

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ВПУСКНОГО КЛАПАНА ПНЕВМОМОТОРА

Лурье З. Я.¹, Аврунин Г. А.², Воронков А. И.², Никитченко И. Н.², Серикова И. А.², Тесленко Э. В.², Назаров А. А.², Соловьев В. М.³, Цента Е. Н.¹, Мороз И. И.²

¹ Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт»,

² Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

³ Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А. А. Морозова

Аннотация. Разработан объемный гидропривод толкателя впускного клапана пневмомотора гибридного двигателя автомобиля. В качестве привода толкателя использован гидрораспределитель с пропорциональным электромагнитным управлением. Проведен статический расчет объемного гидропривода, в результате которого определены параметры насосной установки и проведен анализ потерь на трение и утечек рабочей жидкости в гидроцилиндре толкателя и золотниковом гидрораспределителе. Полученные значения параметров планируются в качестве базовых для исследований динамики привода впускного клапана пневмомотора.

Ключевые слова: объемный гидропривод, впускной клапан пневмомотора, гидрораспределитель с пропорциональным электромагнитным управлением, насос.

Введение

Применения альтернативных двигателей на автотранспорте вызвано экологическими и экономическими проблемами. Наряду с электрическими и водородными двигателями, которые выпускаются серийно [1–6], широкое распространение приобретает применение пневматических двигателей – пневмомоторов [7].

Однако из-за недостаточного энергетического запаса сжатого воздуха и охлаждения деталей при его расширении серийное производство пневмодвигателей ограничено [8; 9]. Более широкое распространение приобрело применение гибридных энергетических установок с пневматическим двигателем, который функционирует на малых частотах вращения, а на остальном скоростном диапазоне используется ДВС.

Преимущества и недостатки таких установок подробно описаны в [10]. Например, при применении совмещенной схемы гибридной энергетической установки, когда ДВС и пневмодвигатель размещены в одном корпусе (моноблоке) и работают поочередно, возникают проблемы корректировки не только фаз воздухораспределения, но и изменения тактности [11]. Таким образом, применение стандартных систем газораспределения не может решить поставленную задачу гибкого регулирования фаз.

Анализ публикаций

Для гибкого регулирования фаз воздухораспределения в пневмодвигателях возможно применение электромагнитного, гидравлического, пневматического и комбинированного управления клапанами [12; 13].

К недостаткам электромагнитного привода клапанов относят ненадежную работу в холодное время года, шумность работы, невысокую точность управления динамикой движения клапана, большой расход электрической энергии, громоздкость механизма, невозможность управления динамикой клапана при закрывании, большую протяженность магнитопровода и повышенные вибрации. Основными недостатками гидравлических [14] и пневматических [15] приводов клапанов являются нагревание и охлаждение рабочего газа в процессе сжатия в компрессорах и расширения в пневмодвигателях, более высокая стоимость пневматической и гидравлической энергии по сравнению с электрической, низкий КПД, недостаточные точность срабатывания и плавность хода, использование дорогостоящих устройств-позиционеров для поворота штока привода, большой вес агрегатов и зависимость КПД от температуры из-за утечек рабочей среды. Оценка возможностей современных гидроприводов систем управления по быстродействию показала, что высокочастотными и регулируемые по быстродействию являют-

ся дросселирующие электрогидрораспределители (сервоклапаны) и гидрораспределители с пропорциональными электромагнитами [16, 17].

Исходя из проведенного анализа литературы предварительных наработок в ХНАДУ [18], был выбран электрогидравлический привод воздухораспределительного механизма, позволяющий не только улучшить характеристики наполнения, но и осуществлять 2-х или 4-х тактную работу гибридной энергетической установки.

Цель и постановка задачи

Целью работы является создание методики статического расчета объемного гидропривода (ОГП) впускного клапана с электрогидравлическим управлением для пневмомотора гибридной энергетической установки, включая определение следующих параметров:

- диаметра толкателя и скорости перемещения клапана;
- потребляемого расхода жидкости толкателем;
- давления нагнетания и подачи насоса;

– утечек в щелевых уплотнениях толкателя и гидрораспределителя;

– сил трения в гидрораспределителе золотникового типа.

На рис. 1 представлена гидравлическая принципиальная схема ОГП толкателя впускного клапана, включающая насос Н с приводом от электродвигателя Э, предохранительный клапан КП, манометр МН, гидробак Б и блок А управления толкателем клапана. В состав блока входят гидроцилиндр Ц, гидрораспределитель Р с электромагнитным пропорциональным управлением и преобразователь давления ПД. В положении, показанном на рисунке, золотник гидрораспределителя Р находится под действием пружины в крайнем левом положении и РЖ из поршневой полости гидроцилиндра сливается по каналу Т в бак Б. Под действием электрического сигнала У золотник гидрораспределителя Р смещается вправо, сообщая линию нагнетания насоса p_n с полостью гидроцилиндра p_T . Под действием давления РЖ поршень смещается вправо, открывая впускной клапан пневмомотора.

