

УДК 621.25
DOI: 10.18799/24131830/2025/10/4912
Шифр специальности ВАК 1.6.11
Научная статья



Исследование эффективности струйного насоса с системой автоматического регулирования подачи при откачке газа из затрубного пространства добывающих скважин

К.Р. Уразаков¹, Р.И. Вахитова², Д.А. Сарачева^{2✉}, Д.Д. Горбунов¹

¹ Уфимский государственный нефтяной технический университет, Россия, г. Уфа

² Альметьевский государственный технологический университет «Высшая школа нефти»,
Россия, г. Альметьевск

✉ elite@agni-rt.ru

Аннотация. Актуальность. Снижение давления накапливающегося газа в затрубном пространстве в процессе откачки нефтегазоводяной смеси является актуальной задачей по причине снижения притока со стороны пласта. Актуальность исследования вызвана необходимостью решения проблемы удаления затрубного газа на приеме погружного электроприводного лопастного насоса. Скапливающийся газ в области между обсадной колонной и насосно-компрессорными трубами ведет к образованию снижения динамического уровня в скважине и гидратных пробок, что может явиться причиной срыва подачи и возможно полной остановки процесса добычи нефти. Одним из предлагаемых решений по автоматическому снижению давления в затрубном пространстве является применение струйного насоса. Известные конструкции струйных насосов обладают ограниченной областью применения, в связи с чем возникает необходимость в модернизации таких устройств. **Цель:** разработка эффективного струйного насоса для удаления затрубного газа, обеспечивающего перепуск затрубного газа в полость насосно-компрессорных труб. **Объект:** установки погружные электроприводные лопастного насоса для добычи нефти. **Результаты.** Предложены конструкции струйных насосов, предназначенных для автоматического перепуска затрубного газа в полость насосно-компрессорных труб за счет регулирования положения суженной части путем перемещения подвижной половины насоса с помощью поршня, оборудованного пружиной сжатия, причем подпоршневая полость сообщается с затрубным пространством. На основе математической модели работы струйного насоса, описывающей перемещение поршня с учетом давления затрубного газа, показано, что применение альтернативных конструкций такого устройства позволяет избежать значительных потерь давления в насосных трубах при эксплуатации электроцентробежных установок.

Ключевые слова: струйный насос, электроприводной лопастной насос, динамический уровень, затрубный газ, затрубное пространство

Для цитирования: Исследование эффективности струйного насоса с системой автоматического регулирования подачи при откачке газа из затрубного пространства добывающих скважин / К.Р. Уразаков, Р.И. Вахитова, Д.А. Сарачева, Д.Д. Горбунов // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2025. – Т. 336. – № 10. – С. 7–16. DOI: 10.18799/24131830/2025/10/4912

UDC 621.25
DOI: 10.18799/24131830/2025/10/4912
Scientific paper



Efficiency of a jet pump with an automatic flow regulation system when pumping gas from the annular space of production wells

K.R. Urazakov¹, R.I. Vakhitova², D.A. Saracheva^{2✉}, D.D. Gorbunov¹

¹ Ufa State Oil Technical University, Ufa, Russian Federation

² Almetьевsk State Technological University «Higher School of Oil», Almetьевsk, Russian Federation

✉ elite@agni-rt.ru

Abstract. Relevance. Reducing the pressure of accumulating gas in the annular space when pumping oil-gas-water mixture is an urgent task due to the decrease in inflow from the formation. The relevance of the research is caused by the need to solve the problem of removing annular gas at the intake of a submersible electric vane pump. Accumulating gas in the area between the casing and the tubing leads to the formation of a decrease in the dynamic level in the well, hydrate plugs, which can cause a breakdown in supply and possibly a complete stop of oil production. One of the proposed solutions for automatic pressure reduction in the annular space is the use of a jet pump. Known designs of jet pumps have a limited scope of application, which is why there is a need to modernize such devices. **Aim.** To develop an efficient jet pump for removing annular gas, ensuring the bypass of annular gas into the cavity of the pump and compressor pipes. **Methods.** Submersible electric vane pump units for oil production. **Results.** The authors have proposed the designs of jet pumps intended for automatic bypass of annular gas into the cavity of pump-compressor pipes due to regulation of the position of the narrowed part by moving the movable half of the pump using a piston equipped with a compression spring, wherein the sub-piston cavity communicates with the annular space. Based on the mathematical model of the jet pump operation, describing the piston movement taking into account the annular gas pressure, it is shown that the use of alternative designs of such a device allows avoiding significant pressure losses in pump pipes during the operation of electric centrifugal units.

Keywords: jet pump, electric vane pump, dynamic level, annular gas, annular space

For citation: Urazakov K.R., Vakhitova R.I., Saracheva D.A., Gorbunov D.D. Efficiency of a jet pump with an automatic flow regulation system when pumping gas from the annular space of production wells. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2025, vol. 336, no. 10, pp. 7–16. DOI: 10.18799/24131830/2025/10/4912

Введение

В процессе эксплуатации нефтедобывающих скважин с применением установок погружных электроприводных лопастных насосов в настоящее время для увеличения продуктивности добычи пластовой среды в общей комплектации используются эжекторные (струйные) устройства [1].

Струйные устройства нашли широкое применение в различных отраслях промышленности. Это связано с их высоким уровнем надежности, отсутствием движущихся деталей, простотой конструкции, возможностью работать в достаточно сложных условиях, например, в условиях агрессивности перекачиваемой среды и при завышенных температурах пласта, при высоком содержании в откачиваемой жидкости механических примесей. Технологии, связанные с применением струйных устройств, в настоящее время широко используются в России на месторождениях Западной Сибири, в Белоруссии, в США и других странах для добычи нефти. Использование струйного устройства в компоновке с погружным электроприводным лопастным насосом позволяет облегчить процесс поддержания давления в затрубном пространстве нефтяной скважины на уровне давления, создаваемого в коллекторе, что сможет предотвратить процесс снижения динамического уровня и способствовать экономическому эффекту вследствие снижения расхода электрического кабеля и насосно-компрессорных труб (НКТ).

Разработка технических решений и устройств для автоматического контроля давления газа в затрубном пространстве добывающих скважин является на сегодняшний день актуальной задачей, которой посвящены исследования [2–5].

