

КОНСТРУКТИВНЫЕ КОМПОНОВКИ ГИБРИДНЫХ МАШИН ОБЪЕМНОГО ДЕЙСТВИЯ

В работе приведены известные на настоящий момент конструкции поршневых гибридных энергетических машин, которые представлены в крейцкопфном варианте и в вариантах использования тронковых поршней. Каждая конструкция проанализирована на предмет ее компактности, экономичности и особенностей функционирования. Показано, что на первых этапах проектирования подобных машин наилучшим вариантом является схема с тронковым дифференциальным поршнем и с картером, отделенным газовой рабочей полостью от полости, в которой сжимается жидкость. Приведен пример модернизации серийного компрессора в гибридную поршневую машину с тронковым поршнем.

Ключевые слова: гидравлика, пневматика, гибрид, компрессор, насос, насос-компрессор.

Введение. Резкий скачок промышленного производства во второй половине XX века, который, в частности, был инспирирован Второй мировой войной, рост разделения труда и концентрации производительных сил привел к повышению конкуренции на мировом рынке, которая неизбежно требовала от производителей уменьшения издержек при изготовлении продукции и услуг.

Одним из основных путей снижения себестоимости продукции и повышения ее потребительских свойств является уменьшение габаритов и массы изделий, придания им как можно большего количества свойств, удовлетворяющих потребителей. В бытовой технике последнее выражалось в создании «комбайнов» для бытовых нужд, объединении радио- и телевизионного оборудования в единые комплексы и т.д.; в производственных процессах — проектировании быстро перенастраиваемых станков и автоматизированных линий, а в последние годы — в создании обрабатывающих центров с программным управлением.

Как правило, агрегатирование производится на единой технологической платформе, в качестве которой может выступать как объект труда, или потребность общества, так и некоторый «центральный» исполнительный орган, в качестве которого может быть, например, источник механической энергии, процессор и т.д.

Наиболее целесообразно объединение свойств машин и механизмов в одном агрегате в том случае,

когда они не только удачно дополняют друг друга, повышая потребительские свойства, но и способствуют взаимному улучшению своих характеристик.

Одним из таких гибридных устройств является машина объемного действия (ГМОД), в которой одновременно, в одном цилиндре и одним рабочим органом, производится сжатие газа и жидкости, при этом цилиндр разделен этим рабочим органом на две полости — насосную и компрессорную [1].

Целесообразность применения такого гибрида объясняется большим количеством машин и механизмов, которые используют одновременно или попеременно сжатый газ и жидкость под давлением. Это обрабатывающее оборудование практически всех типов, автомобильный и железнодорожный транспорт, трактора и дорожно-строительные машины, ремонтное производство и сервисное обслуживание технических устройств.

Общая материалоемкость такого агрегата снижается по сравнению с раздельным использованием насоса и компрессора примерно на 30 %, и на 6–8 % повышается общий КПД компрессорной полости за счет снижения затрат на трение в цилиндропоршневой паре и существенного понижения температуры деталей цилиндропоршневой группы.

1. Конструкции гибридных энергетических машин объемного действия. Все известные на настоящий момент технические решения, описывающие

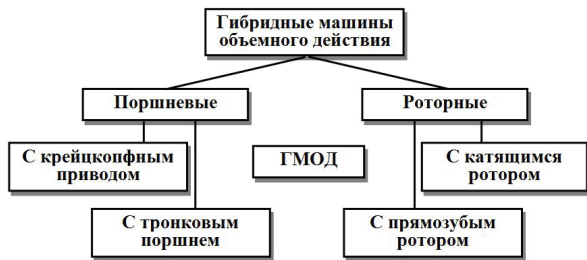


Рис. 1. Классификация гибридных машин объемного действия (ГМОД) по типу рабочего органа и механизму привода

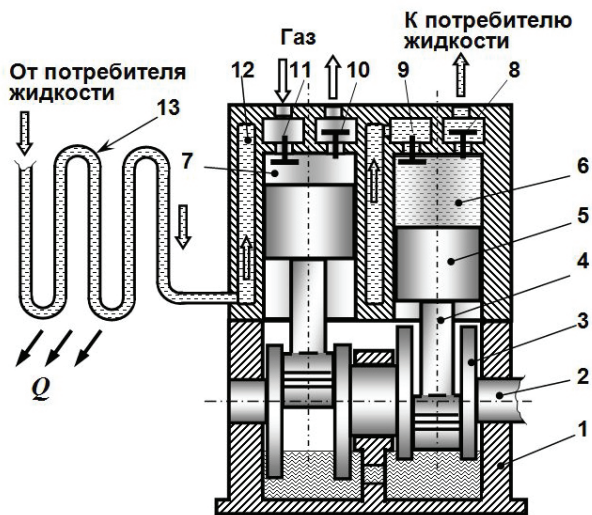


Рис. 2. Конструктивная схема поршневой ГМОД с двумя цилиндрами и тронковыми поршнями: 1 — общий картер; 2 — коленчатый вал; 3 — противовес; 4 — шатун; 5 — поршень; 6 — жидкостная полость; 7 — газовая полость; 8 и 9 — нагнетательный и всасывающий жидкостные клапаны; 10 и 11 — нагнетательный и всасывающий газовые клапаны; 12 — жидкостная рубашка охлаждения; 13 — теплообменник; Q — отводимая от жидкости теплота

конструкции ГМОД [1, 2–5 и др.], можно разделить на поршневые и роторные (рис. 1).

В связи с конструктивными особенностями роторные ГМОД могут быть только малорасходными, поскольку увеличение их производительности приводит к непропорциональному росту габаритов и материалоемкости (см., например, конструкции [4, 6, 7]), и их применение целесообразно в основном в системах с распыливанием жидкости сжатым газом, например, в системах топливопитания [8].

2. Поршневые ГЭМОД с тронковыми поршнями. Самая простая одноступенчатая поршневая ГМОД может иметь конструкцию двухцилиндровой поршневой машины с тронковыми поршнями, один цилиндр которой работает с газом, а другой — с жидкостью, причем эта же жидкость протекает в рубашке, окружающей цилиндр, в котором сжимается газ (рис. 2).