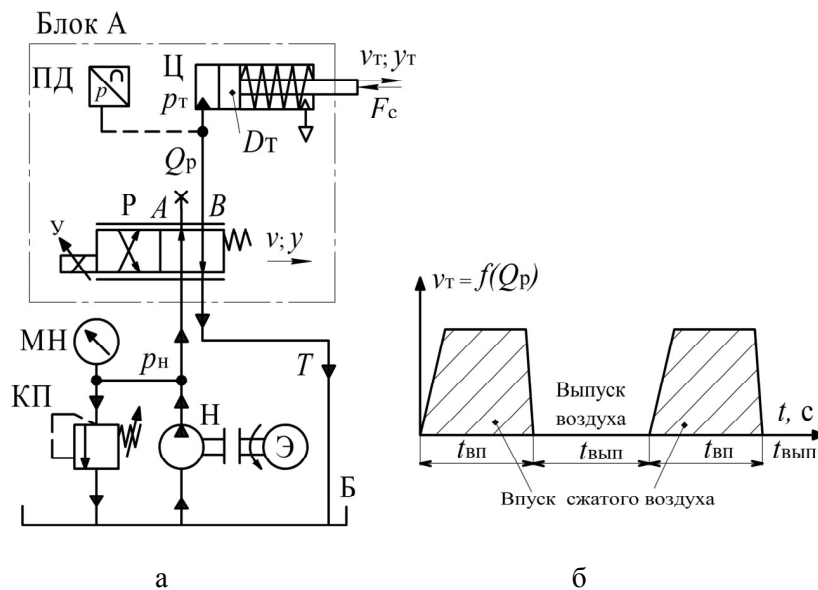


Рис. 1. Гидравлическая принципиальная схема (а) и характеристика изменения скорости толкателя впускного клапана (б) ОГП пневмомотора

В основе решения задач статики в области ОГП лежат закон Паскаля для РЖ в замкнутом пространстве, уравнение неразрывности РЖ, третий закон Ньютона, а также зависимости потерь мощности из-за сил трения и утечек в зазорах прецизионных пар.

Теоретическое значение диаметра толкателя определяется в зависимости от действующего

усилия и располагаемого давления РЖ в насосной установке (гидростанции):

$$D_T = 1,13\sqrt{S_T} = 1,13\sqrt{\frac{F_c}{p_T}}, \text{ мм}, \quad (1)$$

где S_T – площадь толкателя [мм^2], диаметром D_T [мм]; F_c – максимальное усилие пружины впускного клапана, Н; p_T – давление в полости гидроцилиндра, МПа.

Частоту циклов f и время одного цикла t перемещения впускного клапана определяют по формулам

$$f = \frac{n}{60}, \text{ Гц и } t = \frac{1}{f}, \text{ с,} \quad (2)$$

где n – частота вращения вала пневмомотора, мин^{-1} .

Скорость перемещения толкателя определяют по формуле

$$v_T = 10^{-3} \frac{L}{t}, \text{ м/с,} \quad (3)$$

где L – ход толкателя, мм.

Расход, требуемый для перемещения толкателя, без учета утечек:

$$Q_p = 0,06 \cdot v_T \cdot S_T = 0,06 \cdot v_T \cdot \frac{\pi \cdot D_T^2}{4}, \text{ л/мин.} \quad (4)$$

Определяем частоту срабатывания, время перемещения, скорость толкателя и потребляемый при этом расход при частоте вращения пневмомотора $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и ходе толкателя $L = 10,39 \text{ мм}$ при его диаметре $D_T = 17 \text{ мм}$:

$$f = \frac{n}{60} = \frac{1500}{60} = 25 \text{ Гц;} \quad (5)$$

$$t = \frac{1}{f} = \frac{1}{25} = 0,04 \text{ с}$$

$$v_T = 10^{-3} \frac{L}{t} = 10^{-3} \frac{10,39}{0,04} = 0,26 \text{ м/с} = 0,26 \text{ м/с.} \quad (6)$$

Определяем расход (подачу) насоса:

$$Q_p = 0,06 \cdot v_T \cdot \frac{\pi \cdot D_T^2}{4} = 0,06 \cdot 0,26 \cdot \frac{\pi \cdot 17^2}{4} = 4,5 \text{ л/с} \quad (7)$$

Определяем теоретическое значение давления нагнетания насоса:

$$p_H = \frac{4 \cdot F_T}{\pi \cdot D_T^2} = \frac{4 \cdot 600}{3,14 \cdot 17^2} = 2,6 \text{ МПа.} \quad (8)$$

Далее был проведен безмоторный эксперимент, результаты которого подтвердили расчетные исследования. В результате проведенных расчетов составлена техническая характеристика привода:

1. Ход толкателя клапана – 10,39 мм;
2. Усилие, развиваемое толкателем, – не менее 600 Н;

3. Параметры привода при частоте срабатывания – $f = 25 \text{ Гц}$:

3.1. Скорость перемещения толкателя – 0,26 м/с;

3.2. Потребляемый расход рабочей жидкости – 4,5 л/мин;

3.3. Давление нагнетания насоса – 2,6 МПа;

4. Параметры пропорционального электромагнита;

4.1. Напряжение постоянного тока – 24 В;

4.2. Максимальный ток – 1,0 А;

4.3. Продолжительность включения ПВ – 100 %.

Отметим, что допускаемая частота срабатывания пропорционального электромагнита – 17 Гц при 3 дБа, а возможность повышения частоты устанавливается экспериментальным путем при стендовых испытаниях.

В конструкциях гидроустройств золотникового типа, к которым относится разрабатываемый ОГП, имеют место потери мощности на утечки РЖ в зазоре между прецизионными парами (золотник-корпус гидрораспределителя и толкатель-втулка, механическое трение между толкателем и втулкой, а также гидродинамическое трение при течении РЖ через открывающуюся золотником гидрораспределителя щель.

