степень наполнения  $\varepsilon_1$  мы, естественно, улучшаем экономичность (снижаются  $g$  и  $G$ ), но получаем двигатель больших размеров и массы. И зависимости тут нелинейные: чем меньше уровень  $p_1$ , тем



более резкое влияние на перечисленные положительные и отрицательные факторы влияет изменение  $\varepsilon_1$ . Для каждой точки на графиках (рис. 4) степень обратного сжатия  $\varepsilon_3$  различная, но оптимальная по критерию минимального удельного расхода сжатого воздуха.

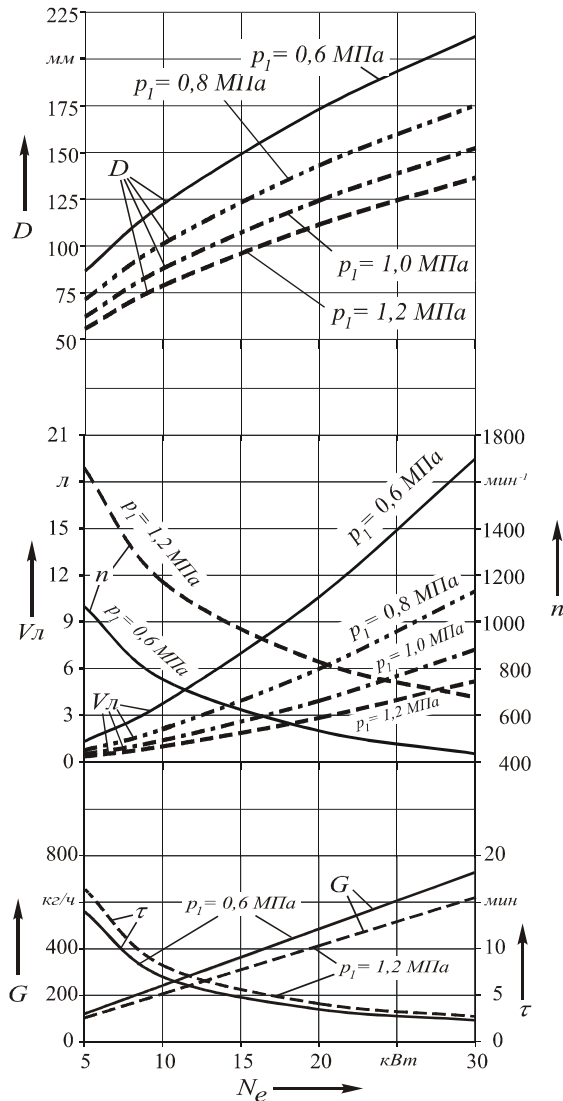


Рис. 5. Изменение диаметра цилиндра  $D$ , литража  $V_{л}$ , частоты вращения  $n$ , часового расхода сжатого воздуха  $G$  и времени  $\tau$  расходования баллона сжатого воздуха (50 л, 250 бар) в зависимости от мощности пневмодвигателя  $N_e$  и давления сжатого воздуха на входе  $p_1$  при условии сохранения постоянными:  $C_n = 2 \text{ м/с}$ ;  $S/D = 0,65$ ;  $t_{вх} = 200^\circ\text{C}$ ;  $\varepsilon_1 = 0,3$ ;  $\varepsilon_0 = 0,05$  и  $\varepsilon_{3\text{опт}}(p_1; \varepsilon_1; \varepsilon_0)$

На рис. 5 любые две точки на одной и той же кривой относятся, как и на рис. 4, к различным двигателям, но уже не одинаковой (как на рис. 4), а различной мощности, различного литража, различной массы, но в отличие от рис. 4, двигатели эти имеют не разное давление воздуха на входе  $p_1$ , а одинаковое – это изопараметрические кривые, но не по одному, а одновременно по многим параметрам:  $\varepsilon_1 = 0,3$ ;  $\varepsilon_0 = 0,05$ ;  $S/D = 0,65$ ;  $C_n = 2 \text{ м/с}$ ;  $\varepsilon_{3\text{опт}}(p_1, \varepsilon_1, \varepsilon_0)$ . Таким образом, на рис.5 представлена обобщающая информация для выбора параметров пневмодвигателя с учетом его мощности, экономичности, размеров и массы в диапазоне  $N_e = 5 \div 30 \text{ кВт}$ .