Основные преимущества такой машины — сокращение габаритов и материалоемкости системы подачи потребителю сжатого газа и жидкости под давлением за счет использования общей платформы — единого картера с кривошипно-шатунным приводом, — а также охлаждения комприми-

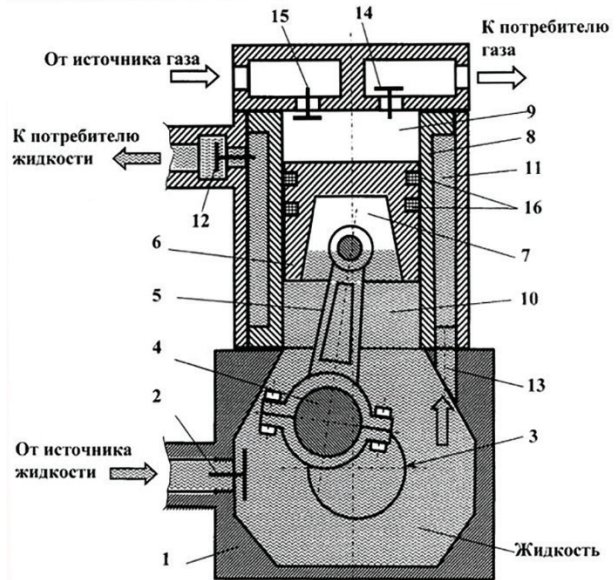


Рис. 3. Поршневая ГЭМОД с тронковым поршнем и картером, выполняющим функцию насосной полости [9]: 1 — картер; 2 — всасывающий жидкостный клапан; 3 — коленчатый вал; 4 — кривошип; 5 — шатун; 6 — поршень; 7 — подпоршневая полость; 8 — «мокрая» гильза цилиндра; 9 — компрессорная полость; 10 — насосная полость как часть картера; 11 — жидкостная рубашка; 12 — нагнетательный жидкостный клапан; 13 — отверстие; 14 и 15 — всасывающий и нагнетательный газовые клапаны

руемого газа перекачиваемой насосной полостью жидкостью.

Количество цилиндров может быть и больше двух. Например, компрессорных полостей может быть две, три и более для осуществления многоступенчатого сжатия с учетом того, что цилиндры и межступенчатые теплообменники могут хорошо охлаждаться перекачиваемой жидкостью. Давление, развиваемое насосной полостью, не будет отличаться от давления, развиваемого обычным поршневым насосом.

Другой, более простой вариант поршневой ГЭМОД с тронковым поршнем показан на рис. 3.

Конструкция компактна, имеется возможность использовать слой жидкости в зазоре между поршнем и цилиндром в качестве гидрозатвора, исключить при этом поршневые кольца и затраты на трение этих колец, которые составляют до 6 % от подводимой к агрегату мощности.

К недостатку следует отнести затраты мощности на перемешивание жидкости в картере, а также явную невозможность сжатия жидкости даже до средних давлений, из-за чего такая машина может успешно использоваться только во вспомогательных устройствах, например, в обрабатывающем оборудовании для смазки трущихся поверхностей и работы пневмопривода.

Аналогичная конструкция поршневой ГЭМОД [10] отличается использованием для сжатия газа и жидкости двух цилиндров и двух секций картера, что позволяет снизить неравномерность подачи жидкости потребителю.

Увеличить давление насосной полости ГЭМОД с тронковым поршнем при сохранении высокой компактности конструкции можно путем применения дополнительного перевернутого П-образного поршня [11] (рис. 4).

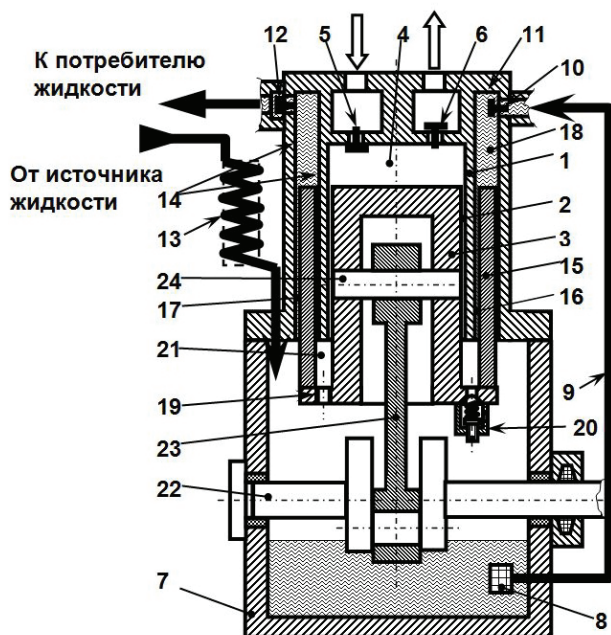


Рис. 4. Конструкция компактной поршневой ГЭМОД с тронковым поршнем

Поршневая ГЭМОД содержит цилиндр 1 и размещенный в нем с зазором 2 тронковый поршень 3 с образованием компрессорной полости 4, которая соединена с источником и потребителем газа с помощью обратных самодействующих газовых клапанов: клапан 5 — всасывающий, клапан 6 — нагнетательный.

Цилиндр 1 установлен на картере 7, частично заполненном рабочей жидкостью, которая через фильтр 8, линию всасывания 9 и обратный клапан 10 протекает в рубашку охлаждения 11 цилиндра 1 и далее — через обратный клапан 12 — потребителю жидкости.

Рубашка охлаждения 11 выполнена в виде кольцевого цилиндра 14, открытого в сторону картера 7, а поршень 3 снабжен дополнительным кольцевым поршнем 15 перемещающимся с зазорами 16 и 17 в кольцевом цилиндре 14, где имеется насосная полость 18, верхняя часть которой соединена с картером 6 через клапан 10, линию всасывания 9 и фильтр 8, а с потребителем жидкости через клапан 12. В нижней части поршня 3 установлен дроссель 19, или регулируемый предохранительный клапан 20.

