



## Выбор гибридной силовой установки мобильных транспортных средств

**А.И. Савицкий,**  
генеральный директор НПФ «ЭКИП», к.т.н.,  
**П.П. Петров,**  
главный инженер НПФ «ЭКИП», к.т.н.,  
**А.М. Савенков,**  
зам. главного конструктора НПФ «ЭКИП»,  
**С.П. Петров,**  
ведущий специалист НПФ «ЭКИП»

Комбинированные (гибридные) энергетические установки на основе свободнопоршневых двигателей способны реально решить проблемы размещения на транспортном средстве достаточного запаса природного газа и одновременно обеспечить его эффективное использование с максимальным КПД при удовлетворении экологическим нормам Евро-5 и последующим без нейтрализаторов выпускных газов.

**Ключевые слова:** комбинированные (гибридные) энергетические установки, свободнопоршневые двигатели, природный газ.

## The choice of hybrid power plant for mobile vehicles

**A.I. Savitsky, P.P. Petrov, A.M. Savenkov, S.P. Petrov**

Combined (hybrid) power plants, on the basis of free piston engines, really able to solve the problem of placing on a board of the vehicle the adequate amounts of the liquid natural gas (LNG) and, at the same time, to ensure as much as possible its heat efficiency of using. It's equipment will be have the maximum of the heat efficiency, in according of the environmental standards of Euro-5, and without in use of the neutralizers of exhaust gases in the following.

**Keywords:** combined (hybrid) power plant, free piston engines, natural gas.

Эффективность мобильных транспортных средств (МТС) в значительной степени определяется ценой топлива и эксплуатационным КПД. Последний существенно снижается с ростом продолжительности работы силовой установки (СУ) на неоптимальных режимах и, прежде всего, на холостом ходу. В настоящее время наиболее перспективное направление решения данной проблемы – комбинированные (гибридные) энергетические установки (КЭУ). Другим возможным путем решения проблемы является установка вспомогательной

СУ. Опыт применения вспомогательных дизель-генераторов на судах показывает, что такое решение может быть эффективным и на сухопутных МТС (грузовик, автобус, маневровый локомотив и пр.) при условии вписывания вспомогательной СУ в габариты моторно-трансмиссионного отделения. Эта задача значительно упрощается, если вспомогательная СУ будет функциональна и без излишнего дублирования интегрирована в основную (главную) СУ.

При выборе СУ МТС необходимо также учитывать перспективные

тенденции перевода транспорта на альтернативное моторное топливо. В настоящее время основными альтернативными топливами являются сжатый (СПГ) или сжиженный (КПГ) природный газ.

Использование природного газа в качестве моторного топлива экономически выгодно, поскольку он существенно (на 50 %) дешевле жидкого нефтяного топлива. Однако для его широкого применения необходимо создание инфраструктуры заправки газом и размещение на борту достаточного количества топлива. Эти проблемы взаимосвязаны, так как минимальное число автомобильных газонаполнительных компрессорных станций (АГНКС) зависит от запаса хода между ними, то есть от запаса ПГ на транспортном средстве и его расхода двигателем (эксплуатационный КПД двигателя).

Плотность СПГ в 2 раза ниже плотности дизельного топлива. С учетом теплоизоляции и паровой фазы объем бака с СПГ в 2,5-3 раза больше объема бака с дизельным топливом при равном запасе энергии. КПГ имеет существенно меньшую плотность и только при давлении в баллоне выше 60 МПа может «обогнать» СПГ по этому показателю. Тем не менее в эксплуатации КПГ предпочтительнее, так как не требует высокой квалификации обслуживающего персонала, а баллоны для него существенно дешевле криогенных баков для СПГ. Важным преимуществом КПГ является отсутствие потерь на дренаж и захлаживание криогенной емкости при заправке.

Таким образом, к актуальным задачам относятся снижения эксплуатационного расхода топлива и уменьшение объема СУ транспортного средства для размещения достаточного запаса ПГ.

