

УДК 622.276.53.054.4

## ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ УСТЬЕВОГО КОМПРЕССОРА ДЛЯ ОТКАЧКИ ГАЗА ИЗ ЗАТРУБНОГО ПРОСТРАНСТВА НЕФТЯНОЙ СКВАЖИНЫ

Уразаков Камил Рахматуллович<sup>1</sup>,  
urazakk@mail.ru

Латыпов Булат Маратович<sup>1</sup>,  
bulatti@hotmail.com

Белозеров Виктор Владимирович<sup>1</sup>,  
belozerovv51@list.com

<sup>1</sup> Уфимский государственный нефтяной технический университет,  
Россия, 450062, г. Уфа, ул. Космонавтов, 1.

**Актуальность** исследования обусловлена необходимостью снижения давления затрубного газа в нефтяных скважинах, оборудованных штанговыми скважинными насосными установками при высоких давлениях в коллекторе и перспективном использовании устьевых компрессоров для решения данной проблемы. Описаны условия эксплуатации компрессоров и режимы их работы.

**Цель** работы заключается в оценке влияния температуры окружающей среды на производительность компрессора, и в определении целесообразности установки системы охлаждения или теплоизоляции.

**Методы:** физико-математическая модель работы одноступенчатого устьевого компрессора с приводом от станка-качалки; основные уравнения для описания термодинамических процессов в компрессоре описываются с помощью первого начала термодинамики и закона сохранения массы газа в цилиндре компрессора. В разработанной модели учитывается механическая работа, кинетическая и тепловая энергия. При этом принято допущение, что откачиваемый газ идеальный. Математическая модель работы компрессора реализована на языке программирования Python.

**Результаты.** Анализ влияния тепловых процессов на работу устьевого компрессора показал значимый эффект температуры окружающей среды на производительность компрессора. По результатам расчетов было установлено, что при низких температурах производительность компрессора выше, чем при высоких. Установка радиатора негативно сказалась на производительности компрессора, особенно при низких давлениях на приеме. Установка теплоизоляции напротив позволила несколько увеличить производительность компрессора, но не значительно. Основным фактором, влияющим на производительность компрессора, является давление на приеме (величина перепада давления), поэтому в начальный период работы компрессора, когда давление на приеме приближается к линейному давлению в трубопроводе, производительность компрессора высока.

### Ключевые слова:

Штанговый насос, устьевой компрессор, температурный режим, производительность компрессора, станок-качалка.

### Введение

Механизованная добыча нефти сопровождается частичной сепарацией попутного нефтяного газа на приеме скважинных насосов и его накоплением в затрубном пространстве.

Рост давления в затрубном пространстве скважины приводит к росту противодавления на нефтяной пласт и к уменьшению притока жидкости к забою, что сопровождается «отжатием» динамического уровня жидкости к приему насоса. Низкий уровень погружения насоса в жидкости может привести к попаданию газа в насос, снижению и срыву его подачи. Наиболее часто такие явления возникают при высоких давлениях в выкидных линиях скважин, что приводит к высокому давлению газа в затрубном пространстве скважины.

Снижение затрубного давления газа позволяет увеличить добычу нефти, поэтому разработка технологии принудительной откачки газа из затрубного пространства добывающих скважин является актуальной задачей. Решению этой задачи посвящен ряд работ [1–6].

Наиболее простым техническим решением, реализующим откачку газа из затрубного пространства скважины, является использование поршневых ком-

прессоров с приводом от станка-качалки. Использование компрессоров с приводом от балансира станка-качалки известно уже достаточно давно [2, 7]. Принцип работы подвешенного компрессора заключается в передаче возвратно-поступательного движения балансира поршню в цилиндре компрессора, осуществляющего откачку газа из затрубного пространства скважины через всасывающий клапан и закачку в выкидную линию через нагнетательный клапан. При этом одна часть компрессора (цилиндр или поршень) шарнирно соединена с какой-либо точкой стойки балансира, а другая – с какой-либо точкой самого балансира (рис. 1).

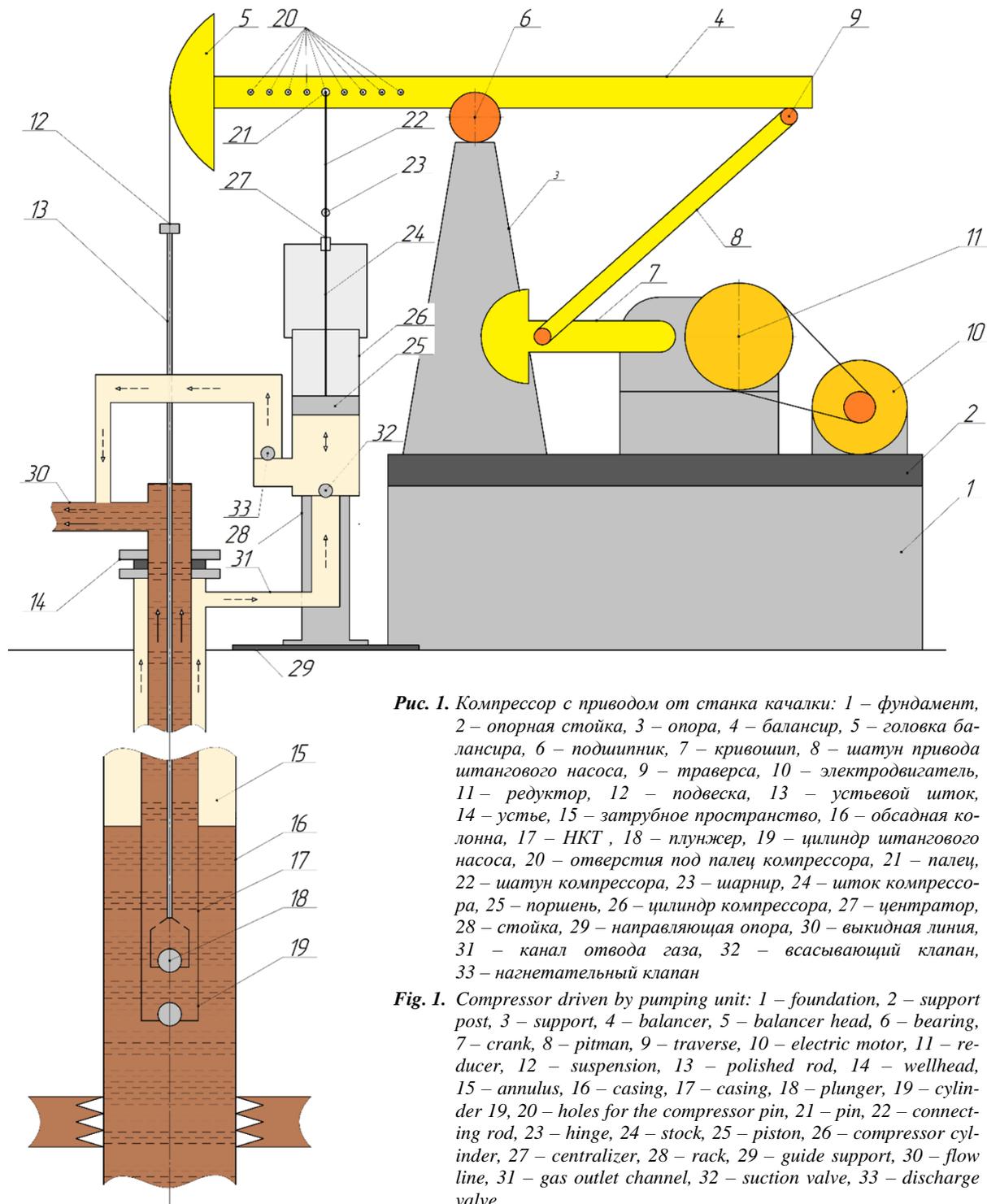
Технология применения подвешенных компрессоров отечественного и импортного (США) производства реализована в ОАО «Оренбургнефть» и ПАО «Газнефть». Дополнительная добыча нефти составила 0,4...2,7 т/сут на одну скважину, при этом выявлено, что количество дополнительно добытой нефти во многом зависит от давления в выкидном коллекторе. [5].