Утечки через кольцевое щелевое уплотнение без учета деформации стенок контртел и допущении о постоянстве вязкости РЖ в зазоре при ламинарном течении определяют по формуле Гагена-Пуазейля [19]:

$$Q_{\text{ут,кш}} = 0,06 \frac{k}{12} \cdot \frac{\pi \cdot D \cdot h^3}{\rho \cdot v_{\text{вязк}} \cdot L_{\text{щ}}} \Delta p, \text{ л/мин,} \quad (9)$$

где k – коэффициент эксцентриситетности расположения золотника в корпусе, принимающий значения:

$k = 1$ при концентричном расположении деталей;

$k = 2,5$ при максимальном эксцентриситете между осями золотника и корпуса;

$k = 1,75$ – среднее значение, принимаемое обычно при расчетах из-за неопределенности расположения золотника в корпусе;

D – диаметр золотника или толкателя, мм, h – радиальный зазор между корпусом и золотником или толкателем и втулкой (полуразность их диаметров), измеряемый в микрометрах, мкм, $L_{щ}$ – длина уплотнительной щели, мм, Δp – перепад давлений, МПа, ρ – плотность РЖ, кг/м³, $\nu_{вязк}$ – коэффициент кинематической вязкости РЖ, мм²/с.

Противодействующие перемещению золотника из нейтральной позиции в рабочую и наоборот силы в гидрораспределителе золотникового типа [19;20]

$$F_{\Sigma} = F_{стр} + F_{в.тр} + F_{гд} + F_{ин} + F_{обл}, \text{ Н}, \quad (10)$$

где $F_{стр}$ – сила сухого трения (или усилие страгивания), $F_{в.тр}$ – сила вязкого трения, $F_{гд}$ – гидродинамическая сила, $F_{ин}$ – сила инерции, $F_{обл}$ – сила облитерации.

Силу сухого трения в зазоре между золотником и втулкой, вызванную отклонением геометрии поверхности золотника и втулки от идеальной появлением неравномерного распределения давления в зазоре и радиальной неуравновешенной силы, для современных гидрораспределителей рекомендуется определять по формуле [20]

$$F_{стр} = f \cdot F_{рад} = f \cdot 0,015 \cdot D_{зол} \cdot l \cdot p, \text{ Н}, \quad (11)$$

где $F_{рад}$ – радиальная сила, действующая на золотник, Н, f – коэффициент трения между золотником и втулкой, $D_{зол}$ – диаметр золотника, мм, l – суммарная длина уплотнительных поясков золотника, мм, p – давление на входе в гидрораспределитель, МПа.

Силу вязкого трения при перемещении золотника определяют по формуле [20]

$$\begin{aligned} F_{в.тр} &= \frac{\rho \cdot \nu_{вязк} \cdot v \cdot b \cdot l}{2 \cdot h} = \\ &= 10^{-6} \frac{\rho \cdot \nu_{вязк} \cdot v \cdot \pi \cdot D_{зол} \cdot l}{2 \cdot h}, \text{ Н}, \end{aligned} \quad (12)$$

где v – скорость перемещения золотника, м/с, $b = \pi \cdot D_{зол}$ – периметр щели утечек золотника, мм, h – радиальный зазор между втулкой и золотником (полуразность их диаметров), мкм, ρ – плотность РЖ, кг/м³, $\nu_{вязк}$ – коэффициент кинематической вязкости РЖ, мм²/с.

Таким образом, сила вязкого трения пропорциональна плотности и вязкости РЖ, скорости перемещения и диаметру золотника, длине уплотнительных поясков. Она уменьшается с увеличением радиального зазора между золотником и корпусом (втулкой).

Осевая гидродинамическая сила вызвана реактивным действием потока РЖ, проходящего через рабочие окна (щели) золотников. Эта сила оказывает существенное влияние на работу гидрораспределителей при управлении золотниками от маломощных устройств, например в электро- или пневмогидравлических преобразователях [20]. Появление гидродинамической силы обусловлено изменением количества движения потока РЖ, протекающего через окна гидрораспределителя.

Гидродинамическую силу определяют по формуле [20]

$$F_{гд} = 2 \cdot \frac{Q_p}{60} \cos \beta \cdot \sqrt{2 \rho \cdot \Delta p_{кр}}, \text{ Н}, \quad (13)$$

где Q_p – расход РЖ через гидрораспределитель, л/мин, 2 – коэффициент в начале формулы, показывающий наличие в гидрораспределителе двух кромок, на которых действуют гидродинамические силы, β – угол наклона гидродинамической силы к оси золотника, град, ρ – плотность РЖ, кг/м³, $\Delta p_{кр}$ – перепад давлений на кромках золотника.

$$\Delta p_{кр} = \frac{Q_p^2 \cdot \rho}{2 \cdot (60 \cdot \mu \cdot \pi \cdot D_{зол} \cdot z)^2}, \text{ МПа}, \quad (14)$$

где μ – коэффициент расхода, z – перемещение золотника от положения, соответствующего началу открытия окна.

Угол наклона гидродинамической силы к оси однокромочного золотника при допущении нулевого радиального зазора и его прямых (без закруглений) кромок равен $\beta = 69^\circ$. При $\cos \beta = 0,36$ [20] формула (13) приобретает такой вид:

$$F_{\text{гд}} = \frac{0,36 \cdot Q_p}{60} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p_{\text{кр}}}, \text{ Н.} \quad (15)$$

Силу инерции золотника при срабатывании гидрораспределителя определяют по формуле

$$F_{\text{ин}} = m \cdot a, \text{ Н,} \quad (16)$$

где m – масса золотника, кг, a – ускорение золотника, определяемое по формуле

$$a = \frac{v}{t}, \text{ м/с}^2, \quad (17)$$

где t – время перемещения золотника из нейтрального положения в рабочее и наоборот со скоростью v [м/с].

Быстродействие современных гидрораспределителей (время срабатывания) находится в диапазоне от 0,01 до 0,2 с в зависимости от типоразмера (условного прохода [16]).