Поршень 3 приводится в движение коленчатым валом 22 через шатун 23 и поршневой палец 24. При этом он совершает возвратно-поступательное перемещение, при котором изменяются объемы камер 4 и 18. В результате этого газ всасывается через клапан 5 в полость 4, сжимается в ней и подается потребителю через клапан 6, а жидкость через фильтр 8 и линию всасывания 9 всасывается через клапан 10 в полость 18, сжимается в ней и подается потребителю.

Текущая от источника жидкость охлаждается в теплообменнике 13 и попадает в картер 7 для смазки механизма движения и затем снова попадает в полость 18, протекая по которой во время движения поршня 15 она активно отбирает теплоту от стенок цилиндра 1, охлаждая таким образом сжимаемый газ и повышая КПД компрессорного цикла.

Имеется возможность организации нескольких вариантов стационарной работы такой машины.

2.1. Давление нагнетания газа больше давления нагнетания жидкости.

Возможен при питании газом пневмоинструмента (давление 0,6–0,8 МПа) и одновременной смазки механизмов какого-либо оборудования методом «разбрызгивания» (низкое давление, порядка 0,2–0,3 МПа). В этом случае нет необходимости устанавливать в поршне 3 дроссель 19 или клапан 20.

В начале процесса сжатия (поршень 3 из нижней мертвой точки начинает движение вверх) давление жидкости вследствие ее малой сжимаемости практически сразу вырастает до давления нагнетания, и жидкость по зазорам 16 и 17 движется в сторону картера 7. Газ в полости 4 в связи с его высокой сжимаемостью в это время имеет еще низкое давление, и в начале хода поршня вверх жидкость успевает занять практически весь зазор 16 и начинает скапливаться на дне полости 21.

Сжимаемый газ течет по зазору 2 и попадает в полость 21, но, поскольку сопротивление зазора 2 достаточно велико (практически радиальный зазор составляет около 20–50 мкм), его давление падает, и к концу процесса сжатия, в связи с тем что газ не может выйти из полости 21, давление в ней поднимается до некоторой средней величины, меньшей, чем давление нагнетания полости 4.

В процессе нагнетания газа, когда газ продолжает поступать в полость 21, слой натекающей туда жидкости начинает препятствовать этому расходу, а при приближении поршня к верхней мертвой точке образовавшийся на дне полости 21 слой жидкости начинает сжиматься, превратившись в гидрозатвор для газа, и начинает вытеснять его через зазор 2 назад в полость 4. При этом часть жидкости из полости 21 движется по зазору 16 назад в полость 18.

При оптимально подобранных зазоре 16 и объеме полости 21 в конце процесса нагнетания газа жидкость из полости 21 поднимается вверх по зазору 2 на 60–70 % от его длины, не попадая в полость 4. В процессе всасывания газа и жидкости в полостях 4 и 18 жидкость, находящаяся в зазоре 2, движется в сторону полости 21, оставаясь в виде пленки на поверхности поршня 3 и цилиндра 1, т.к. в полости 21 возникает большое разрежение и остается там до следующего хода сжатия нагнетания.

Туда же движется и жидкость из зазора 16, т.к. разрежение в полости 21 гораздо больше разрежения в полости 18 в процессе всасывания. Таким образом, в течение полного цикла работы машины на дне полости 21 всегда есть небольшое количество жидкости.

2.2. Давления нагнетания газа и жидкости примерно равны между собой. (Газ и жидкость используются для привода манипуляторов и зажимов, для смазки под давлением, давление около 0,6–1,2 МПа.)

В этом случае желательно установить в поршне 2 дроссель 19 с калиброванным отверстием. Процесс сжатия газа и жидкости будет происходить в целом аналогично вышеописанному в п. 2.1.

Разница заключается в том, что в начале процесса, когда давление жидкости в полости 18 практически сразу становится равным давлению нагнетания, ее утечки через зазор 16 (более высокие, чем в случае, описанном в п. 1), попадая в полость 21, частично стекают в картер 7 через дроссель 19.

Постепенное увеличение давления в полости 21 за счет проникновения в нее утечек газа через зазор 2 будут способствовать росту расхода жидкости через дроссель 19, хотя постоянное нахождение жидкости на дне полости 21 будет препятствовать утечкам газа из этой полости в картер 7.

К началу процесса нагнетания газа на дне полости 21 оказывается достаточно жидкости, чтобы она занимала практически всю эту полость, и при дальнейшем ходе поршня вверх жидкость из полости 21 истекает одновременно в зазор 16, зазор 2 и через дроссель 19 в картер 7. Гидравлическое сопротивление дросселя при имеющихся зазорах 2 и 16 таково, что жидкость не выходит за пределы зазора 2 в сторону полости 4, занимая, как и в вышеописанном случае, только значительную часть длины этого зазора.

При ходе поршня вниз разрежение в полости 21 будет меньше, чем в предыдущем случае в связи с поступлением (барботированием через слой жидкости) газа из картера. Поэтому жидкость из зазора 2 практически не стекает в полость 21, оставаясь в нем и на стенках поршня 3 и цилиндра 1. В последующем ходе сжатия эта жидкость некоторое время будет препятствовать утечкам газа из полости 4 в полость 21 и способствовать образованию на дне полости 21 слоя жидкости, препятствующего утечкам газа.

Таким образом, установка дросселя 19 при равных давлениях жидкости и газа позволяет, так же как и в первом случае, предотвратить попадание жидкости в сжимаемый газ, обеспечивая его чистоту.

2.3. Давление нагнетания газа существенно ниже, чем давление жидкости.

Сжимать газ от атмосферного давления до давления выше 1,0–1,2 МПа в одной ступени даже при

хорошем, в данном случае, интенсивном охлаждении цилиндропоршневой группы неэкономично. В то же время многие гидравлические приводы, которые могут питать ГЭМОД, работают при давлении 3,0 МПа и более, и вполне вероятно использование данной конструкции при давлениях жидкости гораздо больших, чем давление газа.

В этом случае вместе с дросселем 19 необходимо устанавливать предохранительный клапан 20, который дополняет функции и дросселя 19, но уже при разном давлении жидкости. То есть его можно настроить таким образом, что и при максимальном давлении нагнетания жидкости она не будет попадать в сжимаемый газ, т.к. клапан 20 будет сбрасывать в картер 7 излишки давления жидкости в полости 21.