Для традиционных ДВС эта задача не имеет приемлемого практического решения, а тем более при применении газов с незначительным количеством метана (например, биогаз). Применение природного газа повышает экономическую эффективность транспорта, однако это не означает повышение энергоэффективности, так как большинство газовых двигателей имеют КПД ниже дизелей на



традиционном топливе. Опыт создания газотурбовоза ГТ1 показывает, что за счет уменьшения объема двигателя возможно размещение достаточного запаса СПГ. Однако при мощности 8,3 МВт газотурбинный двигатель (ГТД) расходует 2200 кг/ч газа (эффективный КПД  $\eta_e = 25,3\%$ ), а на холостом ходу – 535 кг/ч, что ставит под сомнение рациональность применения авиационного ГТД и требует его замены на более эффективную энергоустановку.

Удовлетворительное решение возникших проблем возможно, если удельные массу и объем силовой установки уменьшить в 2-5 раз по сравнению с дизелями и снизить эксплуатационный расход топлива. При выполнении этих условий появляется реальная возможность размещения на транспортном средстве природного газа в объеме, достаточном для сохранения запаса хода, аналогичного при использовании дизельного топлива.

Комплексное решение проблем транспортных силовых установок возможно лишь в рамках КЭУ, которой занимаются практически все крупные автопроизводители. Однако все работы проводятся на традиционной элементной базе – ДВС с кривошипно-шатунным механизмом (КШМ), что не может обеспечить принципиально нового существенного результата, а требуется увеличить эксплуатационный КПД минимум в 1,5-2 раза. Применение КЭУ позволяет уменьшить установленную мощность и объем первичного двигателя, но при этом появляются дополнительные агрегаты. Выбор рациональной схемы КЭУ в значительной степени определяется типом передачи.

Последние достижения в теории рабочего процесса комбинированных энергетических установок [1] указывают на перспективность свободнопоршневых двигателей (СПД) в составе силовой установки, что является логическим шагом ее дальнейшего совершенствования. В СПД отсутствуют избыточные преобразующие и передающие энергию звенья. С функциональной точки зрения любой механизм между поршнями камеры сгорания и компрессора является

избыточным, что приводит к следующим последствиям:

- увеличению массы, объема и стоимости КЭУ;
- росту потерь при преобразовании поступательного движения во вращательное и обратно;
- дополнительным ограничениям параметров рабочего процесса первичного двигателя.

При сравнении показателей СУ необходимо учитывать все составляющие объекта, объем и масса которых зависят от типа СУ, то есть запас топлива, а также вспомогательные системы (вспомогательный двигатель, аккумуляторные батареи, тормозной компрессор, кондиционер и т.д.). К другим важнейшим показателям СУ МТС относятся тягово-динамические, пусковые и эксплуатационные.

Удельная мощность СУ пропорциональна давлению наддува (в общем случае степени сжатия в компрессоре), поэтому для выбора параметров и схемы СУ воспользуемся диаграммой [1], где приведены зависимости КПД СУ при реализации одного и того же цикла с различным давлением наддува.

Из диаграммы следует, что комбинированные свободнопоршневые двигатели (КСПД) при правильно выбранных параметрах рабочего процесса будут иметь КПД выше, чем обычные с изобарной камерой сгорания ГТД и дизели с КШМ. Опыт работы газотурбинных установок со свободнопоршневыми генераторами газа подтверждает это, а теоретическое объяснение достаточно простое.

КПД ГТД определяется максимальной температурой цикла  $T_{max}$ , то есть жаропрочностью применяемых материалов и степенью расширения газа. В ГТД с изобарной камерой сгорания все детали камеры и первой ступени турбины находятся постоянно под воздействием максимальной температуры цикла. В дизеле же – импульсная камера сгорания, и если ее детали сделать из материалов равной с ГТД жаропрочности, то максимальная температура цикла в дизеле может быть на 500...1000 °С выше, чем в ГТД. Поэтому, заменив изобарную камеру сгорания ГТД на импульсную, можно сделать цикл более экономичным.