Одним из факторов, влияющих на эффективность работы поршневых компрессоров, является температурный режим эксплуатации. Известно, что в процессе работы компрессора газ сжимается, выделяя неко-

торое количество теплоты, поэтому зачастую в компрессорах устанавливается система охлаждения. Это необходимо с одной стороны для исключения перегрева деталей компрессора, а с другой – для повышения эффективности компрессора, поскольку для сжатия нагретого газа энергии необходимо больше. На территории Волго-Уральского региона температура окружающей среды в течение года может меняться от

–45 до +40 °С, что может отразиться на эффективности работы компрессора.

Моделированием работы компрессоров занималось множество авторов [8–21]. В работе [9] показано, что с ростом перепада давления коэффициент полезного действия компрессора снижается в связи с ростом энергии, потраченной на сжатие газа, утечками и перетечками газа в процессе сжатия и расширения.



**Рис. 1.** Компрессор с приводом от станка качалки: 1 – фундамент, 2 – опорная стойка, 3 – опора, 4 – балансир, 5 – головка балансира, 6 – подшипник, 7 – кривошип, 8 – шатун привода штангового насоса, 9 – траверса, 10 – электродвигатель, 11 – редуктор, 12 – подвеска, 13 – устьевой шток, 14 – устье, 15 – затрубное пространство, 16 – обсадная колонна, 17 – НКТ, 18 – плунжер, 19 – цилиндр штангового насоса, 20 – отверстия под палец компрессора, 21 – палец, 22 – шатун компрессора, 23 – шарнир, 24 – шток компрессора, 25 – поршень, 26 – цилиндр компрессора, 27 – центратор, 28 – стойка, 29 – направляющая опора, 30 – выкидная линия, 31 – канал отвода газа, 32 – всасывающий клапан, 33 – нагнетательный клапан

**Fig. 1.** Compressor driven by pumping unit: 1 – foundation, 2 – support post, 3 – support, 4 – balancer, 5 – balancer head, 6 – bearing, 7 – crank, 8 – pitman, 9 – traverse, 10 – electric motor, 11 – reducer, 12 – suspension, 13 – polished rod, 14 – wellhead, 15 – annulus, 16 – casing, 17 – casing, 18 – plunger, 19 – cylinder, 20 – holes for the compressor pin, 21 – pin, 22 – connecting rod, 23 – hinge, 24 – stock, 25 – piston, 26 – compressor cylinder, 27 – centralizer, 28 – rack, 29 – guide support, 30 – flow line, 31 – gas outlet channel, 32 – suction valve, 33 – discharge valve

В работе [10] экспериментально установлено, что существует возможность сжатия газов до высоких давлений нагнетания в одной длинноходовой ступени до порядка 100 раз при интенсивном охлаждении. В работе [12] показано, что температура внутри компрессора значительно зависит от реализованной системы охлаждения. При жидкостном охлаждении температура внутри компрессора ниже, чем при воздушном.

В работах [11, 12] показано, что упрощенная стационарная модель работы компрессора позволяет с достаточной точностью прогнозировать энергетические характеристики одноступенчатых компрессорных установок. Сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными показало точность прогнозирования расхода компрессора на уровне 5 %. В работе [15] показано, что моделирование компрессора с применением пакетов вычислительной гидродинамики (CFD) точнее, чем использование простых математических моделей работы компрессора, однако скорость расчета при этом увеличивается на два порядка, при не существенном увеличении точности модели. В работе [16] была разработана численная модель с учетом течения в трубах и работы пружинных клапанов. Сравнение с экспериментальными данными показало удовлетворительные результаты.

Работа компрессора с приводом от станка-качалки характеризуется длительным циклом сжатия и расширения. Повышение температуры в поршневых компрессорах в основном ограничивается температурой вспышки масла, используемого для смазки цилиндрической части рабочих камер из-за прямого контакта сжимаемого газа и масла. Поэтому в высокоскоростных компрессорах, процесс сжатия которых близок к адиабатическому, и степень повышения давления редко превышает трех–пяти. В работе [14] протестирована эксплуатация «медленных» компрессоров при перекачке различных газов, в том числе при перекачке пропан-бутановых смесей, при этом степень повышения давления составляла до 30 раз.

В работах [19–21] показана возможность нейросетевого моделирования компрессора, причем погрешность такой модели относительно экспериментальных данных в сравнении с физико-математической моделью получилась ниже. Однако для построения нейросетевых моделей необходим большой набор экспериментальных данных.

#### Постановка проблемы

Целью данной работы является оценка влияния температуры окружающей среды на производительность компрессора, а также целесообразности установки системы охлаждения.

#### Методология

Для достижения поставленной цели была разработана математическая модель работы одноступенчатого устьевого компрессора с приводом от станка-качалки, конструкция которого предложена авторами в работе [22]. Особенностью данного компрессора является возможность регулирования длины хода

поршня. Основные уравнения для описания термодинамических процессов в компрессоре определяются с помощью первого начала термодинамики и закона сохранения массы газа в цилиндре компрессора. В математической модели учитывается механическая работа, кинетическая и тепловая энергия. При этом принято допущение, что откачиваемый газ идеальный (свойства газа идентичны свойствам метана).

Динамика работы клапанов не учитывается, поскольку работа компрессора ограничена 5 циклами сжатия в минуту.

Математическая модель работы компрессора описывается следующими уравнениями: уравнение первого начала термодинамики (1), уравнение сохранения массы (2), уравнение состояния (3) и уравнение расхода газа (4).