Сила облитерации вызвана зарастанием узких ламинарных щелей, образованных зазором между золотником и корпусом (втулкой) гидрораспределителя, частицами загрязнений РЖ и молекулярным сцеплением частиц РЖ с поверхностями контртел. Основными методами борьбы с облитерацией зазоров являются очистка РЖ и введение осциллирующего (колебательного с высокой частотой и малой амплитудой) движения золотника. При этом частота колебаний должна находиться в пределах 100...1000 Гц, а амплитуда не должна оказывать существенного влияния на положение золотника гидрораспределителя относительно рабочих окон (на практике не более 3...5 % от максимального смещения золотника). При работе объемного гидропривода с частыми переключениями гидрораспределителей силу облитерации не учитывают.

Рассмотрим силы сухого (страгивания), вязкостного трения и инерции для пары трения толкатель-втулка, а для пары золотник-корпус проведем расчет гидродинамических потерь давления на окне гидрораспределителя, которые также влияют на значение давления, устанавливаемое в гидроприводе.

Принимая исходные данные

$$\begin{aligned} Q_p &= 4,5 \text{ л/мин}; \quad \rho = 900 \text{ кг/м}^3; \quad z = 1,5 \\ \text{мм}; \quad v_{\text{вязк}} &= 30 \text{ мм}^2/\text{с (сСт)}; \quad v_T = 0,26 \text{ м/с}; \\ a &= 6,5 \text{ м/с}^2, \quad \mu = 0,62; \quad D_{\text{зол}} = 10 \text{ мм}; \\ D_T &= 17 \text{ мм}; \quad l_T = 25 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$m_T = 0,086 \text{ кг}; \quad p_n = 2,6 \text{ МПа}; \quad h = 7 \text{ мкм}; \quad k = 1,75; \quad t_T = 0,04 \text{ с}; \quad f = 0,1,$$

проведем расчет утечек и сил трения в прецизионных парах гидропривода клапана пневмомотора.

Утечки в паре толкатель-втулка составляют

$$\begin{aligned} Q_{\text{ут,кшч}} &= 0,06 \frac{k}{12} \cdot \frac{\pi \cdot D_T \cdot h^3}{\rho \cdot v_{\text{вязк}} \cdot l_T} p_T = \\ &= 0,06 \frac{1,75}{12} \cdot \frac{3,14 \cdot 17 \cdot 7^3}{900 \cdot 30 \cdot 25} 2,6 = 0,00024 \text{ л/мин.} \end{aligned} \quad (18)$$

Полученное значение свидетельствует о несоизмеримости утечек по сравнению с расходом $Q_p = 4,5$ л/мин, подаваемым к толкателю.

По данным поставщиков золотниковых гидрораспределителей, внутренние утечки по каждой из линий золотника не должны превышать 0,22 л/мин при давлении 32 МПа. Так как в исследуемом ОГП давление на порядок меньше (2,6 МПа), то утечки, пропорциональные линейно давлению (18), также на порядок меньше, т.е. не существенны по сравнению с подводимым расходом РЖ.

Сила страгивания (сухого трения) толкателя

$$\begin{aligned} F_{\text{стр.т}} &= f \cdot 0,015 \cdot D_T \cdot l_T \cdot p_T = \\ &= 0,1 \cdot 0,015 \cdot 17 \cdot 25 \cdot 2,6 = 1,65 \text{ Н.} \end{aligned} \quad (19)$$

Сила вязкого трения толкателя

$$\begin{aligned} F_{\text{в.тр}} &= 10^{-6} \frac{\rho \cdot v_{\text{вязк}} \cdot v \cdot \pi \cdot D_T \cdot l_T}{2 \cdot h} = \\ &= 10^{-6} \frac{900 \cdot 30 \cdot 0,26 \cdot 3,14 \cdot 17 \cdot 25}{2 \cdot 7} = 0,67 \text{ Н.} \end{aligned} \quad (20)$$

Сила инерции толкателя

$$F_{\text{ин.т}} = m \cdot a = 0,086 \cdot 6,5 = 0,56 \text{ Н.} \quad (21)$$

Таким образом, силы сопротивления перемещению толкателя составляют в сумме не более 3 Н, что составляет 0,5 % от требуемого максимального усилия пружины впускного клапана $F_{\text{стр.т}} = 600$ Н.

Перепад давлений на кромках золотника привода толкателя составит

$$\Delta p_{кр} = \frac{Q_p^2 \cdot \rho}{2 \cdot (60 \cdot \mu \cdot \pi \cdot D_{зол} \cdot z)^2} =$$

$$= \frac{4,5^2 \cdot 900}{2 \cdot (60 \cdot 0,62 \cdot 3,14 \cdot 10 \cdot 1,5)^2} = 0,003 \text{ МПа}, \quad (22)$$

что также не существенно по сравнению с давлением, развиваемым насосом (8).

Таким образом, проведенные расчеты показали возможность использования на этапе экспериментальных работ объемного гидропривода привода клапана при начальном давлении 2,6 МПа и подаче рабочей жидкости 4,5 л/мин, т.е. при мощности насосной установки не менее 0,2 кВт.

Выводы

1. Разработана методика расчета объемного гидропривода впускного клапана пневмомотора.

2. В результате проведенных расчетов определены:

– диаметр и скорость перемещения толкателя впускного клапана;

– потребляемый расход жидкости и давление нагнетания насоса;

– утечки через кольцевое щелевое уплотнение и силы трения в золотниковом гидро-распределителе.

3. Результаты проведенного безмоторного эксперимента подтвердили расчетные данные.

4. Дальнейшим этапом работы является проведение динамических расчетов гидропривода с целью выявления амплитуд и характера протекания колебательных процессов при открытии, установившемся режиме и закрытии впускного клапана пневмомотора.