В работе [6], основываясь на экспериментальных и численных методах, изучены детали и харак-

теристики внутреннего потока струйных устройств при различных отношениях площадей (например, соотношение площадей поперечного сечения горловины и сопла). Полости, образующиеся в слое сдвига, в центре рециркуляции и на входе в горловину, были засняты с помощью высокоскоростной видеозаписи. Реализуемая модель турбулентности в сочетании с моделью кавитации смеси была подтверждена экспериментальными результатами по характеристикам насоса (коэффициент давления и эффективность насоса) и статическому распределению давления на стенке. Когда струйное устройство работает в критических областях рабочих условий, степень сжатия и эффективность устройства резко падают. Одновременно коэффициент расхода и число кавитации остаются постоянными независимо от уменьшения давления на выходе, поскольку основной поток заполнен кавернами. Также в этой статье рассмотрена проблема возникновения и развития области каверн, индуцированной на входе в горловину.

К основным факторам, определяющим степень влияния газа на работу погружных насосных установок, относят уровень газосодержания на приеме насоса. По результатам исследования [7] к снижению напорной характеристики насоса и, соответственно, смещению режима работы насоса от оптимальной области влево по напорной кривой приводит наличие свободного газа.

За счет подбора диаметра сопла можно при предельном дебите и фиксированной глубине спуска эжектора сделать работу установки электроприводного лопастного насоса (УЭЛН) более устойчивой [8].

При максимальных глубинах спуска эжектора могут наблюдаться периодические прорывы объемов скопившегося газа на приеме лопастного насоса из затрубного пространства добывающей сква-

жины. При снижении подачи погружного насоса можно увеличить интервал глубины спуска, в рассмотренном примере при дебите жидкости $20,2 \text{ м}^3/\text{сут}$ и газосодержании 1 % интервал находится в диапазоне от 50 до 1300 м [9].

В работах [10, 11] приведено обоснование выбора конструктивных параметров, характеризующих взаимную ориентацию смешиваемых потоков, и соотношения геометрических размеров элементов проточной части струйного устройства. В зависимости от взаимной ориентации смешиваемых потоков возможны различные варианты конструктивного исполнения струйного устройства. Величина угла между векторами скоростей смешиваемых потоков непосредственно влияет на интенсивность вихреобразований в камере смешивания, величину потерь энергии и коэффициент полезного действия струйного насоса, однако определяющим условием для выбора варианта конструкции элементов эжекционных систем остается простота их изготовления.

Характеристика установок струйных устройств, применяемых для малодебитных нефтедобывающих скважин, дебит которых менее $10 \text{ м}^3/\text{сут.}$, приведена в [12]. Отмечается, что такие установки струйных насосов имеют сравнительно невысокий КПД, не превышающий 0,35. Показаны преимущества установок струйных насосов перед скважинными насосными установками других типов в осложненных условиях добычи нефти. Эксперименты показали, что с ростом расхода рабочей жидкости, расхода смеси и рабочего напора коэффициент эжекции и КПД уменьшаются.

В [13] обсуждаются вопросы создания много-режимных многопоточных струйных аппаратов. Определены перспективные направления развития технологий и техники с использованием струйных аппаратов. Сформулированы предложения по усовершенствованию методологии проектирования струйных аппаратов, поскольку предложены новые модификации струйных аппаратов и направления развития идей Эйлера.

В последние годы все большее распространение на промыслах находит технология отбора затрубного газа из скважин с целью улучшения условий работы погружного насоса [14].

В работах [15–17] представлены преимущества тандемной установки электроприводного лопастного насоса при совместном действии со струйным насосом, такие как простота конструкции и относительно низкая стоимость в процессе эксплуатации. Однако такие технические решения предполагают нали-

чие некоторых сложностей с подбором основных эксплуатационных параметров УЭЛН и струйного насоса.

Постановка проблемы

Для повышения эффективности и надежности работы установки погружного лопастного насоса был разработан струйный аппарат для перепуска затрубного газа [18], позволяющий предотвратить осложнения при эксплуатации скважин, оборудованных УЭЛН с высоким давлением газа в затрубном пространстве. Можно отметить, что тенденция развития таких устройств направлена на упрощение конструктивных особенностей струйного насоса, а также на повышение эффективности и автоматизации процесса перепуска затрубного газа в полость насосно-компрессорных труб.

Известна методика расчета конструкции струйного насоса для перепуска затрубного газа в полость НКТ (рис. 1) [19, 20]. Струйный насос такого типа состоит из неподвижной – 3 и подвижной – 5 симметричных половин. Принцип действия этого устройства основан на перемещении поршня – 8 с установленной пружиной сжатия – 7 при повышении давления газа в затрубной области до некоторого значения. Перемещение поршня – 8 приводит в движение с помощью постоянных магнитов подвижную симметричную половину – 5. При достижении поршнем – 8 верхнего положения и подвижной симметричной половины – 5 диаметр проходного сечения в суженной части насоса существенно уменьшается, что в свою очередь способствует увеличению скорости движущегося потока, местному понижению давления и открытию обратного клапана – 4. При открытом положении обратного клапана – 4 газ из затрубной области поступает в полость НКТ, где происходит процесс смешивания с основным потоком жидкости. Постепенный сброс затрубного газа в полость НКТ приводит к постепенному плавному понижению давления в затрубной области, что ведет к обратному перемещению поршня – 8 и подвижной симметричной половины – 5 в исходное состояние (нижнее положение), то есть происходит «отключение» работы погружного насоса. В работе [19] произведен расчет параметров струйного аппарата численными методами в зависимости от величин газового фактора, дебита добывающей скважины, свойств перекачиваемой нефтегазоводяной среды, однако данная методика не позволяет определить значение давления газа в затрубной области, при котором работа струйного насоса будет эффективной.