По выбросам оксидов азота ГТД (при  $T_{max} = 1200\text{ °C}$ ) имеют существенные преимущества перед дизелями, но с ростом  $T_{max}$  это преимущество быстро превращается в свою противоположность. Образование оксидов азота имеет термическую природу, и их количество зависит от  $T_{max}$  и продолжительности ее действия. Для соблюдения норм Евро-5 по выбросам оксидов азота в ГТД  $T_{max} \leq 1520...1550\text{ °C}$ . Причем превышение данной температуры даже на 50 °С (в переходном процессе при скачке нагрузки заброс температуры может достигать 150 °С) приведет к выбросам в 3-5 раз превышающим дизельные. Поэтому импульсная камера сгорания при одинаковых выбросах оксидов азота на 1 кг проходящего через камеру сгорания воздуха будет иметь  $T_{max}$  на 250...300 °С выше, чем изобарная, и соответственно выше КПД. В КСПД суммарная степень расширения газа по опытным данным достигала 700, а у ГТД даже пятого поколения – 40...55. Удельные массы ГТД и КСПД с учетом получасового запаса топлива ГТД пятого поколения и КСПД, состоящего из СПД, силовой турбины и турбокомпрессора, сравняются при давлении наддува в СПД равном 2 МПа.

Коэффициент полезного действия дизелей с КШМ также заведомо выше коэффициента полезного действия КСПД. Для ДВС с КШМ опережение начала сгорания топлива всегда меньше оптимального из-за ограничений по жесткости рабочего процесса и максимальному давлению цикла. В СПД жесткость рабочего процесса и максимальное давление цикла не ограничены в привычном для ДВС с КШМ смысле. Более того, жесткость рабочего процесса (скорость нарастания давления при сгорании) в СПД автоматически ограничивается на среднем для дизелей уровне отрицательной обратной связью между скоростью нарастания давления при сгорании и скоростью поршня при его подходе к ВМТ. Вследствие этого теплота подводится при оптимальном опережении начала сгорания. Поэтому при одинаковой степени сжатия и полном выгорании топлива индикаторный КПД дизеля СПД всегда выше, чем у ДВС с КШМ, тем более что при прочих

равных условиях тепловые потери в СПД ниже вследствие более высоких скоростей поршня и меньшей температуры рабочего тела на участке расширения. Более высокие максимальные давления цикла в СПД (более высокая суммарная степень сжатия) еще больше увеличивают разрыв в экономичности СПД и ДВС с КШМ. Отсутствие в СПД боковых усилий и потерь в КШМ обеспечивает увеличение механического КПД.

Описанная обратная связь и возможность эффективного управления положением ВМТ поршня (степень сжатия) обуславливают функциональную многотопливность СПД. Это единственный тип двигателя, который может работать на газах широкого фракционного состава с воспламенением от сжатия, включая «жирные» природные, попутные нефтяные, генераторные, пиролизные газы, шахтный метан, биогаз и пр.

Оптимальное опережение начала сгорания топлива и применение природного газа устраняют догорание топлива на линии расширения, что способствует снижению тепловых потерь в стенки камеры сгорания и соответственно уменьшению размеров системы охлаждения и затрат энергии на ее функционирование.

Более высокие максимальные давления цикла в СПД (более высокая суммарная степень сжатия) и отсутствие диссипативных потерь в кривошипно-шатунном механизме объясняют причины, почему свободнопоршневые дизель-компрессоры (СПДК) в 1,5...2 раза [2] эффективнее поршневых компрессоров с приводом от ДВС (потери в КШМ). К этому можно добавить экологический фактор. Работа двигателя на природном газе или водороде с воспламенением от сжатия при переменной степени сжатия позволяет автоматически соблюдать требования Евро-5 и более жесткие нормы без систем нейтрализации выхлопных газов.

Организация работы СУ по раздельному циклу позволяет существенно увеличить эксплуатационный КПД. Сгорание топлива происходит на расчетных режимах с постоянной мощностью, а необходимую тяговую характеристику обеспечивает

расширительная машина. В результате двигатель не глохнет при перегрузе, уменьшается число передач в коробке или она полностью исключается, что снижает утомляемость водителя и повышает безопасность движения.