Первое начало термодинамики запишется в виде:

$$dU = (K \cdot \Delta T - \frac{dV}{dt} P) dt + dm_{in} \cdot h - dm_{out} \cdot h, \quad (1)$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи Вт/К;  $\Delta T$  – разность между температурой газа и стенками компрессора, К;  $\frac{dV}{dt}$  – изменение объема во времени м<sup>3</sup>/с;  $P$  – давление внутри компрессора, Па;  $dm_{in}$  – массовый расход поступающего газа, кг;  $dm_{out}$  – массовый расход газа, нагнетаемого в напорную линию, кг;  $h$  – удельная энтальпия газа, Дж/кг.

Уравнение сохранения массы запишется в виде:

$$dm = dm_{in} + dm_{out}, \quad (2)$$

где  $dm$  – масса газа внутри компрессора, кг.

Уравнение состояния:

$$pV = mRT. \quad (3)$$

Закон движения поршня соответствует закону движения точки подвеса насосных штанг на головке балансира станка-качалки, с отличием только в длине хода.

Поскольку скорости движения плунжера маленькие (число циклов сжатия–расширения  $\approx 4$  в минуту, изменение скорости происходит плавно по синусоиде), расход газа будет определяться в большей степени скоростью плунжера, а не особенностями течения через клапан. Поэтому в модели уравнение расхода газа определялось для несжимаемой жидкости с учетом коэффициента расширения.

$$dm = \alpha \cdot \varepsilon \cdot f \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta P} \cdot dt. \quad (4)$$

Коэффициент теплопередачи для цилиндрической стенки определялся с учетом площади поверхности внутренней стенки, наружной стенки и стенки изоляции (при наличии). Коэффициент теплопередачи для компрессора с установленным на корпусе радиатором определялся с учетом увеличенной площади поверхности охлаждения.

Коэффициент теплоотдачи от газа к стенкам определялся с помощью зависимостей, представленных в безразмерном виде (с учетом чисел Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля) [8].

Схема модели компрессора представлена на рис. 2.

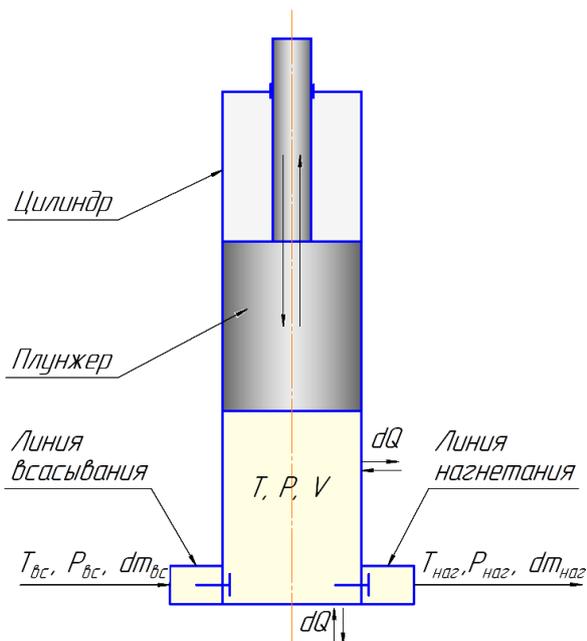


Рис. 2. Схема модели одноступенчатого компрессора с приводом от станка-качалки

Fig. 2. Scheme of a model of a single-stage compressor driven by a pumping unit

Для построения зависимости массового расхода газа от температуры окружающей среды была поставлена серия численных экспериментов. Численная модель реализована следующим образом: в начальный момент времени зафиксированы значения температуры и давления внутри компрессора, а также положение плунжера. Задавая изменение положения плунжера, согласно закону движения привода штанговой скважинной насосной установки рассчитывается изменение объема и соответственно давления в рабочей камере компрессора. Если давление в камере меньше, чем давление на линии всасывания, то происходит процесс заполнения компрессора газом, при этом рассчитывается его массовый расход, если давление в камере больше, чем давление на линии нагнетания, то рассчитывается массовый расход газа в линию нагнетания. После определения параметров теплоотдачи от стенок компрессора рассчитывается изменение внутренней энергии, температуры и давления внутри компрессора, затем цикл повторяется. Температура варьировалась от  $-45$  до  $+45$  °С. Давление на приеме варьировалось от 2 до 8 атм. Аналогичная серия была произведена с компрессором, оснащенным радиатором охлаждения. Отличием модели с радиатором заключается в наличии радиаторных пластин, увеличивающих поверхность теплоотдачи.

Основные параметры для моделирования были следующие: коэффициент теплопередачи стали – 30; коэффициент теплопередачи теплоизоляции – 0,5; коэффициент соотношения площади оребрения к площади цилиндра компрессора – в диапазоне от 5 до 15; толщина изоляции – от 0,01 до 0,1 м; показатель адиабаты – 1,3; температура на входе в компрессор –

20 °С; температура окружающей среды – в диапазоне от  $-45$  до  $+45$  °С; давление на входе в компрессор – от 200000 до 1900000 Па; площадь проходного сечения клапанов –  $0,0008$  м<sup>2</sup>; коэффициент расхода клапана – 0,8; плотность газа на входе –  $2,2$  кг/м<sup>3</sup>; давление на выкиде – 2000000 Па; диаметр поршня –  $0,095$  м; толщина корпуса –  $0,0055$  м; длина хода – 1 м; объем мертвого пространства –  $0,003$  м<sup>3</sup>; молярная масса метана –  $0,016$  кг/моль.

Во всех полученных результатах массовый расход газа определялся как поступающий на вход компрессора, в то же время нами оценивался и массовый расход газа на выкиде компрессора.