Литература

1. Hyatt K., Ewing S. Here's every electric vehicle on sale in the US for 2020 and its range. URL: <https://www.cnet.com/roadshow/news/every-electric-car-ev-range-audi-chevy-tesla/> (дата звернення: 06.03.2020 р.).
2. Kaufman W. Best Electric Cars, Top-Rated Electric Vehicles for 2020. URL: <https://www.edmunds.com/electric-car/articles/best-electric-cars> (дата звернення: 06.03.2020 р.).
3. GlonR., EdelsteinS.. The best electric cars for 2020 End your dependence on fossil fuels with one of these amazing electric cars. URL: <https://www.digitaltrends.com/cars/best-electric-cars/> (дата звернення 06.03.2020 р.).
4. Toyota Mirai: will next-gen fuel cell car make hydrogen mobility a reality? URL:

<https://www.telegraph.co.uk/cars/news/2020-toyota-mirai-will-next-gen-fuel-cell-car-make-hydrogen/2020> (дата звернення: 06.03.2020 р.).

5. Harrison K. W., Martin G. D., Ramsden T. G., and Kramer W. E. The Wind-to-Hydrogen Project: Operational Experience, Performance Testing, and Systems Integration National Renewable Energy Laboratory F.J. Novachek Xcel Energy Technical Report NREL/TP-550-44082 March 2009.95 pp. URL: <https://www.nrel.gov/docs/fy09osti/44082.pdf> (дата звернення: 06.03.2020 р.).
6. Prachi Patel. Instant Hydrogen for Clean Fuel Cell Cars. URL: <https://anthropocenemagazine.org/2020/01/67240/> (дата звернення: 06.03.2020 р.).
7. ДСТУ 3455.2-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Ч. 2 : Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Терmini та визначення. [Чинний від 1998-01-01]. 60 с (Державний стандарт України).
8. Edelstein S. Tata AirPod Compressed-Air Car To Launch In Hawaii This Year. URL: (https://www.greencarreports.com/news/1096772_tata-airpod-compressed-air-car-to-launch-in-hawaii-this-year-report) (дата звернення 06.03.2020 р.).
9. Пневмоавтомобиль уже можно купить на Гавайях. URL: <https://az.sputniknews.ru/world/20150706/400950602.html>. (дата звернення 06.03.2020 р.).
10. Воронков А. И., Никитченко И. Н. Рабочий процесс автомобильного пневмодвигателя: монография. Харьков: ХНАДУ, 2015. 200 с.
11. Концепция создания пневматического двигателя для автомобиля: монография / Воронков А. И. и др. Харьков: ХНАДУ, 2019. 256 с.
12. Gundersen Y. Free Valve Technology. Master of Science Thesis Stockholm, Sweden 2009 KTH Industrial Engineering and Management Machine Design. URL: <http://kth.diva-portal.org/smash/get/diva2:542744/FULLTEXT01.pdf> (дата звернення: 06.03.2020 р.).
13. Eisazadeh K., Younkins M. Fuel economy gains through Dynamic - Skip-Fire in spark ignition engines. URL: https://www.tulatech.com/wp-content/uploads/2018/02/2016-01-0672_fuel_economy_gains_through_dynamic-skip-fire_in_spark_ignition_engines.pdf (дата звернення: 06.03.2020 р.).
14. Газораспределительный механизм двигателя внутреннего сгорания с гидравлическим приводом: пат. WO 2012/011832 А1Россия: МПК F01L 9/02 2006.01. РСТ/RU2010/000405 ; заяв. 20.07.2010; опубл. 26.01.2012. URL: <https://patentscope.wipo.int/search/ru/detail.jsf?docId=WO2012011832> (дата звернення: 06.03.2020 р.).

15. Пневматический способ привода газораспределительного клапана и топливной форсунки двигателя внутреннего сгорания от общего пневмоаккумулятора: пат. RU 2 530 951 C1 Россия: МПК F01L 9/02. № 2530951; заяв. 28.02.2013; опубл. 20.10.2014. Бюл. № 29. 5 с. URL: <https://patentimages.storage.googleapis.com/e5/ad/6a/fde6a62ae6db68/RU2530951C1.pdf> (дата звернення 06.03.2020 р.).
16. ДСТУ 3455.1-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Ч. 1: Загальні поняття. Терміни та визначення. [Чинний від 1998-01-01]. 48 с. (Держспоживстандарт України).
17. ДСТУ 3455.2-96/ Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Ч. 3: Гідроапарати та пневмоапарати. Терміни та визначення. [Чинний від 1998-01-01]. 37 с. (Державний стандарт України).
18. Выбор схемы электрогидроавтоматики для управления впускным клапаном поршневого пневмодвигателя / Воронков А. И. и др. *Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета*: сб. науч. тр. Харьков : ХНАДУ, 2017. Вып. 78. С. 144–150.
19. Никитин Г. А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. Москва: Машиностроение, 1982. 135 с.
20. Аврунін Г. А., Кириченко І. Г., Мороз І. І. Основи об'ємного гідропривода і гідропневмоавтоматики: навч. посіб. Харків: ХНАДУ, 2009. 424 с.