СПД обладают высокими динамическими показателями (приемистость) при отсутствии дымления. Отсутствие инерционных масс на свободном поршне обеспечивает незначительный (до 10 %) провал коэффициента избытка воздуха при набросе нагрузки. Для поршневых компрессоров СПД характерна подача воздуха с забросом при приеме нагрузки.

Другой важный показатель СУ МТС – это пусковая готовность. Для СПД продолжительность от начала запуска до выхода на холостой ход составляет три цикла, то есть 0,1...0,2 с при  $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$  без предварительного подогрева. Запуск СПД производится с первого цикла, поэтому расход сжатого воздуха незначителен. Для удаления воздуха из топливной системы перед запуском достаточно ручной прокачки, то есть аккумуляторные батареи и прокачка масла в чрезвычайной ситуации не требуются.

Независимость мощности СПД от разрежения на всасывании,

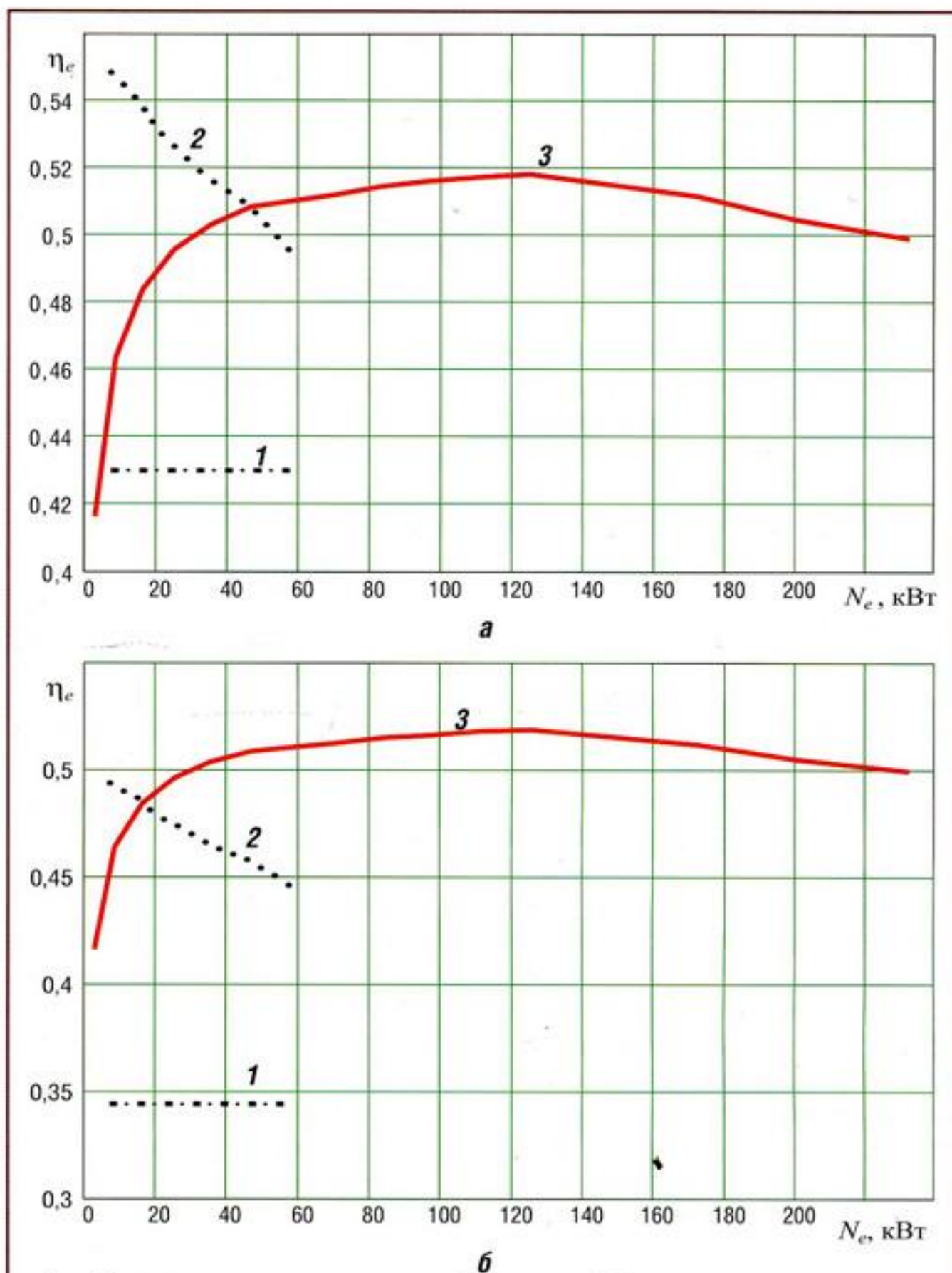


Рис. 1. Сравнительная оценка зависимости эффективного КПД различных газовых двигателей при одинаковых полезном рабочем объеме и частоте циклов на валах соответственно двигателя (а) и осевого редуктора (главная передача) гибридной СУ (б): 1 – газовый ДВС с кривошипно-шатунным механизмом (ограничительная линия максимального КПД); 2 – СПД в двигательном режиме; 3 – КЗУ с СПД в генераторном режиме

противодавления на выхлопе, температуры окружающей среды является важным качеством для СУ. В обычной комплектации СПД обеспечивает надежную и устойчивую работу СУ при увеличении сопротивлений на всасывании и выхлопе в 3-5 раз по сравнению со штатным режимом.