### Обсуждение

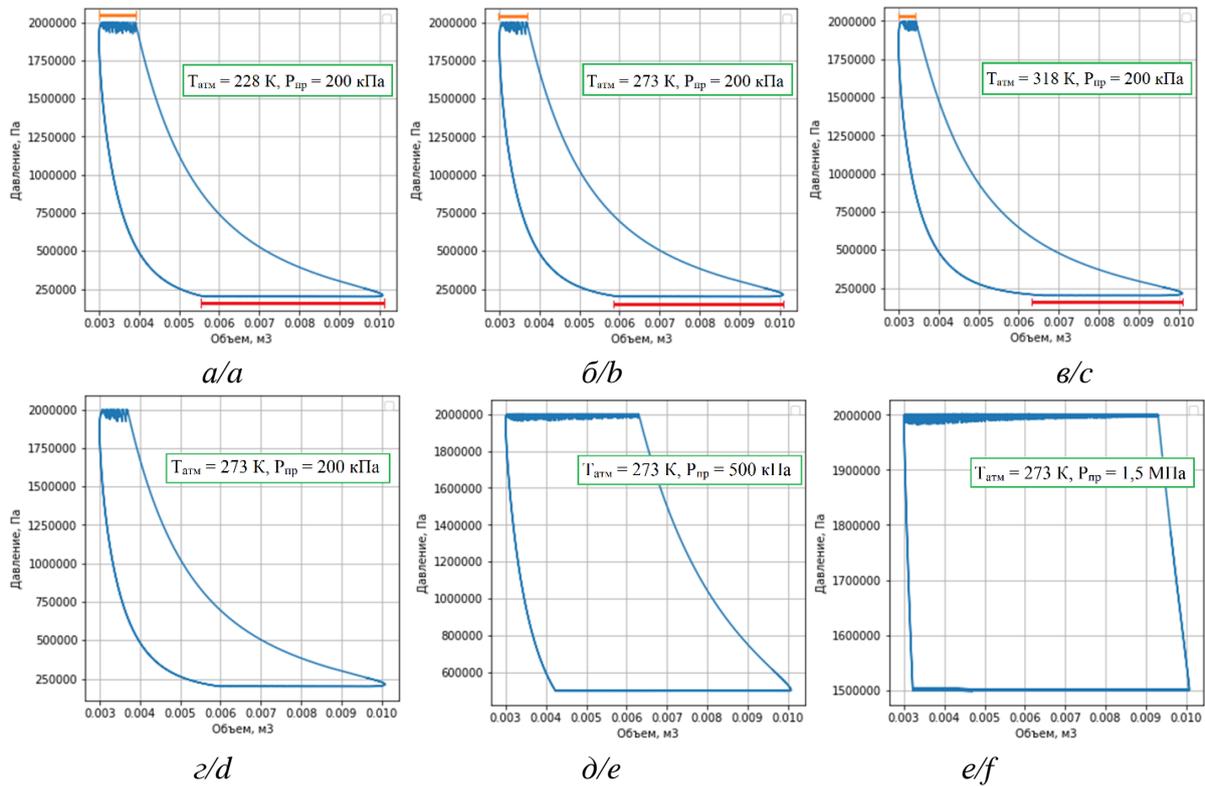
Результаты численного моделирования показали, что с ростом температуры окружающей среды снижается производительность компрессора, с ростом давления на приеме производительность компрессора увеличивается. Например, при давлении 1900000 (перепад давления 100000 Па) производительность компрессора при температуре 228 К больше на 7 %, чем при температуре 318 К. При этом для температуры 273 К производительность компрессора при давлении на приеме 1900000 Па в 64 раза больше, чем при давлении на приеме 200000 Па.

Численное моделирование показало, что при уменьшении температуры окружающей среды увеличивается промежуток времени, в течении которого происходит как нагнетание, так и всасывание газа (рис. 4). Аналогичные изменения наблюдаются при увеличении давления на приеме (рис. 5).

При росте температуры окружающей среды увеличивается средняя температура внутри компрессора. Возрастание средней температуры внутри рабочей камеры компрессора приводит к тому, что давление внутри рабочей камеры компрессора при увеличении объема камеры достигает значений давления всасывания при больших значениях объема камер. Поэтому время всасывания и соответственно объем всасываемого газа получаются меньше (рис. 3, а–в, красная линия). За счет снижения объема всасываемого газа уменьшается объем нагнетаемого газа (рис. 3, а–в, оранжевая линия) и массовый расход газа через компрессор соответственно.

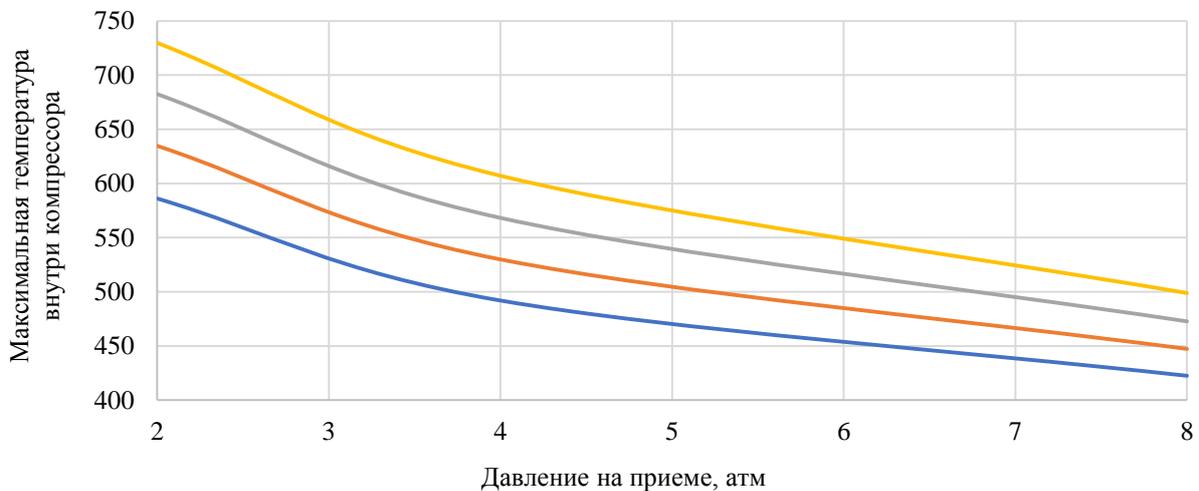
При уменьшении давления на приеме компрессора время, необходимое на изменение давления в камере от значения давления всасывания до давления нагнетания и наоборот, увеличивается. Поэтому линия всасывания и нагнетания становятся меньше, как и производительность компрессора. Если производительность компрессора окажется недостаточной для снижения давления в затрубном пространстве скважины, то эффекта от установки компрессора не будет. С другой стороны, если производительность компрессора окажется значительно больше необходимого, то коэффициент полезного действия работы компрессора окажется низким.

На рис. 4 показано влияние перепада давления на максимальные температуры, возникающие при работе компрессора.



**Рис. 3.** Зависимости давления газа от объема пространства в рабочей камере при различных температурах окружающей среды (а, б, в) и давлении газа на приеме (г, д, е)

**Fig. 3.** Gas pressure versus volume of space in the working chamber at different ambient temperatures (a, b, c) and intake pressure (d, e, f)



**Рис. 4.** Влияние давления на приеме на максимальную температуру внутри компрессора

**Fig. 4.** Influence of intake pressure on the maximum temperature inside the compressor

Температура окружающей среды значимо влияет на эффективность работы компрессора. С ростом температуры окружающей среды массовый расход газа через компрессор снижается.