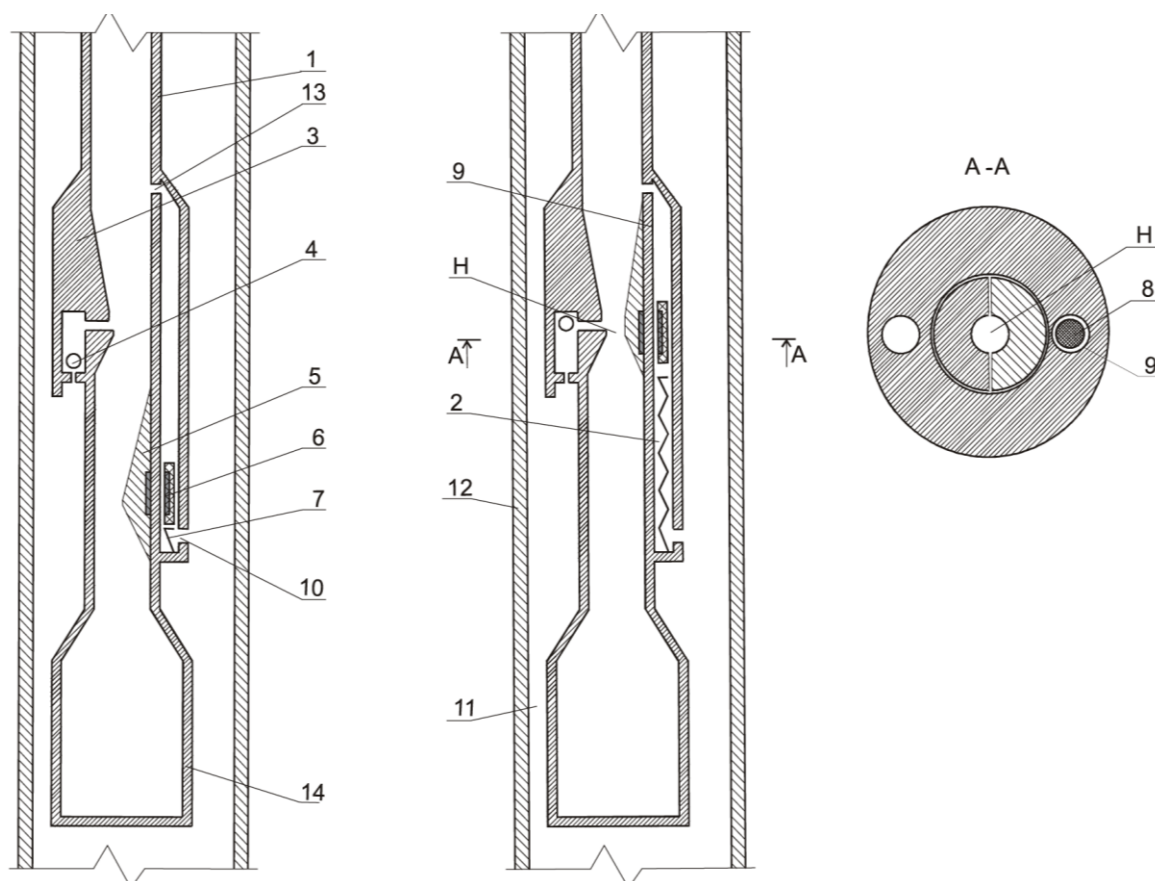


Рис. 1. Струйный аппарат для перепуска затрубного газа: 1 – НКТ; 2 – подпоршневая полость; 3 – неподвижная симметричная половина; 4 – обратный клапан; 5 – подвижная симметричная половина; 6 – постоянный магнит; 7 – пружина; 8 – поршень; 9 – цилиндр; 10, 13 – отверстие; 11 – затрубное пространство; 12 – обсадная колонна; 14 – установка электроприводного лопастного насоса; Н – область сужения

Fig. 1. Jet device for bypassing annular gas: 1 – tubing; 2 – sub-piston cavity; 3 – fixed symmetrical half; 4 – check valve; 5 – movable symmetrical half; 6 – permanent magnet; 7 – spring; 8 – piston; 9 – cylinder; 10, 13 – hole; 11 – annulus; 12 – casing; 14 – installation of electric vane pump; H – constriction area

Приведенная на рис. 1 конструкция струйного аппарата имеет существенный недостаток – расположение пружины в нижней части подпоршневой области накладывает ограничения в применении такой конструкции [18]. Возможно возникновение ситуации, при которой результирующая нагрузка силы упругого сжатия пружины и давления затрубного газа будет значительно выше нагрузки давления со стороны перекачиваемой среды внутри полости НКТ, в результате чего струйный насос будет находиться в рабочем состоянии продолжительное время, что может привести к значительным потерям давления в НКТ.

Исследования

Для устранения вышеописанного недостатка предлагается альтернативная конструкция струйного насоса, отличающаяся тем, что пружина сжатия будет располагаться в надпоршневой полости (рис. 2). Указанное расположение пружины позволит в значительной степени компенсировать

нагрузку, возникающую из-за высокого давления затрубного газа.

Для обоснования целесообразности применения альтернативной конструкции струйного насоса необходимо установить, при какой величине давления затрубного газа возможно перемещение поршня и включение в работу насоса. С этой целью разработана математическая модель, описывающая срабатывание (перемещение) поршня. Расчет включает основные уравнения, определяющие процесс прохождения газа через нижнее отверстие подпоршневой области, движение поршня с учетом противодействия со стороны нагнетаемой жидкости в НКТ. Математическая модель описывает процесс движения поршня при различных значениях давления затрубного газа.

Геометрический расход в подпоршневой полости $Q_{\text{геом}}$ будет описываться следующим образом:

$$Q_{\text{геом}} = f_{\text{п}} \frac{dx_{\text{п}}}{dt},$$

где $f_{\text{п}}$ – площадь поперечного сечения поршня, м^2 .