При использовании СПД в качестве первичного двигателя в КЭУ свободнопоршневой двигатель может эксплуатироваться в двигательном, генераторном или комбинированном режимах. В двигательном режиме вся энергия потребляется на привод линейного электрогенератора, гидронасоса или компрессора в зависимости от типа применяемой передачи. В генераторном режиме вся энергия дизеля тратится на наддув (производство рабочего тела в виде продуктов сгорания).

Схемы использования СПД в качестве главных и вспомогательных СУ МТС могут быть следующие:

1. КЭУ с СПД в генераторном режиме с силовой турбиной или объемной расширительной машиной (ОРМ).

2. Свободнопоршневой дизель-гидронасос (СПДГН) для полнопоточного или комбинированного объемного гидропривода.

3. Свободнопоршневой дизель-компрессор для КЭУ с термопневматической передачей, КПД которой может быть выше не только электрической, но и гидравлической передачи.

4. СПД с линейным электрогенератором в качестве вспомогательной или главной СУ МТС, пригоден для МТС с электропередачей, в частности, для многоосных тягачей с групповым электроприводом.

5. Произвольные комбинации предыдущих вариантов.

Во всех случаях возможно рекуперативное торможение и аккумуляция электрической энергии или рабочего тела.

Отсутствие надежного и экономичного линейного электрогенератора ограничивает применение четвертой схемы. К тому же вынесенный за пределы поршня тяжелый якорь генератора снижает (до 40%) собственную частоту автоколебаний поршня и мощность СПД.