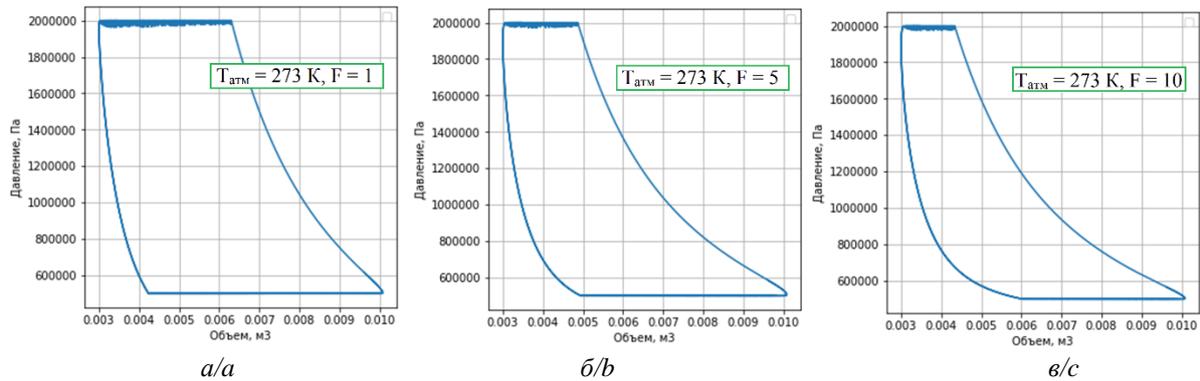
С ростом температуры окружающей среды увеличивается и максимальная температура, возникающая при работе компрессора. Это в свою очередь уменьшает эффективность работы компрессора, а также приводит к необходимости применения масел с высокими температурами вспышки. Кроме того, видно,

что при уменьшении давления на приеме компрессора значения температур, возникающих в процессе работы компрессора, растут, а количество всасываемого газа уменьшается.

На рис. 5 показано влияние охлаждения на работу компрессора. С увеличением площади поверхности оребрения (с ростом  $F$ ) уменьшается промежуток времени, при котором происходит как всасывание, так и нагнетание. Объясняется это тем, что при увеличении объема рабочей камеры происходит сниже-

ние давления газа внутри нее, при этом уменьшается и температура газа, однако наличие оребрения приводит к тому, что в процессе охлаждения компрессора

легче поглощается теплота из окружающей среды (при достижении значения температуры внутри компрессора меньше температуры окружающей среды).

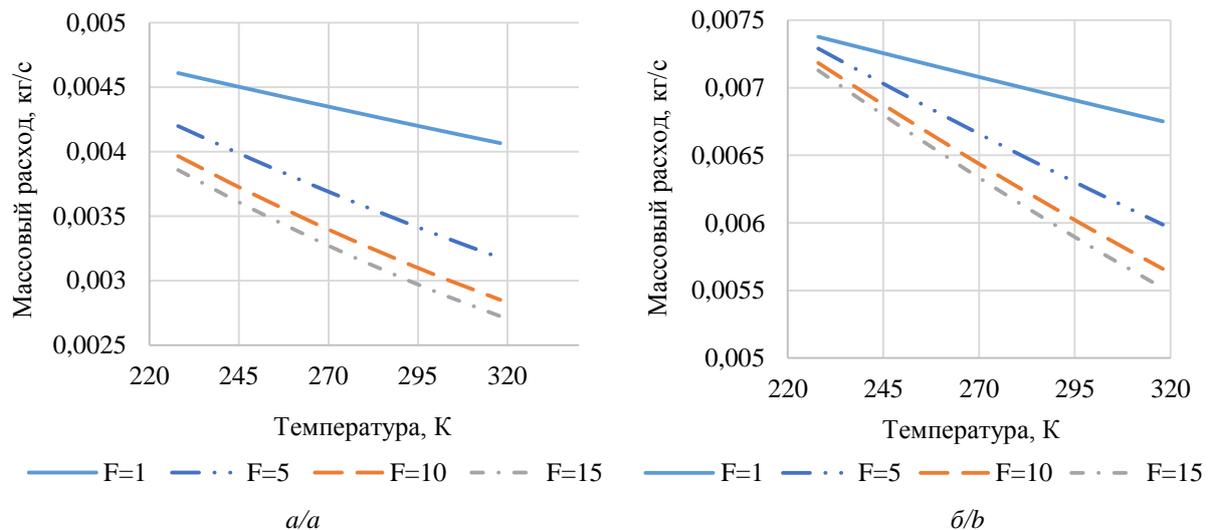


**Рис. 5.** Зависимости давления газа от объема пространства в рабочей камере при различном соотношении  $F$  (площади радиатора к площади цилиндра) и давлении на приеме равном 500000

**Fig. 5.** Dependences of gas pressure on the volume of space in the working chamber with a different ratio of  $F$  (radiator area to cylinder area) and intake pressure equal to 500000

На рис. 6 показаны зависимости массового расхода газа от температуры окружающей среды при различных соотношениях  $F$ . При увеличении давления

на приеме разница между массовым расходом при установленном радиаторе и без минимизируется, особенно при низких температурах окружающей среды.



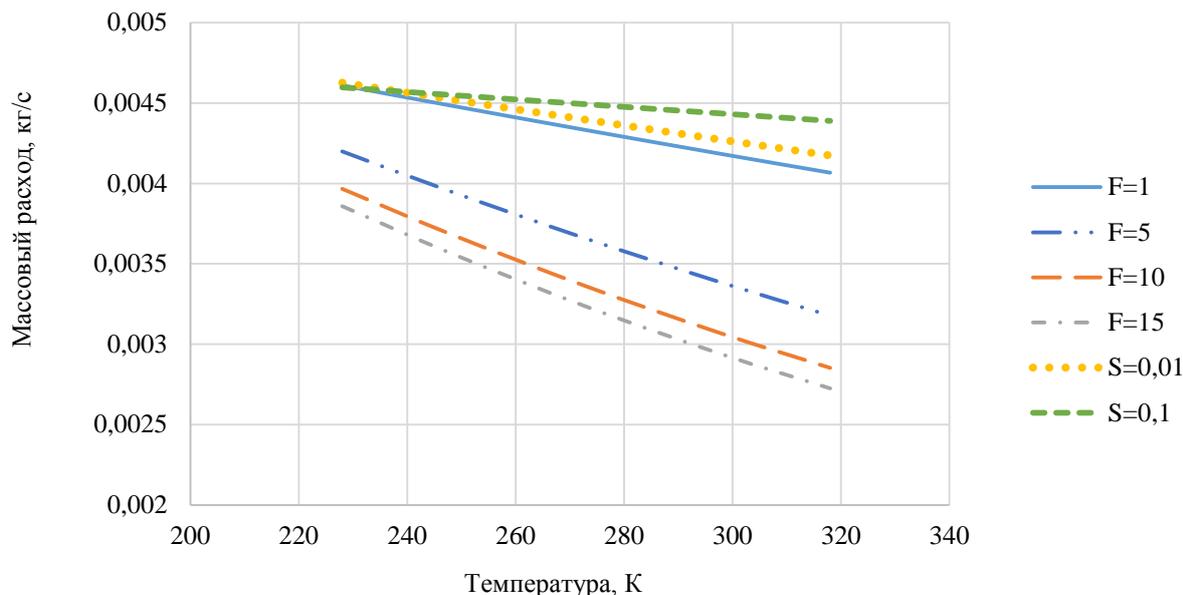
**Рис. 6.** Зависимость массового расхода газа от температуры окружающей среды при различных соотношениях  $F$  (площади радиатора к площади цилиндра) и давлении на приеме равном 1000000 (а) и 1500000 (б)