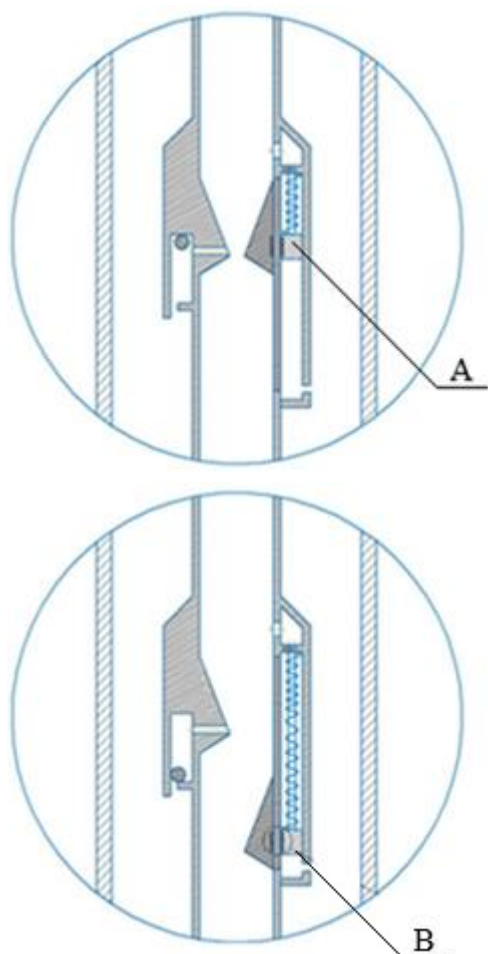


Рис. 2. Альтернативная конструкция струйного насоса для перепуска затрубного газа: А и В – соответственно расположение поршня в сжатом и разжатом состояниях пружины

Fig. 2. Alternative design of a jet device for bypassing annular gas: A and B – respectively, the location of the piston in the compressed and released states of the spring

Ввиду небольших геометрических размеров расход в нижней части подпоршневой области $Q_{\text{НП}}$ будет описываться следующим образом:

$$Q_{\text{НП}} = \alpha_{\Gamma} f_{\Pi} \sqrt{\left| \frac{2}{\rho_{\Gamma}} (p_{\text{ВХ}} - p_{\text{ВЫХ}}) \right|} \cdot \text{sign}(p_{\text{П.ВХ}} - p_{\text{П.ВЫХ}}),$$

где $p_{\text{ВХ}}$ – давление затрубного газа на входе в подпоршневую полость, Па; $p_{\text{ВЫХ}}$ – давление газа в подпоршневой полости, Па; α_{Γ} – коэффициент расхода газа; ρ_{Γ} – плотность газа, кг/м³; f_{Π} – площадь поперечного сечения поршня, м².

Изменение давления затрубного газа в нижней части подпоршневой области будет происходить следующим образом:

$$\frac{dp_{\text{затр}}}{dt} = \frac{E_{\Gamma}}{V_{\Gamma}} (Q_{\text{НП}} - Q_{\text{геом}}),$$

где $Q_{\text{НП}}$ – расход затрубного газа в подпоршневой полости, м³/с; $Q_{\text{геом}}$ – геометрический расход газа в подпоршневой полости, м³/с; $V_{\Gamma} = V_{\Gamma_0} + f_{\Pi} x_{\Pi}$ – объем газа в подпоршневой полости, м³; V_{Γ_0} – начальный объем газа, м³; E_{Γ} – модуль сжимаемости газа, МПа⁻¹.

С другой стороны, в верхней части надпоршневой полости действует давление от столба жидкости, а также устьевое давление:

$$p_{\text{НП}} = p_{\text{у}} + \rho_{\text{ж}} g H_{\text{СП}},$$

где $p_{\text{у}}$ – устьевое давление, Па; $\rho_{\text{ж}}$ – плотность жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; $H_{\text{СП}}$ – глубина спуска лопастного насоса по вертикали, м.

Уравнение движения поршня струйного насоса с учетом потерь на трение примет вид:

$$m_{\Pi} \frac{d^2 x_{\Pi}}{dt^2} = f_{\Pi} p_{\text{затр}} - f_{\Pi} p_{\text{НП}} \pm c_{\Pi} x_{\Pi} - \pi D_{\text{к.п}} b_{\text{к.п}} k,$$

где m_{Π} – масса поршня, кг; $\frac{d^2 x_{\Pi}}{dt^2}$ – ускорение поршня, м/с²; f_{Π} – площадь поперечного сечения поршня, м²; $p_{\text{затр}}$ – давление затрубного газа, Па; $p_{\text{НП}}$ – давление со стороны входа надпоршневой полости, Па; c_{Π} – жесткость пружины, Н/м; $D_{\text{к.п}}$ – диаметр уплотнения поршня, м; $b_{\text{к.п}}$ – ширина уплотнения поршня, м; k – коэффициент трения.

Для перепуска затрубного газа в полость НКТ необходимо соблюдение условия, при котором давление в суженной части насоса при его работе меньше давления со стороны затрубного газа (т. е. должно выполняться условие: $p_{\text{ВХ1}} - p_{\text{ВХ2}} < p_{\text{затр}}$).

На рис. 3 представлена расчетная схема поршневой полости струйного насоса. Знак $\pm$ перед произведением $c_{\Pi} x_{\Pi}$ характеризует действие пружины в зависимости от ее расположения на верхней или нижней сторонах поршня. В случае расположения пружины снизу поршня необходимо суммировать усилия, вызванные разжатием пружины, аналогично при расположении пружины сверху поршня необходимо вычитать силу сжатия.

Входными параметрами для моделирования работы струйного насоса являются:

- масса подвижной части насоса, включая поршень – 0,8 кг;
- начальное сжатие пружины – 1,3 м;
- глубина спуска центробежного насоса – 1000 м;
- начальное давление затрубного газа – 20 атм;
- устьевое давление – 0,6 МПа;
- перемещение поршня, приводящее струйный насос в рабочее положение – 0,65 м;
- диаметр насосных труб – 50,7 мм;
- диаметр поршня – 10–15 мм;
- жесткость пружины – 2500 Н/м;
- плотность жидкости – 870 кг/м³.