Для примера рассмотрим по рис. 5 параметры пневмодвигателя мощностью 30 кВт. При  $p_1 = 1,2 \text{ МПа}$  рабочий объем двигателя составит  $V_{л} = 5,2 \text{ л}$ , что больше 8-цилиндрового V-образного двигателя ЗМЗ-53, имеющего  $V_{л} = 4,25 \text{ л}$ ,  $M_{дв} = 258 \text{ кг}$ , частоту вращения  $n = 680 \text{ мин}^{-1}$ , диаметр цилиндра  $D = 136 \text{ мм}$ . При  $p_1 = 1,0 \text{ МПа}$  величина  $V_{л}$  возрастает до 7,2 л, что больше ЗИЛ-114 (6,96 л),  $M_{дв} = 380 \text{ кг}$ ,  $n = 606 \text{ мин}^{-1}$ ,  $D = 152 \text{ мм}$ . Это уже крупногабаритный и тяжелый двигатель. При дальнейшем снижении рабочего давления массогабаритные параметры двигателя возрастают еще больше. При  $p_1 = 0,6 \text{ МПа}$  литраж  $V_{л} = 19,5 \text{ л}$ , что значительно больше 8-цилиндрового ЯМЗ-238, имеющего  $V_{л} = 14,86 \text{ л}$ ,  $M_{дв} = 1130 \text{ кг}$ ,  $n = 435 \text{ мин}^{-1}$ ,  $D = 212 \text{ мм}$ . Такие массогабаритные параметры при мощности 30 кВт, разумеется, неприемлемы для любого транспортного средства.

Обращает внимание слишком короткое время  $\tau$  опорожнения 50-литрового баллона сжатого воздуха с начальным давлением 200 атм. Даже при мощности 5 кВт  $\tau$  составляет около 15 мин. А для двигателя мощностью 30 кВт этого баллона хватает всего на 2,5 мин работы. Это при самом высоком совершенстве конструкции и рабочего процесса пневмодвигателя. Из этого следует важнейший вывод, который уже был изложен в работе [10]: пневмодвигатель в составе гибридной силовой установки автомобиля должен использоваться лишь на режимах, когда ДВС работает неэкономично (малые нагрузки) и в случаях необходимости совместной работы с ДВС для преодоления препятствий или обгона; на «крейсерских» режимах движения должен работать один ДВС.



Таблица 1 Радиально-поршневые пневмодвигатели [7;11]

Марка, фирма	Страна	Мощность, кВт	Частота вращ., мин <sup>-1</sup>	Уд. расход воздуха, кг/кВт·ч	Уд. масса двиг., кг/кВт	Кол. цилиндров	Раб. давление (абс), МПа
П7.5-12	СССР	7,5	750	83,2	12,7	5	0,4
П16-25	СССР	16,0	1500	92,8	6,3	5	0,5
П2,5-Ф1	СССР	9,5	800	77,3	10,5	5	0,5
П6,3-12	СССР	6,3	750	80,9	15,1	4	0,4
–	Польша	5,5	800	73,4	16,3	–	0,5
«Холмэн»	Англия	4,4	650	78,3	36,0	–	0,5
«Холмэн»	Англия	11,0	800	78,0	30,0	–	0,5
«Гарднер»	Англия	36,9	1200	58,8	15,0	–	0,5
«Денвер»	США	7,4	1060	58,8	13,6	–	0,5
MZK 61 «Атлас Копко»	Швеция	9,7	900	81,6	11,1	6	0,5

Ввиду ограниченности объема статьи, на рис. 5 приведены графики лишь для одного, наиболее экономичного сочетания определяющих (задаваемых) параметров  $\varepsilon_0 = 0,05$  и  $\varepsilon_1 = 0,3$ . Но разработанная авторами компьютерная программа расчетных исследований позволяет получить подобные зависимости для любого сочетания конструктивных параметров и параметров рабочего процесса, которые могут представить интерес. Например, увеличивая наполнение и ухудшая тем самым экономичность, можно получить двигатель заданной мощности меньших размеров и массы. Самый компактный и легкий двигатель может быть получен при максимально возможном значении  $\varepsilon_1$ , близком 0,80, когда конец фазы впуска совпадает с началом фазы начала выхлопа, как это обычно имеет место в радиально-поршневых реверсивных пневмодвигателях [7].