**Fig. 6.** Dependence of gas mass flow rate on ambient temperature at various ratios  $F$  (radiator area to cylinder area) and intake pressure equal to 1000000 (a) and 1500000 (b)

Серией численных экспериментов был проведен анализ влияния толщины изоляции на массовый расход газа. С увеличением толщины изоляции с 1 до 10 см, при высоких значениях давления на приеме (1–1,5 МПа), производительность растет незначительно. При низких значениях давления на приеме (0,2–0,5 МПа) производительность компрессора увеличивается на 10–30 %.

На рис. 7 показано сравнение значений массового расхода компрессора в различных конфигурациях (с радиатором  $F=5...15$ , с изоляцией  $S=0,01...0,1$  м и без устройств  $F=1$ ).

Наибольший расход газа наблюдается при установке теплоизоляции.



**Рис. 7.** Зависимость массового расхода газа от температуры окружающей среды при различной толщине изоляции ( $S=0,1$  и  $S=0,01$ ), без изоляции ( $F=1$ ) и при различных характеристиках охлаждения ( $F=5$ ,  $F=10$ ,  $F=15$ ). Давление на приеме равно  $1000000$  Па

**Fig. 7.** Dependence of the mass flow rate of gas on the ambient temperature for different thicknesses of insulation ( $S=0,1$  and  $S=0,01$ ), without insulation ( $F=1$ ) and with different cooling characteristics ( $F=5$ ,  $F=10$ ,  $F=15$ ). The intake pressure is  $1000000$  Pa

#### Научные и практические результаты

Анализ тепловых процессов, возникающих при работе устьевого компрессора, показал значимый эффект влияния температуры окружающей среды на производительность компрессора. При низких температурах производительность компрессора выше, чем при высоких. Это следует учитывать при проектировании устьевых компрессоров и регулировании режима их работы. Например, можно сделать сменной длину хода компрессора для режима зимы и лета.

Установка радиатора негативно сказалась на производительности компрессора, особенно при низких давлениях на приеме. Установка теплоизоляции напротив позволила несколько увеличить производительность компрессора, но не значительно.

Основным фактором, влияющим на производительность компрессора, является давление на приеме (величина перепада давления), поэтому в начальный период работы компрессора, когда давление на приеме приближается к линейному давлению в трубопроводе, производительность компрессора высока. Постепенно, со снижением затрубного давления, производительность компрессора будет падать, поэтому значительного снижения затрубного давления можно не добиваться. В дальнейших исследованиях необходимо оценить, на какую величину можно снизить затрубное давление газа.

На основе разработанной математической модели компрессора предлагается разработка информацион-

ной системы, определяющей необходимую длину хода поршня для различных условий эксплуатации (летнего и зимнего) путем изменения положения пальца компрессора на балансирах (рис. 1), а также рекомендуемой установке съемной теплоизоляции.

#### Заключение

Анализ теплового режима работы устьевого компрессора показал значимый эффект температуры окружающей среды (от  $-45$  до  $+45$  °С) на производительность компрессора. При низких значениях температуры его подача выше, чем при высоких. Установка радиатора оказала негативное влияние на производительность компрессора, особенно при низких значениях давления на приеме, а установка теплоизоляции напротив незначительно ее повысила. Основным фактором, влияющим на рабочую характеристику компрессора, является давление на приеме (величина перепада давления), поэтому в начальный период работы компрессора, когда давление на приеме приближается к линейному давлению в трубопроводе, производительность компрессора наиболее высока. Полученные результаты свидетельствуют о необходимости разработки автоматизированной системы подбора параметров эксплуатации компрессора, учитывающей в том числе значение температуры окружающей среды для обеспечения повышения эффективности работы компрессорной установки.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Носков А.Б., Косилов Д.А. Промысловые испытания технологии компании «ВЕТЭК», направленной на увеличение производительности механизированного фонда скважин // Оборуд-

ование и технологии для нефтегазового комплекса. – 2013. – № 6. – С. 76–80.

2. Уразаков К.Р., Минликаев В.З., Баймухаметов Т.К. Область применения и подбор компрессоров для откачки газа из за-