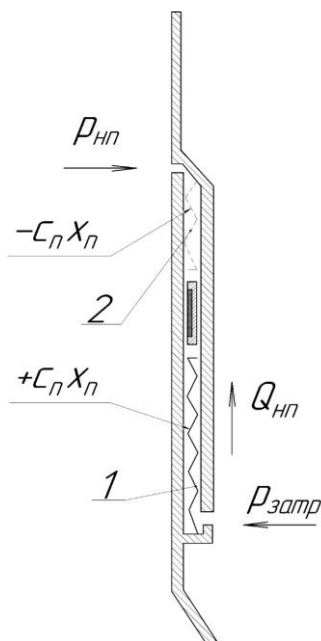


Рис. 3. Расчетная схема поршневой полости струйного насоса: 1 – расположение пружины в подпоршневой полости; 2 – расположение пружины в надпоршневой полости

Fig. 3. Calculation scheme of the piston cavity of the jet pump: 1 – spring location in the sub-piston cavity; 2 – spring location in the above-piston cavity

В качестве первой расчетной модели рассмотрена конструкция с нижним расположением пружины в подпоршневой области. На рис. 4 представлена зависимость перемещения поршня от времени при моделировании процесса плавного снижения давления затрубного газа со значения 20 атм до значений в диапазоне 2,5÷7 атм (полученные функции построены в одной системе координат, которые представляют собой перемещение поршня при снижении давления затрубного газа с начального значения до значений 7; 5; 4,5; 3; 2,5 атм). При этом исходя из конструктивных соображений максимальное перемещение поршня составляет 0,65 м.

Исходя из полученных зависимостей перемещения поршня от времени видно, что поршень совершает перемещение практически при любом значении давления газа в затрубной области. Это означает, что струйный насос предлагаемой конструкции практически всегда будет находиться в рабочем положении, а это приведет к перепадам давления в суженной части устройства. Обратная картина наблюдается при расположении пружины сжатия в верхней части надпоршневой полости в процессе моделирования аналогичного процесса плавного снижения давления затрубного газа (рис. 5).

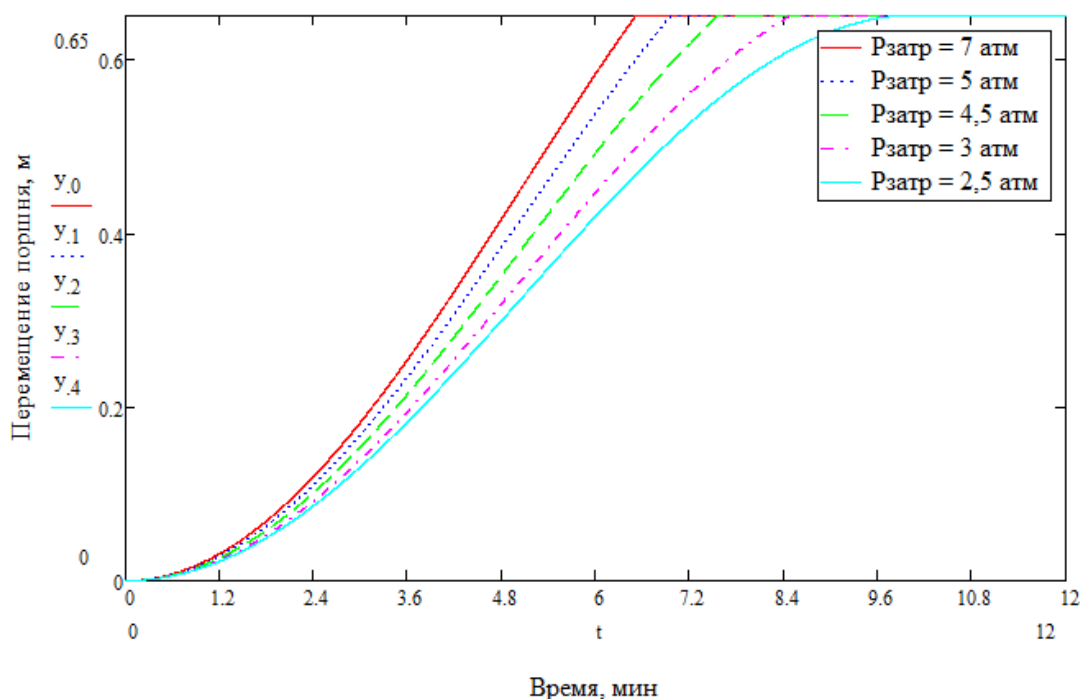


Рис. 4. Зависимость перемещения поршня струйного насоса (с пружиной в подпоршневой полости) от времени при различных значениях давления затрубного газа

Fig. 4. Dependence of displacement of the piston of a jet pump (with a spring in the sub-piston cavity) on time at different values of the annular gas pressure

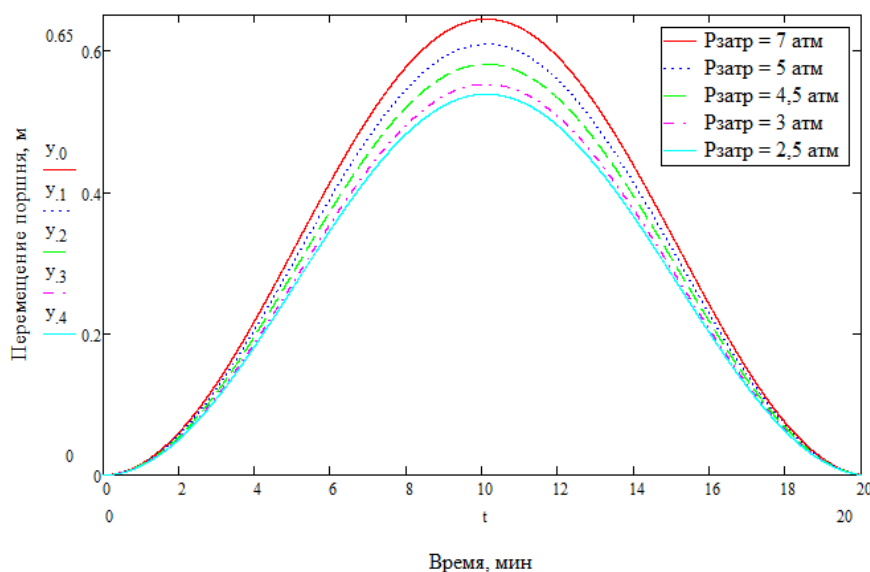


Рис. 5. Зависимость перемещения поршня струйного насоса (с пружиной в надпоршневой полости) от времени при различных значениях динамического уровня

Fig. 5. Dependence of displacement of the piston of a jet pump (with a spring in the above-piston cavity) on time at different values of the dynamic level

На основе полученных зависимостей перемещения поршня струйного насоса от времени (с верхним расположением пружины) при различных конечных значениях давления затрубного газа получено, что при значениях в диапазоне 2,5÷7 атм струйный насос включается в работу, поршень переходит в рабочее (верхнее) положение, затем после снижения давления затрубного газа возвращается в исходное (нижнее) положение и происходит отключение работы струйного насоса. Преимущество такого типа конструкции заключается в способности устройства нормально работать при ши-

роком диапазоне изменений давления затрубного газа без значительных потерь давления в полости НКТ, в частности, такой насос может быть использован при значениях давления затрубного газа в диапазоне 2,5÷7 атм.