Преимуществом данного конструктивного варианта ГЭМОД является его высокая компактность и интенсивное охлаждение сжимаемого газа за счет принудительного движения охлаждающей жидкости по рубашке цилиндра, а также теоретически полное отсутствие утечек сжимаемого газа. Это повышает КПД компрессорной полости и дает возможность сжатия жидкости до высоких давлений при отсутствии существенного загрязнения жидкостью сжимаемого газа.

Однако данная конструкция имеет существенный недостаток, связанный с технологической сложностью изготовления цилиндропоршневой пары, т.к. при ее изготовлении требуется достигать высокой точности сопряжения трех концентрических подвижных цилиндрических соединений.

Этого недостатка лишены конструкции ГЭМОД с тронковым дифференциальным поршнем, показанные на рис. 5 и 6.

Данная машина (рис. 5) работает аналогично вышеописанной.

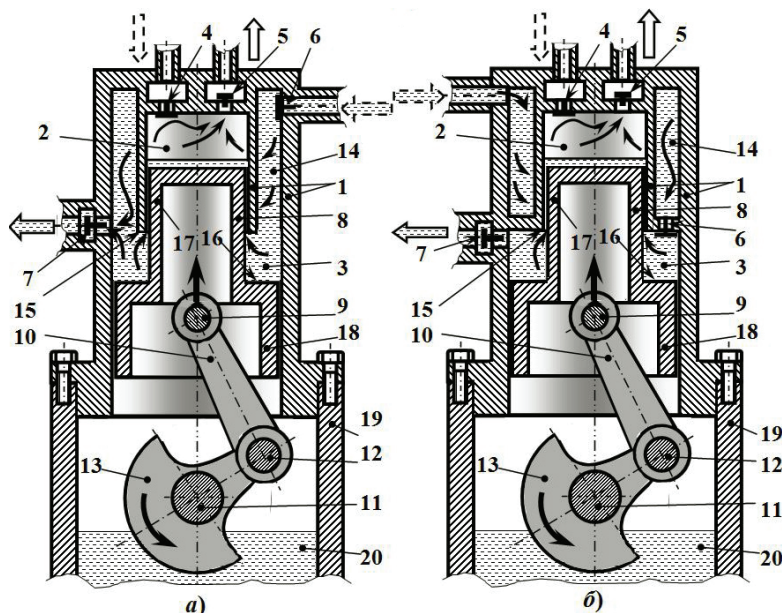


Рис. 5. Конструктивная схема ГЭМОД с тронковым дифференциальным поршнем в процессе сжатия-нагнетания:

а — с совмещенной рубашкой, б — с отдельной рубашкой;
1 — цилиндр; 2 — газовая полость; 3 — жидкостная полость; 4 и 5 — газовые всасывающий и нагнетательный клапаны; 6 и 7 — всасывающий и нагнетательный жидкостные клапаны; 8 — поршень; 9 — палец; 10 — шатун; 11 — коленчатый вал; 12 — кривошип; 13 — противовес; 14 — рубашка охлаждения; 15 — ступенька цилиндра; 16 — ступенька поршня; 17 — головная часть поршня; 18 — юбка поршня; 19 — картер; 20 — жидкая смазка

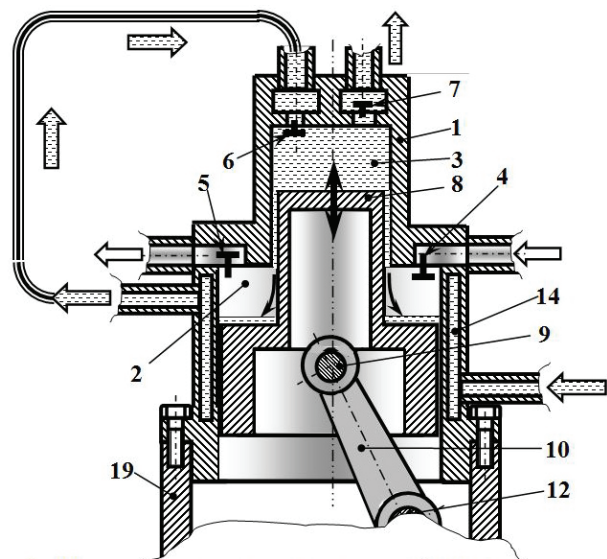


Рис. 6. Цилиндропоршневая группа ГЭМОД с тронковым поршнем и верхним расположением жидкостной рабочей полости (обозначения см. на рис. 5)

В том случае, когда давление жидкости превышает давления нагнетания газа, при ходе поршня 8 вверх часть жидкости вытесняется в полость 2 через зазор между поршнем 8 (его головной частью 17) и цилиндром 1 и заполняет этот зазор, препятствуя утечкам газа из полости 2. Эта жидкость растекается по верхней торцевой поверхности поршня 8 и создает слой, который при подходе поршня к положению ВМТ заполняет мертвый объем цилиндра 1, вытесняя из него сжатый газ, что способствует увеличению коэффициента подачи машины по газу. Избытки жидкости эвакуируются через клапан 5.

В полость 3 жидкость на ходе всасывания поступает через рубашку 14 и движется вдоль цилиндра 1 сверху вниз, отнимая от цилиндра 1 теплоту сжатия газа. При этом наиболее холодная жидкость, еще не успевшая нагреться о стенки цилиндра 1, обтекает поверхность цилиндра 1 в зоне установки нагнетательного газового клапана 5, наиболее интенсивно отнимая теплоту от деталей в этой зоне.

Потери давления в газовых клапанах существенно ниже, чем в жидкостных, и поэтому давление в полости 3 в процессе всасывания жидкости существенно ниже, чем давление всасывания в полости 2.

В связи с этим остаток жидкости, помещавшийся в конце хода нагнетания газа в мертвом объеме полости 2 и представляющий собой некоторый слой жидкости на верхнем торце поршня, оказывается под действием перепада давления (со стороны полости 2 давление выше, со стороны полости 3 — ниже), и эта жидкость в процессе движения поршня 8 вниз стекает из полости 2 в полость 3 через зазор между цилиндром 1 и головной частью 17 поршня 8.