- трубного пространства насосных скважин. Деп. Во ВИНТИ от 15.02.99 № 485-В99. – Уфа: Башнипинефть, 1999. – 10 с.
3. Колесова С.Б., Насыров А.М., Полозов М.Б. Снижение влияния свободного газа на работу насосного оборудования // Экспозиция Нефть Газ. – 2018. – № 6 (66). – С. 48–50.
  4. Севастьянов А.В., Иванов А.А., Фаткуллин А.С. Технология отвода газа из затрубного пространства нефтяных скважин // Нефтепромысловое дело. – 2014. – № 9. – С. 30–31.
  5. Разработка конструкции подвешенного компрессора с гидрозатвором для нефтяной скважины / А.В. Севастьянов, Ш.Г. Мингулов, Ю.В. Нигаи, М.Д. Валеев, Р.С. Третьяков // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. – 2016. – № 3. – С. 27–32.
  6. Комплексный подход к снижению влияния попутного нефтяного газа на эффективность работы штанговых насосных установок / С.Г. Зубаиров, К.Р. Уразаков, А.М. Азизов, Р.В. Усманов // Нефтегазовое дело. – 2019. – Т. 17. – № 3. – С. 106–112.
  7. Уразаков К.Р., Андреев В.В., Жулаев В.П. Нефтепромысловое оборудование для кустовых скважин. – М.: Недра, 1999. – 268 с.
  8. Хрусталев Б.С. Математическое моделирование рабочих процессов в объемных компрессорах для решения задач автоматизированного проектирования: дис. ... д-ра техн. наук. – СПб., 1999. – 269 с.
  9. Влияние отношения давления нагнетания к давлению всасывания компрессорной полости на характеристики поршневого насос-компрессора / Е.А. Павлюченко, М.П. Алтындиев, Г.С. Аверьянов, В.И. Суриков, В.С. Виниченко // Омский научный вестник. – 2012. – № 1. – С. 133–135.
  10. Экспериментальные исследования одноступенчатого поршневого компрессора при сжатии воздуха до высоких давлений / А.В. Недовенчаный, В.К. Васильев, И.Ф. Минуров, И.М. Козьмин // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: Материалы 8-й международной научно-технической конференции. – Омск: Омский государственный технический университет, 2018. – С. 105–106.
  11. Cabello R., Navarro J., Torrella E. Simplified steady-state modelling of a single stage vapour compression plant. Model development and validation // Applied thermal engineering. – 2005. – V. 25. – № 11–12. – P. 1740–1752. URL: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.10.012> (дата обращения 15.11.2021).
  12. Analysis of the variation mechanism in the main energetic parameters in a single-stage vapour compression plant / R. Cabello, J. Navarro, R. Llopis, E. Torrella // Applied thermal engineering. – 2007. – V. 27. – № 1. – P. 167–176.
  13. The experimental research of the thermal conditions in slow speed stage of air reciprocating compressor / V.L. Yusha, S.S. Busarov, R.Yu. Goshlya, A.V. Nedovenchanyi, B.S. Sazhin, M.A. Chizhikov, I.S. Busarov // Procedia Engineering. – 2016. – V. 152. – P. 297–302. URL: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.706> (дата обращения 15.11.2021).
  14. Theoretical evaluation of the efficiency of gas single-stage reciprocating compressor medium pressure units / S.S. Busarov, V.K. Vasil'ev, I.S. Busarov, D.S. Titov, Ju.N. Panin // AIP Conference Proceedings. – Omsk: AIP Publ., 2017. – V. 1876. – № 1. – P. 020037. URL: <https://doi.org/10.1063/1.4998857> (дата обращения 15.11.2021).
  15. Numerical analysis of a hermetic reciprocating compressor oil pump system / S. Poscha, J. Hopfgartnera, E. Bergera, B. Zubera, P. Schöllaufb, R. Almbauera // International journal of refrigeration. – 2018. – V. 85. – P. 135–143. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.09.017> (дата обращения 15.11.2021).
  16. Object-oriented simulation of reciprocating compressors: numerical verification and experimental comparison / R. Damle, J. Rigola, C.D. Pérez-Segarra, J. Castro, A. Oliva // International journal of refrigeration. – 2011. – V. 34. – № 8. – P. 1989–1998. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.02.006> (дата обращения 15.11.2021).
  17. Braga V.M., Barbosa Jr J.R., Deschamps C.J. Numerical investigation of refrigerant outgassing in the screw pump of a hermetic reciprocating compressor oil supply system // Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering. – 2019. – V. 604. – № 011009. – P. 0954408920952609.
  18. Quality prediction of plunger components based on the finite element method during the neck-spinning process / Y. Wang, H. Su, G. Lu, J. Dai, B. Zhao, Ch. Dai, Y. Fu // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 2020. – V. 106. – № 3. – P. 1509–1520.
  19. Development of an automated compressor performance mapping using artificial neural network and multiple compressor technologies / J. Ma, X. Ding, W. Travis Horton, D. Ziviani // International Journal of Refrigeration. – 2020. – V. 120. – P. 66–80.
  20. A comparison between the modeling of a reciprocating compressor using artificial neural network and physical model / J.M. Belman-Flores, S. Ledesma, J.M. Barroso-Maldonado, J. Navarro-Esbrí // International Journal of Refrigeration. – 2015. – V. 59. – P. 144–156.
  21. Hu J., Shao L.-L., Zhang Ch.-L. Generic network modeling of reciprocating compressors // International journal of refrigeration. – 2014. – V. 45. – P. 107–119.
  22. Устройство для откачки газа из затрубного пространства: пат. № 2726720 Российская Федерация. МПК E21B 43/00. заявл. 10.01.2020; опубл. 15.07.2020. – Бюл. № 20. – 11 с.

Поступила 23.12.2021 г.

#### Информация об авторах

**Уразаков К.Р.**, доктор технических наук, профессор кафедры машин и оборудования нефтегазовых промыслов, Уфимский государственный нефтяной технический университет.

**Латыпов Б.М.** кандидат технических наук, доцент кафедры машин и оборудования нефтегазовых промыслов, Уфимский государственный нефтяной технический университет.

**Белозеров В.В.**, аспирант кафедры машин и оборудования нефтегазовых промыслов, Уфимский государственный нефтяной технический университет.

UDC 622.276.53.054.4

## TEMPERATURE REGIME OF A WELLHEAD COMPRESSOR FOR PUMPING GAS FROM THE ANNULUS OF AN OIL WELL

**Kamil R. Urazakov**<sup>1</sup>,  
urazakk@mail.ru

**Bulat M. Latypov**<sup>1</sup>,  
bulatti@hotmail.com

**Victor V. Belozеров**<sup>1</sup>,  
belozerovv51@list.com

<sup>1</sup> Ufa State Petroleum technological university,  
1, Kosmonavtov street, Ufa, 450062, Russia.

**The relevance** of the study is caused by the need to reduce the annular gas pressure in oil wells equipped with sucker rod pumping units at high reservoir pressures and the prospective use of wellhead compressors to solve this problem. The operating conditions of the compressors and their operating modes are described.

**The purpose** of the work is to assess the effect of ambient temperature on compressor performance, as well as the advisability of installing a cooling system or thermal insulation.

**Methods:** physical and mathematical model of a single-stage wellhead compressor driven by a pumping unit; the basic equations for describing thermodynamic processes in a compressor are described using the first law of thermodynamics and the law of conservation of gas mass in the compressor cylinder. The developed model takes into account mechanical work, kinetic and thermal energy. At the same time, it is assumed that the pumped gas is ideal. The mathematical model of the compressor operation is implemented in the Python programming language.

**Results.** Analysis of the influence of thermal processes on the wellhead compressor operation showed a significant effect of the ambient temperature on the compressor performance. Based on the results of calculations, it was found that at low temperatures, the compressor performance is higher than at high temperatures. Installing a radiator has a negative impact on compressor performance, especially at low intake pressures. Installation of thermal insulation, on the other hand, made it possible to slightly increase the compressor performance, but not significantly. The main factor affecting the compressor performance is the intake pressure (the value of the pressure drop), therefore, at the compressor start, when the intake pressure approaches the line pressure in the pipeline, the compressor performance is high.

### Key words:

Sucker rod pump, wellhead compressor, temperature conditions, compressor performance, pumping unit.