Дополнительно на рис. 6 представлены зависимости изменения давления затрубного газа по времени при использовании различных конструкций струйного насоса. При моделировании задано начальное давление затрубного газа, равное порядка 0,3 МПа, максимальное значение давления затрубного газа – около 2 МПа.

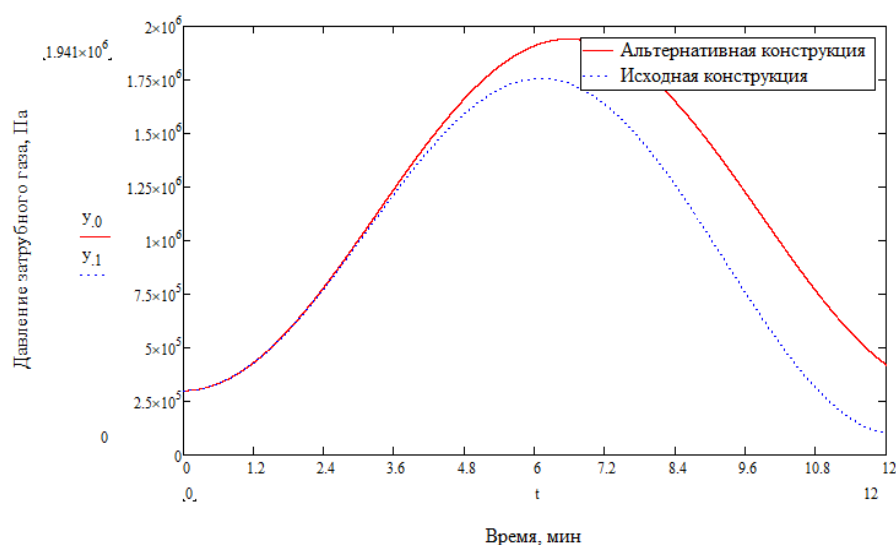


Рис. 6. Зависимость давления затрубного газа от времени при использовании различных типов конструкций струйного насоса

Fig. 6. Time dependence of the annular gas pressure when using different types of jet pump designs

Полученные зависимости подтверждают эффективность применения альтернативной конструкции: давление затрубного газа повысилось до максимального значения, что привело в движение поршень и включило в работу струйный аппарат, затем поршень вернулся в исходное положение, давление стабилизировалось до исходного значения. Обратная картина наблюдается при моделировании струйного аппарата с нижним расположением пружины: давление затрубного газа повысилось до некоторого значения, поршень совершил поступательное движение вверх, включил в работу струйный насос, однако не произвел обратное движение в исходное положение, что привело к снижению давления затрубного газа ниже начального значения, то есть отсутствует вывод из работы струйного насоса. Это подтверждает, что такой струйный насос находится в рабочем положении продолжительное время, что приводит к значительным гидравлическим сопротивлениям основному потоку жидкости в суженной части насоса.

Возможно возникновение ситуации, при которой усилие, оказываемое на поршень струйного насоса со стороны давления затрубного газа, будет недостаточным для его перемещения, то есть имеется ограничение по жесткости пружины и давлению газа, при котором поршень насоса переходит в рабочее положение. Предлагаемый струйный насос на рис. 7, может быть использован при различных значениях давления затрубного газа за счет расположения двух пружин сжатия в подпоршневой и надпоршневой полостях, а также за счет наличия четырех постоянных магнитов (два магнита в подвижной части насоса и два магнита в поршнях для совместного зацепления при различных значениях давления затрубного газа).

Нижнее и верхнее расположение пружин сжатия позволит работать устройству в широких диапазонах давления затрубного газа за счет более эффективного распределения нагрузки, что также позволит избежать высоких потерь по давлению в суженной части.

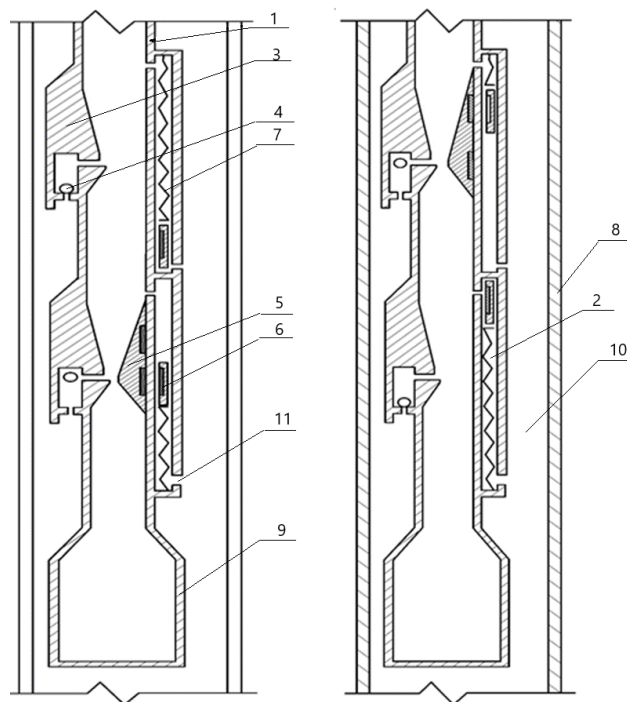


Рис. 7. Струйный насос комбинированного типа (в нижнем и верхнем рабочем положении): 1 – НКТ; 2 – подпоршневая полость; 3 – неподвижная симметричная половина; 4 – обратный клапан; 5 – подвижная симметричная половина; 6 – постоянный магнит; 7 – пружина; 8 – обсадная колонна; 9 – установка электроприводного лопастного насоса; 10 – затрубное пространство; 11 – отверстие

Fig. 7. Combined type jet pump (in lower and upper working position): 1 – tubing; 2 – sub-piston cavity; 3 – fixed symmetrical half; 4 – check valve; 5 – movable symmetrical half; 6 – permanent magnet; 7 – spring; 8 – annulus; 9 – installation of electric vane pump; 10 – casing; 11 – hole