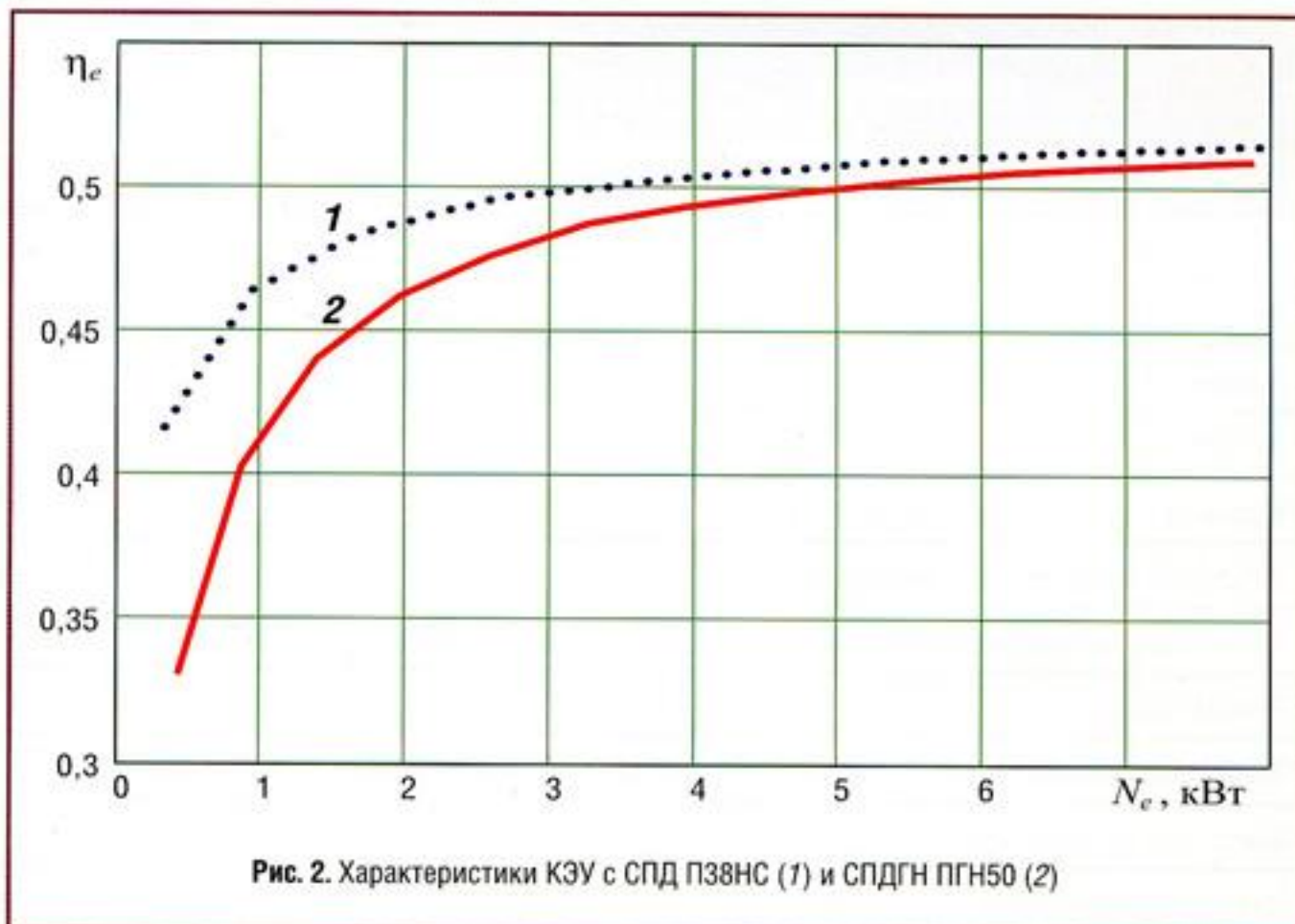


Рис. 2. Характеристики КЭУ с СПД ПЗ8НС (1) и СПДГН ПГН50 (2)

Для газопоршневого ДВС принята последовательная схема КЭУ с КПД электропередачи 0,8, для СПД – КПД гидравлической и термопневматической передачи 0,9. Номинальная мощность генераторного режима в 4 раза выше двигательного при одинаковых КПД и среднем индикаторном давлении (рис. 1).

Представленные зависимости показывают, что применение последовательной схемы КЭУ в основном (кроме специальных случаев) нерационально с точки зрения эксплуатационного КПД. Характер представленных зависимостей определяется параметрами

турбокомпрессора, и для различных диапазонов мощности кривые КПД могут незначительно деформироваться. Падение КПД (кривые 2) обусловлено уменьшением степени сжатия с ростом давления наддува при фиксированном максимальном давлении цикла. Эффективность турбонаддува двигателей резко снижается с падением мощности установки, и для мощностей до 30...40 кВт он практически не применяется.