К недостатку такой компоновки следует отнести тот факт, что жидкостная рабочая полость 3 является «открытой» в сторону картера, и в процессе сжатия-нагнетания рабочая жидкость будет в него обязательно попадать. Это обстоятельство сразу ограничивает применение такой ГЭМОД только системами, в которых рабочая жидкость не меняется в процессе работы агрегата, и она же может быть

использована для смазки механизма движения машины.

В конструкции, изображенной на рис. 6, жидкостная полость отделена от картера газовой полостью.

Здесь также сжатие и нагнетание жидкости и газа происходит одновременно, и если давление жидкости существенно выше давления газа, то жидкость «продавливает» зазор между поршнем и цилиндром, просачивается по цилиндрической поверхности поршня и попадает в зазор между нижней частью поршня и цилиндром. Таким образом, в данной конструкции небольшие утечки жидкости играют положительную роль, образуя гидрозатвор, препятствующий утечкам газа из рабочей полости 2 в картер машины.

В целом же утечки жидкости при такой компоновке будут существенно меньше, чем в конструкции, изображенной на рис. 5. Это положительное свойство будет тем выше, чем меньше разность между давлением жидкости и газа.

3. Поршневые конструкции ГЭМОД с крейцкопфным приводом. Крейцкопфный привод, как таковой, используется в поршневых машинах в том случае, когда имеют место большие поршневые силы, которые в случае применения тронковых поршней приводят к появлению значительных боковых усилий и, следовательно, к неравномерному по окружности износу зеркала цилиндра, который не может быть компенсирован приработкой кольцевых уплотнений.

Кроме того, такой привод часто используется с целью образования в одном цилиндре двух рабочих полостей, что выгодно как раз для поршневых гибридных машин.

На рис. 7 показаны два возможных варианта применения крейцкопфной схемы привода в поршневых ГЭМОД.

Выбор того или иного варианта взаимного положения рабочих полостей (над поршнем или под поршнем) зависит прежде всего от планируемого соотношения расходов газа и жидкости.

В варианте, изображенном на рис. 7а, возможность интенсивного охлаждения стенок цилиндра и клапанной плиты гораздо выше, чем в варианте, изображенном на рис. 7б, и такая конструкция имеет преимущество в том случае, когда необходимо получение максимально возможного давления газа в одной ступени (реально — до 10–12 бар при давлении всасывания 1 бар).

Еще одним преимуществом такой компоновки является возможность использования относительно «тонкого» штока, т.к. максимальные усилия, которые он передает от механизма привода к поршню (а они, несомненно, возникают при ходе сжатия жидкости в связи с ее, как правило, большим давлением), «растягивают» штоковый узел, и нет проблем с его устойчивостью. Это обстоятельство дает возможность максимально увеличить объем насосной полости, как за счет применения штока с относительно небольшим диаметром, так и за счет увеличения хода поршня.

Однако в этой конструкции имеется опасность утечек сжимаемой жидкости через уплотнение 8 штока 7, в связи с чем оно должно иметь высокую герметичность, которую невозможно организовать без использования значительных усилий в уплотнителе, что увеличит потери на трение.

При той частоте возвратно-поступательного движения, которая характерна для поршневых насосов

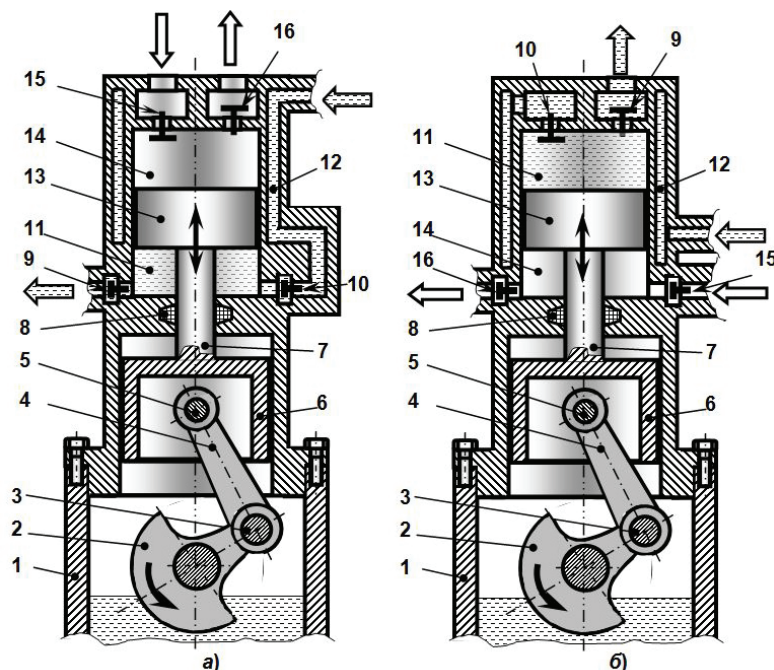


Рис. 7. Конструктивная схема ГЭМОД с кривокопфным механизмом привода и дифференциальным поршнем:

- а — с газовой рабочей полостью над поршнем,
 б — с газовой рабочей полостью под поршнем;
 1 — картер; 2 — противовес; 3 — кривошип; 4 — шатун; 5 — палец;
 6 — кривокопф; 7 — шток; 8 — узел уплотнения штока;
 9 и 10 — нагнетательный и всасывающий жидкостные клапаны;
 11 — жидкостная рабочая полость; 12 — рубашка охлаждения;
 13 — поршень; 14 — рабочая газовая полость;
 15 и 16 — всасывающий и нагнетательный газовые клапаны

(300–500 мин⁻¹), полностью исключить утечки через штоковое уплотнение не удастся, поэтому между цилиндром и узлом кривокопфа придется устанавливать «фонарь», из которого утечки могут быть возвращены в линию всасывания, что увеличивает габариты конструкции. Либо сжимаемая жидкость и смазка механизма привода, находящаяся в картере 1, должны быть одинаковыми по составу.

Конструкция, изображенная на рис. 7б, лишена преимуществ вышеописанной, и ее применение может быть обосновано только в том случае, когда категорически недопустимо попадание сжимаемой жидкости в картер машины. Попавшая в газ жидкость через зазор между поршнем и цилиндром может быть отделена в линии нагнетания известными способами.