Вывод

Предложены альтернативные конструкции струйного насоса с верхним расположением пружины и комбинированного типа. Такие конструкции струйного насоса являются эффективными устройствами, обеспечивающими перепуск затрубного газа в полость насосно-компрессорных труб.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лось Д.В. Анализ эксплуатации скважин тандемными глубиннонасосными установками в условиях высокой обводненности и газового фактора // Проблемы разработки месторождений углеводородных и рудных полезных ископаемых. – 2017. – № 1. – С. 172–175.
2. Winoto S.H., Li H, Shah D.A. Efficiency of jet pumps // Journal of Hydraulic Engineering. – 2000. – Vol. 126 (2). – P. 150–156. DOI: 10.1061/(ASCE)0733-9429(2000)126:2(150)
3. Cunningham R.G., Hansen T.Y., Na A.G. Jet pump cavitation // Journal of Basic Engineering. – 1970. – Vol. 92. – Iss. 3. – P. 483–492. DOI: 10.1115/1.3425040
4. Long X., Han N., Chen Q. Influence of nozzle exit tip thickness on the performance and flow field of jet pump // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2008. – № 22. – P. 1959–1965. DOI: 10.1007 / s12206-008-0739-4
5. Sun Y., Chen G., Yin S. The effect of inlet convergence angle on flow field and performance inside the jet pump // Power and Energy Engineering Conference (APPEEC). – March 25–26. – 2011. – P. 1–3. DOI: 10.1109/APPEEC.2011.5748762
6. Xiao L., Long X. Cavitating flow in annular jet pumps // International Journal of Multiphase Flow. – 2015. – Vol. 71. – P. 116–132. DOI: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2015.01.001
7. Hasan A.R., Kabir C.S. Two-phase flow in vertical and inclined annuli // Int. J. Multiphase Flow. – 1992. – Vol. 18. – P. 279–293.

8. Computational fluid dynamic analysis and design optimization of jet pumps / J. Fan, J. Eves, H.M. Thompson, V.V. Toropov, N. Kapur, D. Copley, A. Mincher // *Computers & Fluids*. – 2011. – Vol. 46. – № 1. – P. 212–217. DOI: 10.1016/j.compfluid.2010.10.024
9. Carvalho P.M., Podio A.L., Sepehrnoorik H.B. Modeling a jet pump with an electrical submersible jet pump for gassy oil well // *J. of Petroleum Technology*. – September 1998. – P. 34–36. DOI: 10.2118/48934MS
10. Паневник Д.А. Повышение энергетической эффективности использования нефтяных струйных насосов // *Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ*. – 2022. – Т. 13. – № 2. – С. 181–192.
11. Ивановский В.Н., Карелина С.А. Еще раз к вопросу об энергоэффективности электроприводных лопастных насосов // *Территория Нефтегаз*. – 2022. – № 1–2. – С. 34–38.
12. Шишкин Н.Д., Марышева М.А. Совершенствование конструкций установок струйных насосов для добычи нефти // *Нефтегазовые технологии и экологическая безопасность*. – 2024. – № 3. – С. 49–60.
13. Сазонов Ю.А. Варианты развития струйных аппаратов в рамках создания энергосберегающих технологий // *Территория Нефтегаз*. – 2022. – № 11–12. – С. 50–59.
14. Кох А.В., Хафизов А.Р. Опыт применения технических средств отбора затрубного газа для увеличения дебита нефтяных скважин // *Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов*. – 2024. – № 3 (149). – С. 110–119.
15. Методика расчета параметров струйного насоса при совместной эксплуатации с ЭЦН / А.С. Топольников, К.Р. Уразаков, Р.И. Вахитова, Д.А. Сарачева // *ЭНЖ «Нефтегазовое дело»*. – 2011. – № 3. – С. 134–146.
16. Технология увеличения производительности нефтяных скважин / М.Д. Валеев, А.В. Севастьянов, Ю.В. Нигай, Р.С. Третьяков // *Экспозиция Нефть Газ*. – 2014. – № 6 (38). – С. 53–56.
17. Применение насосно-эжекторных систем «Тандем» на нефтяных месторождениях Российской Федерации / А.Н. Дроздов, В.С. Вербицкий, А.В. Деньгаев, Д.Н. Ламбин, А.М. Кочергин, В.В. Курятников // *Нефтепромысловое дело*. – 2004. – № 3. – С. 31–46.
18. Струйный аппарат для перепуска затрубного газа: пат. Рос. Федерация № 2517287; опубл. 27.05.2014, Бюл. № 15.
19. Сарачева Д.А., Вахитова Р.И. О повышении эффективности эксплуатации нефтяных скважин с высоким газовым фактором // *Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов*. – 2015. – № 2 (100). – С. 91–98.
20. Исследование характеристик струйного насоса численным моделированием / К.Р. Уразаков, И.А. Мухин, Р.И. Вахитова, Д.А. Сарачева, И.В. Волков // *Нефтегазовое дело*. – 2015. – Т. 13. – № 14. – С. 149–154.

Информация об авторах

Камил Рахматуллович Уразаков, доктор технических наук, профессор кафедры машин и оборудования нефтегазовых промыслов, Уфимский государственный нефтяной технический университет, Россия, 450062, г. Уфа, ул. Космонавтов, 1. UrazakK@mail.ru. <https://orcid.org/0000-0003-2202-396X>

Роза Ильгизовна Вахитова, кандидат технических наук, доцент кафедры электроэнергетики, Альметьевский государственный технологический университет «Высшая школа нефти», Россия, 423450, г. Альметьевск, ул. Ленина, 2. roza-w@mail.ru. <https://orcid.org/0000-0002-6563-1095>

Диана Азатовна Сарачева, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры электроэнергетики, Альметьевский государственный технологический университет «Высшая школа нефти», Россия, 423450, г. Альметьевск, ул. Ленина, 2. elite@agni-rt.ru. <https://orcid.org/0000-0002-7639-8954>

Данила Денисович Горбунов, аспирант, кафедры машин и оборудования нефтегазовых промыслов, Уфимский государственный нефтяной технический университет, Россия, 450062, г. Уфа, ул. Космонавтов, 1. danil-ka.9898@yandex.ru. <https://orcid.org/0009-0005-2326-6498>