Для определения рациональной схемы КЭУ разработаны конструкции и определены характеристики СПД, выполненные по несимметричной

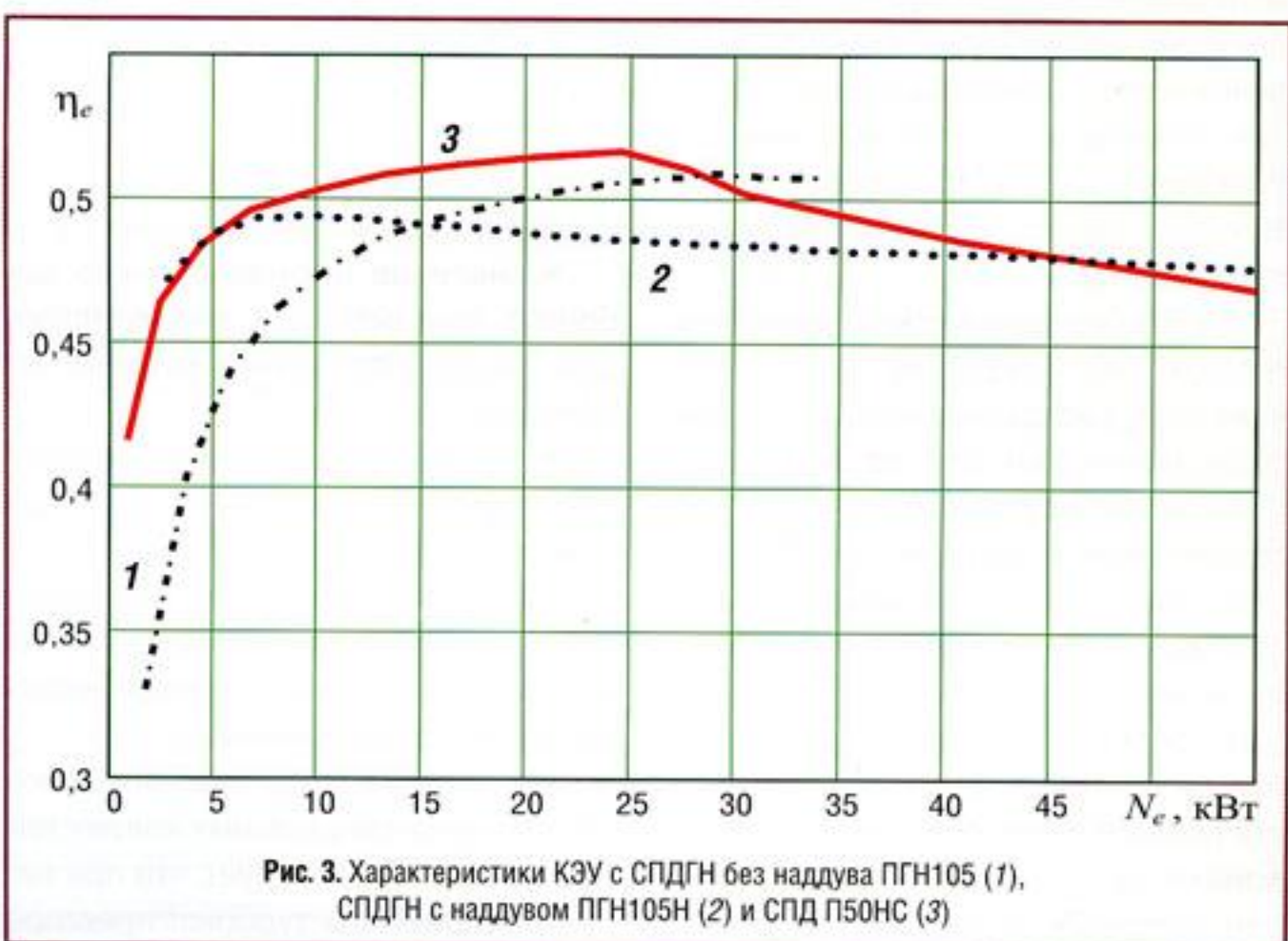


Рис. 3. Характеристики КЭУ с СПДГН без наддува ПГН105 (1), СПДГН с наддувом ПГН105Н (2) и СПД П50НС (3)