References

1. Hyatt K., Ewing S. Here's every electric vehicle on sale in the US for 2020 and its range. URL: <https://www.cnet.com/roadshow/news/every-electric-car-ev-range-audi-chevy-tesla/> (date of appeal: 06.03.2020 p.)
2. Kaufman W. Best Electric Cars, Top-Rated Electric Vehicles for 2020. URL: <https://www.edmunds.com/electric-car/articles/best-electric-cars> (date of appeal: 06.03.2020 .).
3. GlonR., Edelstein S. The best electric cars for 2020 End your dependence on fossil fuels with one of these amazing electric cars. URL: <https://www.digitaltrends.com/cars/best-electric-cars/> (date of appeal: 06.03.2020 .)
4. Toyota Mirai: will next-gen fuel cell car make hydrogen mobility a reality? URL: <https://www.telegraph.co.uk/cars/news/2020-toyota-mirai-will-next-gen-fuel-cell-car-make-hydrogen/2020> (date of appeal: 06.03.2020 .).
5. Harrison K. W., Martin G. D., Ramsden T. G., Kramer W. E. The Wind-to-Hydrogen Project: Operational Experience, Performance Testing, and Systems Integration National Renewable Energy Laboratory F.J. Novachek Xcel Energy Technical Report NREL/TP-550-44082 March 2009.95 pp. URL: <https://www.nrel.gov/docs/fy09osti/44082.pdf> (date of appeal: 06.03.2020 .).
6. Prachi Patel. Instant Hydrogen for Clean Fuel Cell Cars. URL: <https://anthropocenemagazine.org/2020/01/67240/> (06.03.2020.).
7. Gi'droprivodi ob'e'mni' ta pnevmoprivodi. CH. 2 : Ob'e'mni' gi'dromashini ta pnevmomashini. Termini ta viznachennya : DSTU 3455.2-96 ; chinniyvi'd 1998-01-01-60 s. (DerjavniystandartUkrai'ni).
8. Edelstein S. Tata AirPod Compressed-Air Car To Launch In Hawaii This Year. URL: (https://www.greencarreports.com/news/1096772_tata-airpod-compressed-air-car-to-launch-in-hawaii-this-year-report(data zvernennya 06.03.2020 r.))
9. Pnevmoavtomobil' uje mojno kupit' na Gavayyah. URL: <https://az.sputniknews.ru/world/20150706/400950602.html>. (data zvernennya: 06.03.2020 r.).
10. Voronkov A. I., Nikitchenko I. N. Rabochiy process avtomobil'nogo pnevmodvigatelya: monografiya. Har'kov: HNADU, 2015. 200 s.
11. Koncepciya sozdaniya pnevmaticheskogo dvigatelya dlya avtomobilya: monografiya / A.I. Voronkov i dr. Har'kov: HNADU, 2019. 256 s.
12. Gundersen Y. Free Valve Technology. Master of Science Thesis Stockholm, Sweden 2009 KTH Industrial Engineering and Management Machine Design. URL: <http://kth.diva-portal.org/smash/get/diva2:542744/FULLTEXT01.pdf> (data zvernennya: 06.03.2020 p.).
13. Eisazadeh K., Younkings M. Fuel economy gains through Dynamic - Skip-Fire in spark ignition engines. URL: https://www.tulatech.com/wp-content/uploads/2018/02/2016-01-0672_fuel_economy_gains_through_dynamic-skip-fire_in_spark_ignition_engines.pdf (дата звернення: 06.03.2020 p.).
14. Gazoraspredelitel'ny'y mehanizm dvigatelya vnutrennego sgoraniya s gidravlicheskim privodom: pat. WO 2012/011832 A1Rossiya : MPK F01L 9/02 2006.01. PCT/RU2010/000405 ; zayav. 20.07.2010; opubl. 26.01.2012. URL: <https://patentscope.wipo.int/search/ru/detail.jsf?d ocId=WO2012011832> (data zvernennya: 06.03.2020 r.).
15. Pnevmaticheskiy sposob privoda gazoraspredelitel'nogo klapan a i toplivnoy forsunki dvigatelya vnutrennego sgoraniya ot obsch'ego pnevmoakkumulyatora: pat. RU 2 530 951 C1 Rossiya : MPK F01L 9/02. № 2530951 ; zayav. 28.02.2013; opubl. 20.10.2014. Byul. № 29. 5 s. URL: <https://patentimages.storage.googleapis.com/e5/ad/6a/fde6a62ae6db68/RU2530951C1.pdf>(data zvernennya 06.03.2020 r.).
16. Gi'droprivodi ob'e'mni' ta pnevmoprivodi. CH. 1 : Zagal'ni' ponyattya. Termini ta viznachennya :

- DSTU 3455.1-96; chinniy vi'd 1998-01-01. 48 s. (Derjspoivstandart Ukraї'ni).
17. Gi'droprivodi ob'e'mni' ta pnevmoprivodi. CH. 3 : Gi'droaparati ta pnevmoaparati. Termini ta viznachennya :DSTU 3455.2-96 ; chinniy vi'd 1998-01-01. 37 s. (Derjavnij standart Ukraї'ni).
18. Vy'bor shemy' e'lektrogidroavtomatiki dlya upravleniya vpuskny'm klapanom porshneвого pnevmodvigatelya /Voronkov A. I. i dr.Vestnik Har'kovskogo nacional'nogo avtomobil'no-dorojnogo universiteta : sb. nauch. tr. / Har'k. nac. avtomob.-dor. un-t ; redkol.: Bogomolov V. A. (glav. red.) i dr. Har'kov : HNADU, 2017. Vy'p. 78. С. 144-150.
19. Nikitin G. A. SCH'elevy'e i labirintny'e uplotneniya gidroagregatov. Moskva: Mashinostroenie, 1982. 135 s.
20. Avrunin G. A., Kirichenko I. G., Moroz I. I. Gi'dropnevmoavtomatiki: navch. posib. Harkiv: HNADU, 2009. 424 s.

Лурье Зиновий Яковлевич, д.т.н., профессор, +380 (50) 343-01-06, ORCID: 0000-0001-6852-989X, zi.lurye@gmail.com, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ул. Кирпичева, 2, г. Харьков, Украина, 61002.