Попытка снизить взаимопроникновение жидкости и газа, сжимаемых в кривокопфном варианте ГЭМОД, продемонстрирована в [12].

В этой конструкции предполагается использование вращающего винтового лабиринтного уплотнения для полного разделения жидкостной и газовой фаз (рис. 8).

При возвратно-поступательном движении поршня происходит периодическое изменение объема полостей 4 и 5, в результате чего газ всасывается через клапан 6 в полость 4, сжимается в ней и подается потребителю через клапан 8, а жидкость всасывается через линию всасывания 16 и клапаны 7 в полость 5, сжимается в ней и подается потребителю через клапаны 9 и линию нагнетания 17.

Отверстия клапанов 7 и 9 расположены по касательной к окружности 15, в процессах всасывания и нагнетания, и жидкость совершает в полости 5

круговое движение, воздействуя на лопатки 14, которые вращают поршень 3.

При этом импульс движения жидкости всегда направлен перпендикулярно рабочей вогнутой поверхности лопаток 14, что позволяет вращать его с высокой частотой.

Благодаря тому, что соблюдено условие $L > Sh$, жидкость давит на рабочие поверхности лопаток 14 в течение всего цикла работы машины.

Винтовая часть 11 лабиринтного уплотнения при вращении производит откачку проникшей в нее жидкости назад в полость 5, т.е. оказывает динамическое сопротивление потоку утечек. Кроме этого сопротивления, существует сопротивление прерывистой цилиндрической поверхности поршня, которое проявляется как лабиринтный эффект (чередование узкой щели — зазора 2 — с внезапным расширением и сужением потока) и сопротивление самих участков узкой щели, т.е. зазора 2. Весь этот комплексный эффект возникает благодаря тому, что лабиринтное уплотнение имеет прямоугольное сечение выступов.

В связи с тем, что к компрессорной полости примыкает часть 10 лабиринтного уплотнения поршня 3, которая имеет противоположное направление витков по отношению к части 11, аналогичный вышеописанному процесс протекает при сжатии и нагнетании газа в полости 4, когда в полости 5 идет процесс всасывания и на поршне 3 снова возникает перепад давления, но уже в обратную сторону.

Таким образом, за счет высокой скорости вращения поршня 3 обеспечивается высокая уплотняющая способность зазора между поршнем и цилиндром.

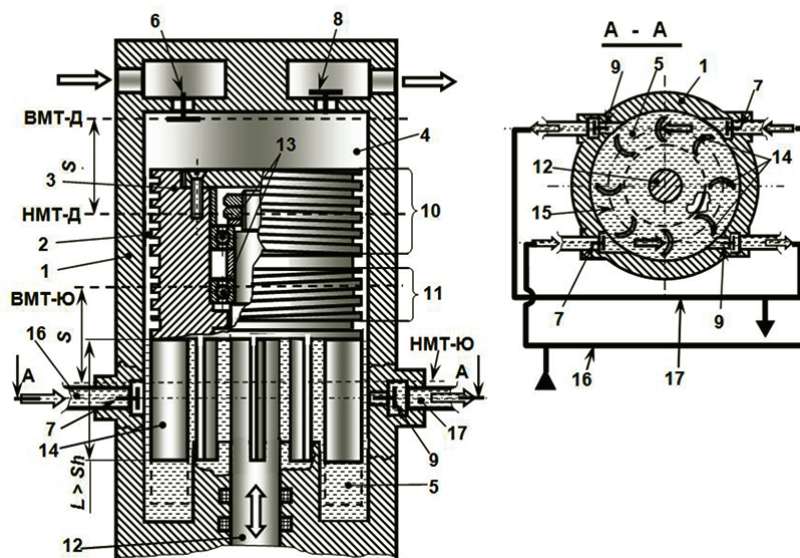


Рис. 8. Схема крейцкопфного варианта ГЭМОД с вращающимся лабиринтным уплотнением:

- 1 — цилиндр; 2 — зазор; 3 — поршень; 4 — компрессорная полость;
 5 — насосная полость; 6 и 7 — всасывающие клапаны;
 8 и 9 — нагнетательные клапаны; 10 и 11 — винтовые разнонаправленные поверхности; 12 — шток; 13 — подшипниковый узел; 14 — лопатки;
 15 — окружность, плоскость которой перпендикулярна оси цилиндра;
 16 — линия всасывания жидкости; 17 — линия нагнетания жидкости;
 ВМТ-Д и НМТ-Д — верхняя и нижняя мертвые точки днища поршня;
 ВМТ-Ю и НМТ-Ю — верхняя и нижняя мертвые точки положения юбки поршня

Необходимо отметить, что крейцкопфные варианты ГЭМОД с различной формой поршня и уплотнительной щели (за исключением винтового лабиринтного уплотнения) были достаточно полно исследованы теоретически и экспериментально (см., например, [13–18] и др.).

4. Сравнение вариантов конструкций и выводы. Практически все авторы, занимающиеся изучением процесса проектирования (см., например, [19–23] и др.), утверждают, что в основу процесса создания технических устройств и систем положено требование общества, т.е. объект только тогда целесообразно создавать, когда он востребован.

Однако, если говорить о ГЭМОД, сложно рассуждать об его востребованности обществом, т.к. ранее подобные машины еще не производились. Именно поэтому в основополагающих работах [1, 13–15] значительное место уделено анализу области применения ГЭМОД.

Установлено, что основными потребителями ГЭМОД могут быть (в порядке убывания по массовости возможного использования): субъекты, занимающиеся ремонтом и обслуживанием технических устройств и зданий; станкостроительная промышленность и робототехника; автотранспорт и дорожно-строительные машины. Соответственно, при попытке выхода на рынок с ГЭМОД необходимо ориентироваться на наиболее массового потребителя, а именно — на предприятия и службы (в том числе и на индивидуальных предпринимателей), занимающихся различными видами ремонтных работ и работ по обслуживанию техники. В этом случае появляются и основные выходные параметры ГЭМОД, обоснованные вышеуказанными работами:

— рабочее тело — воздух, технические масла, рабочие жидкости (жидкие краски, охлаждающие жидкости типа тосола или антифриза, минеральные

и синтетические моторные и трансмиссионные масла и жидкости;

— давление нагнетания по воздуху — до 1,2 МПа,

— давление нагнетания по жидкости — до 0,8 МПа;

— производительность по воздуху (min) 0,2 м³/мин;

— производительность по жидкости (min) 10 л/мин;

— потребляемая мощность (max) 2 кВт (осветительная сеть).