Характеристика	Тип СПД					
	ПЗ8НС	ПГН50	П50НС	ПГН105	ПГН105Н	П105НС
Диаметр цилиндра двигателя, мм	38	50	50	105	105	105
Номинальный ход поршня, мм	83	106	106	106	106	106
Длина, мм	250	485	260	530	530	350
Ширина, мм	250	346	260	420	420	320
Высота, мм	515	587	587	645	645	645
Масса, кг	36	47	63	110	118	134
Мощность номинального режима, кВт	7,9	7,9	55	34	56	235
Частота циклов номинального режима, мин <sup>-1</sup>	4500	4890	5220	4750	5510	5500
Режим работы	Г	Д	Г	Д	Д	Г
Тяговый двигатель	ОРМ	ГМ	ОРМ	ГМ	ГМ	ОРМ
Масса тягового двигателя, кг	12	6	45	19	19	118
Число цилиндров ОРМ	3	–	3	–	–	2
Расположение цилиндров ОРМ	Рядное	–	Рядное	–	–	2V90°

схеме (с одним поршнем) и работающие в двигательном (Д) и генераторном (Г) режимах (таблица, рис. 2, 3). В качестве тяговых двигателей используются ОРМ или гидромотор (ГМ). Номинальная частота вращения выходного вала тягового двигателя принята 3000 мин<sup>-1</sup>, что соответствует приводу синхронного электрогенератора промышленной частоты, причем с минимальным числом пар полюсов.

В случае КЭУ с гидравлической передачей в качестве тягового двигателя используется простой и эффективный нерегулируемый ролик-лопастной гидромотор. Режимы рекуперативного торможения обеспечиваются изменением направления потоков жидкости простым переключением гидрораспределителя. Тяговую характеристику обеспечивает СПДГН.

ВКЭУспневматической передачей тяговую характеристику обеспечивает ОРМ, габариты и масса которой существенно зависят от необходимого запаса крутящего момента. Для обеспечения непрерывного тягового момента с нулевых оборотов в ОРМ однократного действия должно быть не менее трех цилиндров. Это может быть рядная ОРМ или звездообразная. В случае ОРМ двойного действия достаточно двух цилиндров. По условиям уравнивания наиболее рациональная схема – V-образная с

углом развала 90°. Масса ОРМ приведена при условии выполнения ее только из черных металлов.

Конструктивная проработка КЭУ с гидравлической и газовой передачами показывает, что габаритные размеры и масса этих вариантов КЭУ (без турбокомпрессора) отличаются незначительно. С учетом условий работы и простоты конструкции гидромотора КЭУ с гидравлической передачей выглядит предпочтительнее, во всяком случае, для диапазона мощностей до 30...40 кВт.

Положительные особенности КЭУ с гидравлической передачей:

- наличие серийного гидромотора;

- простота управления.

К недостаткам следует отнести:

- наличие промежуточного рабочего тела (масло) и аккумулирующей среды (азот), утечки которых необходимо пополнять;

- значительные объемы гидроаккумуляторов, находящихся под высоким давлением.

КЭУ с термпневматической передачей свободна от этих недостатков, но требует для своего функционирования два теплообменника.

Из зависимостей эффективного КПД и сравнения удельных мощностей КЭУ (см. рис. 2, 3) следует, что при наличии серийного турбокомпрессора

работа СПД по генераторной схеме имеет преимущества. Во всех рассмотренных случаях применение турбокомпрессора благоприятно сказывается на нагрузочной характеристике КЭУ с СПД.

Таким образом, при мощности КЭУ до 75...100 кВт возможны и двигательный, и генераторный режимы работы СПД. Для больших мощностей наиболее рациональна КЭУ с СПД, работающим в генераторном режиме и с ОРМ двойного действия.

Окончательный тип КЭУ следует выбирать с учетом прочих показателей и на основе сравнительных стендовых и эксплуатационных испытаний КЭУ в составе транспортного средства.

В случае вспомогательной СУ необходимо учесть условия интегрирования ее в главную СУ.

## Литература

1. Иващенко Н.А., Петров П.П. Всеядный двигатель. Диаграмма возможных режимов работы комбинированных энергоустановок // АГЗК + АТ. – 2009. – № 4 (46). – С. 3-8.

2. Свободнопоршневые двигатель-компрессоры для газовой промышленности. / Васильев Ю.Н., Ксенофонов С.И., Стрелков В.П., Строганов Е.К. // Газовая промышленность. – 1992. – № 2. – С. 17-18.