### REFERENCES

- Noskov A.B., Kosilov D.A. Promyslovye ispytaniya tekhnologii kompanii «VETEK», napravlennoy na uvelichenie proizvoditelnosti mekhanizirovannogo fonda skvazhin [Field trials of the VETEK company technology aimed at increasing the productivity of the mechanized well stock]. *Oborudovanie i tekhnologii dlya neftegazovogo kompleksa*, 2013, no. 6, pp. 76–80.
- Urazakov K.R., Minlikaev V.Z., Baymuhametov T.K. *Oblast primeneniya i podbor kompressorov dlya otkachki gaza iz zatrubnogo prostranstva nasosnykh skvazhin* [Scope and selection of compressors for pumping gas from the annular space of pumping wells]. Dep. Vo VINITI ot 15.02.99 no. 485-V99. Ufa, Bashnipeft Publ., 1999. 10 p.
- Kolesova S.B., Nasyrov A.M., Polozov M.B. Reducing the effect of free gas on the operation of pumping equipment. *Exposition Oil Gas*, 2018, no. 6 (66), pp. 48–50. In Rus.
- Sevastyanov A.V., Ivanov A.A., Fatkullin A.S. Tekhnologiya otvoda gaza iz zatrubnogo prostranstva neftyanykh skvazhin [Technology of gas removal from the annular space of oil wells]. *Neftepromyslovoe delo*, 2014, no. 9, pp. 30–31.
- Sevastyanov A.V., Mingulov Sh.G., Nigay Yu.V., Valeev M.D., Tretyakov R.S. Razrabotka konstruktssii podvesnogo kompressora s gidrozatvorom dlya neftyanoy skvazhiny [Development of the design of an outboard compressor with a hydraulic seal for an oil well]. *Oborudovanie i tekhnologii dlya neftegazovogo kompleksa*, 2016, no. 3, pp. 27–32.
- Zubairov S.G., Urazakov K.R., Azizov A.M., Usmanov R.V. Complex approach to reducing the impact of associated petroleum gas on the efficiency of sucker rod pumping units. *Oil and gas business*, 2019, vol. 17, no. 3, pp. 106–112. In Rus.
- Urazakov K.R., Andreev V.V., Zhulaev V.P. *Neftepromyslovoe oborudovanie dlya kustovykh skvazhin* [Oilfield equipment for cluster wells]. Moscow, Nedra Publ., 1999. 268 p.
- Khrustalev B.S. *Matematicheskoe modelirovanie rabochikh protsessov v obemnykh kompressorakh dlya resheniya zadach avtomatizirovannogo proektirovaniya*. Dis. Dokt. nauk [Mathematical modeling of working processes in volumetric compressors for solving problems of computer-aided design. Dr. Diss]. St-Petersburg, 1999. 269 p.
- Pavlyuchenko E.A., Altyntsev M.P., Aver'yanov G.S., Surikov V.I., Vinichenko V.S. Vliyaniye otnosheniya davleniya nagnetaniya k davleniyu vsasyvaniya kompressornoy polosti na kharakteristiki porshneвого nasos-kompressora [Influence of the ratio of the discharge pressure to the suction pressure of the compressor cavity on the characteristics of the piston pump-compressor]. *The Journal Omsk Scientific Bulletin*, 2012, no. 1, pp. 133–135.
- Nedovenchany A.V., Vasilev V.K., Minurov I.F., Kozmin I.M. Eksperimentalnye issledovaniya odnostupenchatogo porshneвого kompressora pri szhatii vozdukha do vysokikh davleniy [Experimental studies of a single-stage reciprocating compressor with air compression to high pressures]. *Tekhnika i tekhnologiya neftekhimicheskogo i neftegazovogo proizvodstva*, 2018, pp. 108–109.
- Cabello R., Navarro J., Torrella E. Simplified steady-state modeling of a single stage vapour compression plant. Model development and validation. *Applied thermal engineering*, 2005, vol. 25, no. 11–12, pp. 1740–1752. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.10.012> (accessed 15 November 2021).
- Cabello R., Navarro J., R. Llopis, Torrella E. Analysis of the variation mechanism in the main energetic parameters in a single-stage vapour compression plant. *Applied thermal engineering*, 2007, vol. 27, no. 1, pp. 167–176.

13. Yusha V.L., Busarov S.S., Goshlya R.Yu., Nedovenchanyi A.V., Sazhin B.S., Chizhikov M.A., Busarov I.S. The experimental research of the thermal conditions in slow speed stage of air reciprocating compressor. *Procedia Engineering*, 2016, vol. 152, pp. 297–302. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.706> (accessed 15 November 2021).
14. Busarov S.S., Vasil'ev V.K., Busarov I.S., Titov D.S., Panin Ju.N. Theoretical evaluation of the efficiency of gas single-stage reciprocating compressor medium pressure units. AIP Conference Proceedings. Omsk, AIP Publ., 2017. Vol. 1876, no. 1, pp. 020037. Available at: <https://doi.org/10.1063/1.4998857> (accessed 15 November 2021).
15. Posch S., Hopfgartner J., Bergera E., Zuber B., Schöllauf P., Almbauer R. Numerical analysis of a hermetic reciprocating compressor oil pump system. *International journal of refrigeration*, 2018, vol. 85, pp. 135–143. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.09.017> (accessed 15 November 2021).
16. Damle R., Rigola J., Pérez-Segarra C.D., Castro J., Oliva A. Object-oriented simulation of reciprocating compressors: Numerical verification and experimental comparison. *International journal of refrigeration*, 2011, vol. 34, no. 8, pp. 1989–1998. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.02.006> (accessed 15 November 2021).
17. Braga V.M., Barbosa Jr J.R., Deschamps C.J. Numerical investigation of refrigerant outgassing in the screw pump of a hermetic reciprocating compressor oil supply system. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 2019, vol. 604 no. 011009, pp. 0954408920952609.
18. Wang Y., Su H., Lu G., Dai J., Zhao B., Dai Ch., Fu Y. Quality prediction of plunger components based on the finite element method during the neck-spinning process. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2020, vol. 106, no. 3, pp. 1509–1520.
19. Ma J., Ding X., Travis Horton W., Ziviani D. Development of an automated compressor performance mapping using artificial neural network and multiple compressor technologies. *International Journal of Refrigeration*, 2020, vol. 120, pp. 66–80.
20. Belman-Flores J.M., Ledesma S., Barroso-Maldonado J.M., Navarro-Esbri J. A comparison between the modeling of a reciprocating compressor using artificial neural network and physical model. *International Journal of Refrigeration*, 2015, vol. 59, pp. 144–156.
21. Hu J., Shao L.-L., Zhang Ch.-L. Generic network modeling of reciprocating compressors. *International journal of refrigeration*, 2014, vol. 45, pp. 107–119.
22. Urazakov K.R. *Ustroystvo dlya otkachki gaza iz zatrubnogo prostanstva* [Device for pumping gas from the annular space]. Patent RF no. 2726720, 2020.

Received: 23 December 2021.

#### Information about the authors

**Urazakov K.R.**, Dr. Sc., professor, Ufa State Petroleum technological university.

**Latypov B.M.**, Cand. Sc., associate professor, Ufa State Petroleum technological university.

**Belozеров V.V.**, postgraduate student Ufa State Petroleum technological university.