Именно с учетом этих параметров и следует оценивать конструктивные варианты, описание которых дано выше.

Прежде всего, следует «отсеять» конструкции, жидкостные рабочие полости в которых обращены к картеру, т.к. в условиях ремонта и обслуживания техники перекачиваемые масла и другие рабочие жидкости имеют свойства, не совместимые со смазочным маслом картера машины.

В этом случае для дальнейшего анализа остаются только конструкции, показанные на рис. 6 и 7б.

Крейцкопфные конструкции, как таковые, используются в том случае, когда имеют место большие поршневые силы, например, при многоступенчатом сжатии газов до высоких давлений [24, 25 и др.]. Или в том случае, когда необходимо максимально разгрузить поршни от боковых усилий, что характерно для несмазываемых поршневых машин [26, 27 и др.].

Поэтому использовать крейцкопфный вариант, изображенный на рис. 7б, не имеет смысла в связи со сложностью его конструкции для массового производства, обслуживания и ремонта, т.к. его свойства выдерживать большие штоковые нагрузки останутся невостребованными, а стоимость

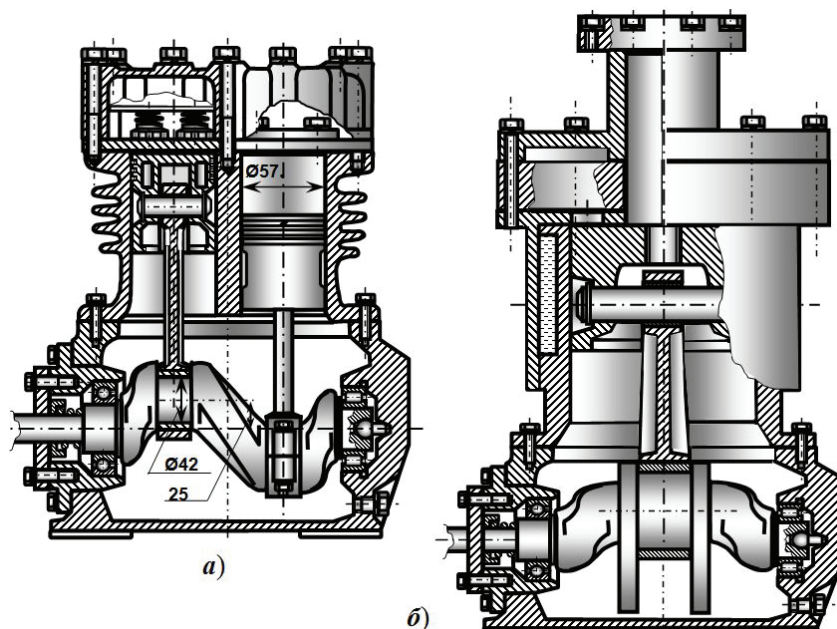


Рис. 9. Двухцилиндровый одноступенчатый компрессор Ф-6 (а) и его модернизация до поршневой ГЭМОД (б)

изготовления окажется кратно выше, чем при изготовлении машины с тронковым поршнем.

Как правило, при изготовлении новых изделий, содержащих элементы конструкции, близкие к элементам уже выпускаемой техники, проектировщики стремятся полностью использовать технологический потенциал уже имеющегося производства.

Очевидно, что это вполне можно сделать и в отношении поршневой ГЭМОД, если остановить свой выбор на конструкции, изображенной на рис. 6.

Так, например, в качестве прототипа можно выбрать холодильный компрессор Ф-6, выпускаемый отечественной промышленностью (рис. 9а), и подвергнуть его модернизации, показанной на рис. 9б.

Как видно из приведенной схемы, при модернизации компрессора Ф-6 используются его картер и подшипниковые узлы, а также могут быть использованы газовые клапаны в газовой полости ГЭМОД. С целью минимизации изменений в качестве шатуна ГЭМОД могут быть также использованы шатуны компрессора Ф-6 — они могут быть «сдвоены».

Таким образом, можно сделать вывод о том, что при проектировании наиболее востребованных образцов поршневых ГЭМОД, предназначенных для использования в ремонтных работах и при обслуживании различной техники, целесообразно применять схему с тронковым дифференциальным поршнем и при этом использовать базовые детали и узлы малорасходных компрессорных машин.

Библиографический список

1. Щерба В. Е., Болштянский А. П., Шалай В. В., Ходорева Е. В. Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования. М.: Машиностроение, 2013. 388 с.
2. Пат. 2518796 Российская Федерация, МПК F 04 B19/06. Машина объемного действия / А. П. Болштянский, В. Е. Щерба, В. С. Виниченко. № 2013100631/06; заявл. 09.01.13; опубл. 10.06.14, Бюл. № 16.
3. Пат. 256595 Российская Федерация, МПК F 04 B 39/04. Способ работы газожидкостного агрегата и устройство

для его осуществления / А. П. Болштянский, В. Е. Щерба, А. К. Кужбанов, В. С. Виниченко. № 2013125073/06; заявл. 29.05.13; опубл. 20.10.15, Бюл. № 29.

4. Пат. 2592949 Российская Федерация, МПК F 04 C 2/344, F 04 C 18/344, F 04 C 29/04. Ротационная машина объемного действия / А. П. Болштянский, В. Е. Щерба, Е. А. Павлюченко [и др.]. № 2015104691/06; заявл. 11.03.15; опубл. 27.07.16, Бюл. № 21.

5. Пат. 2600214 Российская Федерация, МПК F 04 B 53/14, F 04 B 31/00. Гибридная машина объемного действия с лабиринтным уплотнением / А. П. Болштянский, В. Е. Щерба, А. Ю. Кондюрин, Е. А. Лысенко. № 2015116963/06; заявл. 05.05.15; опубл. 20.10.16, Бюл. № 29.