Однако при этом удельный расход сжатого воздуха возрастает, как показывают расчеты, в 1,48 раза в сравнении с условием  $\varepsilon_1 = 0,3$  и тех же прочих условиях.

### Заключение

Изложенные условия, методика и анализ результатов расчетного исследования по выбору рациональных величин мощности, суммарного рабочего объема (литража) и других параметров поршневого кривошипного пневмодвигателя с клапанным воздухомас-

пределением и системой автоматического регулирования фаз открытия и закрытия клапанов и при температуре сжатого воздуха на входе до 200 °С имеют научное и практическое значение как необходимый этап работы по созданию гибридной силовой установки автомобиля с пневмотрансмиссией.

Представленные графические зависимости между конструктивными и режимными параметрами и параметрами рабочего процесса получены для конкретных, оговоренных в статье параметрических характеристик как условий решения задачи: средней скорости поршня, отношения хода поршня к диаметру цилиндра, числа цилиндров, относительного мертвого объема, степени наполнения, степени обратного сжатия и некоторых других величин, выбираемых на основании накопленного опыта [7; 8; 9; 11 и др.] и с учетом требований, сформулированных в нашей работе [10]. Эти зависимости дают наглядную информацию о размерах, массе двигателя и потреблении им сжатого воздуха при различных мощностях, различных давлениях воздуха на входе и различных сочетаниях других задаваемых параметров рабочего процесса.

### Литература

1. Двигатели для автомобилей США в будущем // Автостроение за рубежом. – 2006. – №8. – С.2.

2. Афанасьев В. Рейтинг продаж автомобилей // Автостроение за рубежом. – 2006. – №8. – С.8.
3. Савченко А. Будущее за гибридными автомобилями // Автостроение за рубежом. – 2006. – №8. – С.3 – 5.
4. Соколовский Д. Надули – и поехали! // <http://engine.aviaport.ru> (Научно-технический журнал «Двигатель». – 2005. – № 1 (37).
5. Сухов А. Альтернатива традиционному мотору. Выхлоп чище воздуха // <http://www.ekip-gas.ru/alt/2/alt1.shtml>.
6. Австралийский и французский воздух успешно заменяют бензин // <http://www.membrana.ru>, 16 сентября 2004.
7. Зиневич В.Д., Гешлин Л.А. Поршневые и шестеренные пневмодвигатели горношахтного оборудования. – М.: Недра, 1982. – 199 с.
8. Дегтярев В.И., Мялковский В.И., Борисенко К.С. Шахтные пневмомоторы. – М.: Недра, 1979. – 190 с.
9. Борисенко К.С. Пневматические двигатели горных машин. – М.: Углетехиздат, 1958. – 202 с.
10. Туренко А.Н., Богомолов В.А., Абрамчук Ф.И. и др. О требованиях к конструкции и рабочему процессу пневмодвигателя для комбинированной энергоустановки автомобиля // Автомобильный транспорт / Сб.научн.тр. – Харьков: ХНАДУ. – 2006. – Вып. 18. – С.7 – 12.
11. Марутов В.А., Пирогов Л.И., Чернилов И.Г. Пневмопривод в отечественных и зарубежных горнорудных машинах. – М.: НИИИНФОРМ-ТЯЖМАШ. – 1970. – Вып. 2-70-30,
12. Туренко А.Н., Богомолов В.А., Абрамчук Ф.И. и др. Результаты исследования по оптимизации процесса обратного сжатия в поршневом пневмодвигателе // Вестник ХНАДУ / Сб.научн.тр. – Харьков: ХНАДУ. – 2007. – Вып.39. – С.7-11.
13. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. – М.: Машиностроение, 1969. – 743 с.

Рецензент: М.А. Подригало, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 25 декабря 2007 г.