Соловьев Владимир Михайлович, к.т.н., +380 (67) 721-76-75, ORCID: 0000-0002-6348-6525, torque-converter@ukr.net, Харьковское конструкторское бюро по машиностроению, ул. Плехановская, 126, г. Харьков, Украина, 61001.

Аврунин Григорий Аврамович, к.т.н., доцент, +380 (50) 596-62-53, ORCID: 0000-0002-0191-3149, grivrunin@ukr.net, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, 61002.

Воронков Александр Иванович, д.т.н., профессор, +380 (50) 583-00-45, ORCID: 0000-0002-8389-2459, rio@khadi.kharkov.ua, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, 61002.

Никитченко Игорь Николаевич, к.т.н., доцент, +380 (99) 311-61-10, ORCID: 0000-0002-9481-4296, igor.nikitchenko@gmail.com, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, 61002.

Тесленко Эдуард Викторович, инженер, +380 (67) 853-83-85, ORCID: 0000-0001-8833-1733, teslenkoev21@gmail.com, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, 61002.

Назаров Артем Александрович, инженер, +380 (99) 653-74-01, ORCID: 0000-0002-0038-6746, rio@khadi.kharkov.ua, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, 61002.

Серикова Ирина Алексеевна, к.т.н., доцент каф. автомобильной электроники, +380671085237, ORCID: 0000-0002-4695-65-21, irinaserikova_ae_khadi@ukr.net, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, 61002.

Цента Евгений Николаевич, к.т.н., +380 (66) 475-35-27, ORCID: 0000-0002-2607-2294, tsenta.en@gmail.com, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ул. Кирпичева, 2, г. Харьков, Украина, 61002.

Мороз Ирина Ивановна, старший преподаватель, +380 (50) 700-67-95, ORCID 0000-0001-5950-2089, irinamoroz25.01@ukr.net, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, г. Харьков, Украина, 61002.

Method of calculating the fluid power drive of pneumatic motor inlet valve

Introduction. Hybrid power plants with a pneumatic motor, which operates at low speeds, are widely used, and an internal combustion engine is used on the rest of the speed range. Due to limitations in the regulation of valve timing in standard mechanical engine valve actuators, the possibility of using a fluid power drive for the pneumatic motor inlet valve is considered. A feature of such a fluid power drive is the use of a directional control valve with electromagnetic proportional control, which, in combination with an electronic unit, provides flexible control of the phases of air distribution in a pneumatic motor. **Problem.** Based on the analysis of the literature and preliminary developments, the electro-hydraulic drive of the air distribution mechanism was selected at KhNAHU, which allows not only to improve the filling characteristics, but also to carry out 2 or 4-stroke operation of the hybrid power plant. Evaluation of the capabilities of modern hydraulic control systems for speed showed that throttling servo-valve and valve with proportional electromagnets have high-frequency and speed-adjustable ones. When choosing the latter as the intake valve actuator, a static calculation of the parameters of the pumping unit is necessary. **Method.** The basis for solving static problems in the field of a volume hydraulic drive is the Pascal law for the working fluid in a confined space, the continuity equation of the working fluid and the third law of Newtonian mechanics, as well as the dependences of power losses due to friction forces and leaks in the gaps of precision pairs. **The practical results.** The diameter and speed of the valve follower movement, the consumed flow rate of the working fluid at a given speed, the pump discharge pressure, the leakage of the working fluid in the slotted seal of the plunger and the friction force are determined. The results obtained are the basis for choosing a pump and hydraulic equipment for a particular fluid power drive and conducting further dynamic calculations in order to identify the amplitudes

and nature of the oscillatory processes during opening, steady state and closing the inlet valve of the pneumatic motor.

Key words: fluid power drive, pneumatic motor inlet valve, proportional electromagnetic control valve, pump.

Lurye Zinoviy, Doct. of Science, Professor
+380 (50) 343-01-06, zi.lurye@gmail.com,
National Technical University «Kharkov Polytechnic
Institute» Kirpicheva str., 2, Kharkiv, Ukraine,
61002.

Avrunin Grygoriy, PhD, associate professor,
+380 (50) 596-62-53, ORCID: 0000-0002-0191-3149
griavrunin@ukr.net, Kharkiv National Automobile
Highway University, Yaroslava Mudrogo str. 25.

Voronkov Oleksandr, Doct. of Science, Professor,
+380 (50) 583-00-45, ORCID: 0000-0002-8389-
2459, rio@khadi.kharkov.ua, Kharkiv National
Automobile Highway University, Yaroslava
Mudrogo str. 25.

Nikitchenko Ihor, PhD, +380 (99) 311-61-10, OR-
CID: 0000-0002-9481-4296,
igor.nikitchenko@gmail.com, Kharkiv National
Automobile Highway University, Yaroslava
Mudrogo str. 25.

Teslenko Eduard, Engineer, +380 (67) 853-83-85,
ORCID: 0000-0001-8833-1733, [teslen-
koev21@gmail.com](mailto:teslen-
koev21@gmail.com), Kharkiv National Automobile
Highway University, Yaroslava Mudrogo
str. 25.

Nazarov Artem, Postgraduate, +380 (99) 653-74-01,
ORCID: 0000-0002-0038-6746,
rio@khadi.kharkov.ua, Kharkiv National Automobile
Highway University, Yaroslava Mudrogo str. 25.

Serikova Irina, Ph.D., associate professor,
+380671085237, ORCID: 0000-0002-4695-6521,
irinaserikova_ae_khadi@ukr.net, Kharkiv National
Automobile Highway University, Yaroslava
Mudrogo str. 25.

Soloviov Volodymyr, PhD, +380 (67) 721-76-75,
ORCID: 0000-0002-6348-6525, [torque-
converter@ukr.net](mailto:torque-
converter@ukr.net), Kharkov Machine Building
Design Bureau, Plekhanovskaya st., 126, Kharkiv,
Ukraine, 61001.