6. Пат. 2578744 Российская Федерация, МПК F 04 C 3/02, F 04 C 18/50. Ротационная гибридная машина объемного действия / А. П. Болштянский, В. Е. Щерба, С. Ю. Кайгородов, А. В. Григорьев. № 2015107327/06; заявл. 03.03.16; опубл. 27.03.16, Бюл. № 9.

7. Пат. 148872 Российская Федерация, МПК F04C2/356. Ротационная машина объемного действия / А. П. Болштянский, В. Е. Щерба, Е. А. Павлюченко, Д. А. Кузеева. № 2014132298/06; заявл. 05.08.14; опубл. 20.12.14, Бюл. № 35.

8. Пат. 2295057 Российская Федерация, МПК F 02 M 53/00. Система впрыска топлива / А. П. Болштянский, В. Е. Щерба, Ю. А. Зензин, Е. А. Павлюченко. № 2005121783/06; заявл. 11.07.05; опубл. 10.03.07, Бюл. № 7.

9. Пат. 125635 Российская Федерация, МПК F 04 B 19/06. Поршневой насос-компрессор / А. П. Болштянский, В. Е. Щерба, А. К. Кужбанов, Г. А. Нестеренко. № 2012140810/06; заявл. 24.09.12; опубл. 10.03.13, Бюл. № 3.

10. Пат. 2565134 Российская Федерация, МПК F 04 B 19/06. Поршневой насос-компрессор / А. П. Болштянский, В. Е. Щерба, В. С. Виниченко, А. К. Кужбанов. № 2014127815/06; заявл. 08.07.14; опубл. 20.10.15, Бюл. № 29.

11. Пат. 2578758 РФ Российская Федерация, МПК F 04 B 19/06. Поршневой насос-компрессор / А. П. Болштянский, В. Е. Щерба, С. Ю. Кайгородов [и др.]. № 2015106461/06; заявл. 25.02.15; опубл. 27.03.16, Бюл. № 9.

12. Пат. 2600214 РФ Российская Федерация, МПК F 04 B 53/14. Гибридная машина объемного действия с лабиринтным уплотнением / А. П. Болштянский, В. Е. Щерба, А. Ю. Кондюрин, Е. А. Лысенко. № 2015116963/06; заявл. 05.05.15; опубл. 20.10.2016, Бюл. № 29.

13. Виниченко В. С. Исследование рабочих процессов и создание газожиidкостного агрегата с гладким и профилированным поршневым бесконтактным уплотнением: автореф. ... дис. канд. техн. наук. Омск: ОмГТУ, 2014. 20 с.
14. Кужбанов А. К. Расчет рабочих процессов и конструкции насосной секции газожиidкостного агрегата с газовой полостью: автореф. ... дис. канд. техн. наук. Омск: ОмГТУ, 2014. 20 с.
15. Кондюрин А. Ю. Разработка и исследование щелевого уплотнения поршневой гибридной энергетической машины, выполненного в виде гидродиода: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Омск: ОмГТУ, 2016. 20 с.
16. Scherba V. E., Shalai V. V., Pavljuchenko E. A., Nesterenko G. A., Lysenko E. A., Kondjurin A. Yu. Research and development issues on engineering prototype of the piston hybrid energy converting displacement machines // *Procedia Engineering*. 2015. Vol. 113. P. 210–218.
17. Щерба В. Е., Павлюченко Е. А., Кужбанов А. К. Математическое моделирование процессов всасывания и нагнетания поршневого насоса с газовым демпфером // *Химическое и нефтегазовое машиностроение*. 2013. № 7. С. 26–30.
18. Щерба В. Е., Павлюченко Е. А., Кужбанов А. К. Параметрический анализ работы насосной секции поршневого насос-компрессора с газовым демпфером // *Химическое и нефтегазовое машиностроение*. 2014. № 1. С. 23–26.
19. Джонс Дж. К. Методы проектирования / пер. с англ. Т. П. Бурмистровой, И. В. Фриденберга; под ред. В. Ф. Венды, В. М. Мунипова. 2-е изд., доп. М.: Мир, 1986. 326 с.
20. Половинкин А. И. Основы инженерного творчества. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.
21. Пономарев Ю. К. Основы проектирования и конструирования. Самара, 2011. 1 эл. опт. диск (CD-ROM).
22. Дитрих Л. Проектирование и конструирование. Системный подход; пер. с пол. М.: Мир, 1981. 456 с.
23. Шелофаст В. В. Основы проектирования машин. М.: Изд-во АПМ, 2005. 472 с. ISBN 5-901346-05-1.
24. Фотин Б. С., Пирумов И. Б., Прилуцкий И. К., Пластинин П. И. Поршневые компрессоры / под общ. ред. Б. С. Фотина. Л.: Машиностроение, 1987. 372 с.
25. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 2. Основы проектирования. Конструкции. М.: КолосС, 2008. 711 с.
26. Болштянский А. П., Щерба В. Е., Лысенко Е. А., Иващенко Т. А. Поршневые компрессоры с бесконтактным уплотнением: моногр. Омск: ОмГТУ, 2010. 416 с. ISBN 978-5-8149-0849-0.
27. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкция и основы проектирования. Л.: Машиностроение, 1969. 744 с.

ЩЕРБА Виктор Евгеньевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Гидромеханика и транспортные машины» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

БОЛШТЯНСКИЙ Александр Павлович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ.

РЫБАК Александр Тимофеевич, доктор технических наук, профессор, заведующим кафедрой «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы» Донского государственного технического университета, г. Ростов-на-Дону.

НОСОВ Евгений Юрьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ.

ТЕГЖАНОВ Аблай-Хан Савитович, ассистент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ.

Адрес для переписки: Scherba_V_E@list.ru

Для цитирования

Щерба В. Е., Болштянский А. П., Рыбак А. Т., Носов Е. Ю., Тегжанов А. С. Конструктивные компоновки гибридных машин объемного действия // *Омский научный вестник*. 2018. № 1 (157). С. 10–18. DOI: 10.25206/1813-8225-2018-157-10-18.

Статья поступила в редакцию 21.01.2018 г.

© В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, А. Т. Рыбак, Е. Ю. Носов, А. С. Тегжанов