Поступила в редакцию: 28.11.2024

Поступила после рецензирования: 08.12.2024

Принята к публикации: 04.08.2025

REFERENCES

1. Los D.V. Analysis of well operation by tandem deep well pumping units under conditions of high water content and gas factor. *Problems of development of hydrocarbon and ore mineral deposits*, 2017, no. 1, pp. 172–175. (In Russ.)
2. Winoto S.H., Li H., Shah D.A. Efficiency of jet pumps. *Journal of Hydraulic Engineering*, 2000, vol. 126, no. 2, pp. 150–156. DOI: 10.1061/(ASCE)0733-9429(2000)126:2(150)
3. Cunningham R.G., Hansen T.Y., Na A.G. Jet pump cavitation. *Journal of Basic Engineering*, 1970, vol. 92, no. 3, pp. 483–492. DOI: 10.1115/1.3425040
4. Long X., Han N., Chen Q. Influence of nozzle exit tip thickness on the performance and flow field of jet pump. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2008, no 22. pp. 1959–1965. DOI: 10.1007 / s12206-008-0739-4
5. Sun Y., Chen G., Yin S. The effect of inlet convergence angle on flow field and performance inside the jet pump. *Power and Energy Engineering Conference*, March 25–26, 2011. pp. 1–3. DOI: 10.1109/APPEEC.2011.5748762
6. Xiao L., Long X. Cavitating flow in annular jet pumps. *International Journal of Multiphase Flow*, 2015, vol. 71, pp. 116–132. DOI: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2015.01.001
7. Hasan A.R., Kabir C.S. Two-phase flow in vertical and inclined annuli. *Int. J. Multiphase Flow*, 1992, vol. 18, pp. 279–293.
8. Fan J., Eves J., Thompson H.M., Toropov V.V., Kapur N., Copley D., Mincher A. Computational fluid dynamic analysis and design optimization of jet pumps. *Computers & Fluids*, 2011, vol. 46, no. 1, pp. 212–217. DOI: 10.1016/j.compfluid.2010.10.024
9. Carvalho P.M., Podio A.L., Sepehrnoorik H.B. Modeling a jet pump with an electrical submersible jet pump for gassy oil well. *J. of Petroleum Technology*, 1998, pp. 34–36. DOI: 10.2118/48934MS

10. Panevnik D.A. Improving the energy efficiency of using oil jet pumps. *Power Engineering. News of higher educational institutions and energy associations of the CIS–2022*, 2022, vol.13, no. 2, pp. 181–192. (In Russ.)
11. Ivanovsky V.N., Karelina S.A. Once again to the question of the energy efficiency of electric vane pumps. *Neftegaz Territory*, 2022, no. 1–2, pp. 34–38. (In Russ.)
12. Shishkin N.D., Marysheva M.A. Improving the design of jet pump units for oil production. *Oil and Gas Technologies and Environmental Safety*, 2024, no. 3, pp. 49–60. (In Russ.)
13. Sazonov Yu.A. Options for the development of jet devices in the framework of creating energy-saving technologies. *Oil and Gas Territory*, 2022, no. 11–12, pp. 50–59. (In Russ.)
14. Kokh A.V., Khafizov A.R. Experience in the application of technical means for the selection of annular gas to increase the flow rate of oil wells. *Problems of Collection, Preparation and Transportation of Oil and Oil Products*, 2024, no. 3 (149), pp. 110–119. (In Russ.)
15. Topolnikov A.S., Urazakov K.R., Vakhitova R.I., Saracheva D.A. Method of calculating the parameters of the jet pump when used together with the ESP. *Oil and Gas Business*, 2011, no. 3, pp. 134–146. (In Russ.)
16. Valeev M.D., Sevastyanov A.V., Nigai Yu.V., Tretyakov R.S. Technology for increasing the productivity of oil wells. *Exposition Oil Gas*, 2014, no. 6 (38), pp. 53–56. (In Russ.)
17. Drozdov A.N., Verbitsky V.S., Dengayev A.V., Lambin D.N., Kochergin A.M., Kuryatnikov V.V. Application of Tandem pump-ejector systems in oil fields of the Russian Federation. *Oil Field Business*, 2004, no. 3, pp. 31–46. (In Russ.)
18. Urazakov K.R., Vakhitova R.I., Saracheva D.A., Abramova E.V. *Jet apparatus for bypassing annular gas*. Patent RF, no. 2517287, 2014. (In Russ.)
19. Saracheva D.A., Vakhitova R.I. On improving the efficiency of operation of oil wells with a high gas factor. *Problems of collection, preparation and transportation of oil and oil products*, 2015, no. 2 (100), pp. 91–98. (In Russ.)
20. Urazakov K.R., Mukhin I.A., Vakhitova R.I., Saracheva D.A., Volkov I.V. Study of jet pump characteristics by numerical modeling. *Oil and Gas Business*, 2015, vol. 13, no. 14, pp. 149–154. (In Russ.)

Information about the authors

Kamil R. Urazakov, Dr. Sc., Professor, Ufa State Oil Technical University, 1, Kosmonavtov street, Ufa, 450062, Russian Federation. UrazakK@mail.ru. <https://orcid.org/0000-0003-2202-396X>

Roza I. Vakhitova, Cand. Sc., Assistant Professor, Almet'yevsk State Technological University «Higher School of Oil», 2, Lenin street, Almet'yevsk, 423450, Russian Federation. roza-w@mail.ru. <https://orcid.org/0000-0002-6563-1095>

Diana A. Saracheva, Cand. Sc., Senior Lecturer, Almet'yevsk State Technological University «Higher School of Oil», 2, Lenin street, Almet'yevsk, 423450, Russian Federation. elite@agni-rt.ru. <https://orcid.org/0000-0002-7639-8954>

Danila D. Gorbunov, Postgraduate Student, Ufa State Oil Technical University, 1, Kosmonavtov street, Ufa, 450062, Russian Federation. danilka.9898@yandex.ru. <https://orcid.org/0009-0005-2326-6498>

Received: 28.11.2024

Revised: 08.12.2024

Accepted: 04.08.2025