Tsenta Yevhen, PhD, +380 (66) 475-35-27, ORCID:
0000-0002-2607-2294, tsenta.en@gmail.com, Na-
tional Technical University «Kharkov Polytechnic
Institute», Kirpicheva str., 2, Kharkiv, Ukraine,
61002.

Moroz Irene, senior teacher, +380 (50) 700-67-95,
ORCID 0000-0001-5950-
2089, irinamoroz25.01@ukr.net,
Kharkovskii-
nationalnyi-avtomobilno-dorozhnyi university, Yaroslava
Mudrogo str., 25, Kharkiv, Ukraine, 61002,
Kharkiv,

**Методика розрахунку об'ємного гідропривода
впускного клапана пневмомотора**

Вступ. Гібридні енергетичні установки з пнев-
матичним двигуном-пневмомотором, який функ-
ціонує на малих частотах обертання, стають

більш поширеними, а на іншому швидкісному діа-
пазоні використовується двигун внутрішнього
згорання. У зв'язку з обмеженнями в регулюванні
фаз газорозподілу в стандартних механічних
приводах клапанів ДВЗ розглянута можливість
застосування об'ємного гідропривода впускного
клапана пневмомотора. Його особливістю є ви-
користання гідророзподільника з електромагніт-
ним пропорційним керуванням, що забезпечує в
комбінації з електронним блоком гнучке регулю-
вання фаз розподілу повітря в пневмомоторі.
Проблема. Проаналізувавши літературу та по-
передні напрацювання, в ХНАДУ був вибраний
електрогідрравлічний привід повітророзподільного
механізму, що дозволяє не тільки поліпшити ха-
рактеристики наповнення, а й здійснювати 2-
або 4-тактну роботу гібридної енергетичної
установки. Оцінка можливостей сучасних гідро-
приводів систем керування за швидкодією проде-
монструвала, що високочастотними та регулю-
ваними за швидкодією є дросельовальні електро-
гідророзподільники та гідророзподільники з про-
порційними електромагнітами. Вибираючи
останній як привід впускного клапана, необхідно
здійснити статичний розрахунок параметрів
насосної установки. **Метод.** В основі вирішення
завдання статички щодо об'ємного гідропривода
покладено закон Паскаля для робочої рідини в
замкнутому просторі, рівняння нерозривності
робочої рідини і третій закон механіки Ньютона,
а також залежності втрат потужності сил
тертя і витоків в зазорах прецизійних пар.
Практичні результати. Визначено діаметр і
швидкість переміщення штоваха клапана, спо-
живана витрата робочої рідини за заданої швид-
кодії, тиск нагнітання насоса, виток робочої
рідини в циліндрих ущільненнях штоваха і сили
тертя. Отримані результати є підставою для
вибору насоса і гідроапаратури для конкретного
гідропривода та проведення подальших динаміч-
них розрахунків з метою виявлення амплітуд і
характеру протікання коливальних процесів в
умовах відкриття, сталого режиму і закриття
впускного клапана пневмомотора.

Ключові слова: об'ємний гідропривод, впускний
клапан пневмомотора, гідророзподільник з про-
порційним електромагнітним керуванням, насос.

Лур'є Зіновій Якович, д.т.н., професор,
+380 (50) 343-01-06,
ORCID: 0000-0001-6852-989X
zi.lurye@gmail.com, Національний технічний
університет «Харківський політехнічний інсти-
тут», вул. Кирпичева, 2, м. Харків, Україна,
61002.

Аврунін Григорій Аврамович, к.т.н., доцент,
+380 (50) 596-62-53, ORCID: 0000-0002-0191-
3149, griavrunin@ukr.net, Харківський національ-
ний автомобільно-дорожній університет, вул.
Ярослава Mudrogo, 25,
м. Харків, Україна, 61002.

Воронков Олександр Іванович, д.т.н, професор, +380 (50) 583-00-45, ORCID: 0000-0002-8389-2459, gio@khadi.kharkov.ua, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, Україна, 61002.

Нікітченко Ігор Миколайович, к.т.н, доцент, +380 (99) 311-61-10, ORCID: 0000-0002-9481-4296, igor.nikitchenko@gmail.com, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, Україна, 61002.

Тесленко Едуард Вікторович, інженер, +380 (67) 853-83-85, ORCID: 0000-0001-8833-1733, teslenkoev21@gmail.com, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, Україна, 61002.

Назаров Артем Олександрович, інженер, +380 (99) 653-74-01, ORCID: 0000-0002-0038-6746, gio@khadi.kharkov.ua, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, Україна, 61002.

Серікова Ірина Олексіївна, к.т.н., доц. каф. автомобільної електроніки, +380671085237, ORCID: 0000-0002-4695-6521, irinaserikova_ae_khadi@ukr.net, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, Україна, 61002.

Соловійов Володимир Михайлович, к.т.н. +380 (67) 721-76-75, ORCID: 0000-0002-6348-6525, torque-converter@ukr.net, Харківське конструкторське бюро з машинобудування, вул. Плеханівська, 126, м. Харків, Україна, 61001.

Цента Євген Миколайович, к.т.н., +380 (66) 475-35-27, ORCID: 0000-0002-2607-2294, tsenta.en@gmail.com, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», вул. Кирпичова, 2, м. Харків, Україна, 61002.

Мороз Ірина Іванівна, старший викладач, +380 (50) 700-67-95, ORCID 0000-0001-5950-2089, irinamoroz25.01@ukr.net, Харківський національний автомобільно-дорожній університет (ХНАДУ), вул. Ярослава Мудрого, м. Харків, Україна, 61002.