Использование эжекторов для повышения выпускной способности подземных газохранилищ

Вольфганг Шахт

1. Введение

Хранение газа в подземных хранилищах является высокоэффективным методом, позволяющим осуществлять бесперебойные поставки газа по длинным транзитным трубопроводам независимо от сезонных и погодных условий. В летнее время, когда поставки превышают потребности, излишки газа поступают и хранятся в подземных хранилищах. В зимнее время, когда потребности превышают поставки, газ из хранилищ используется для их удовлетворения. Хранение газа осуществляется либо в пористых хранилищах, то есть, как правило, в водоносных пористых и проницаемых пластах, либо в больших пустых пространствах (кавернах), образованных в результате осуществленного растворения соляных пластов [1].

Ввод в действие подземных хранилищ только тогда становится эффективным, когда фирмам газоснабжения удается в холодные дни с помощью накопленного газа покрыть заданный порог мощности и, таким образом, минимировать годовые расходы на поставки газа.

Из каверн за относительно короткий период времени можно получить большие мощности с целью избежания пиковых поставок. Пористые хранилища не дают такой мощности, особенно в конце холодного длительного зимнего периода.

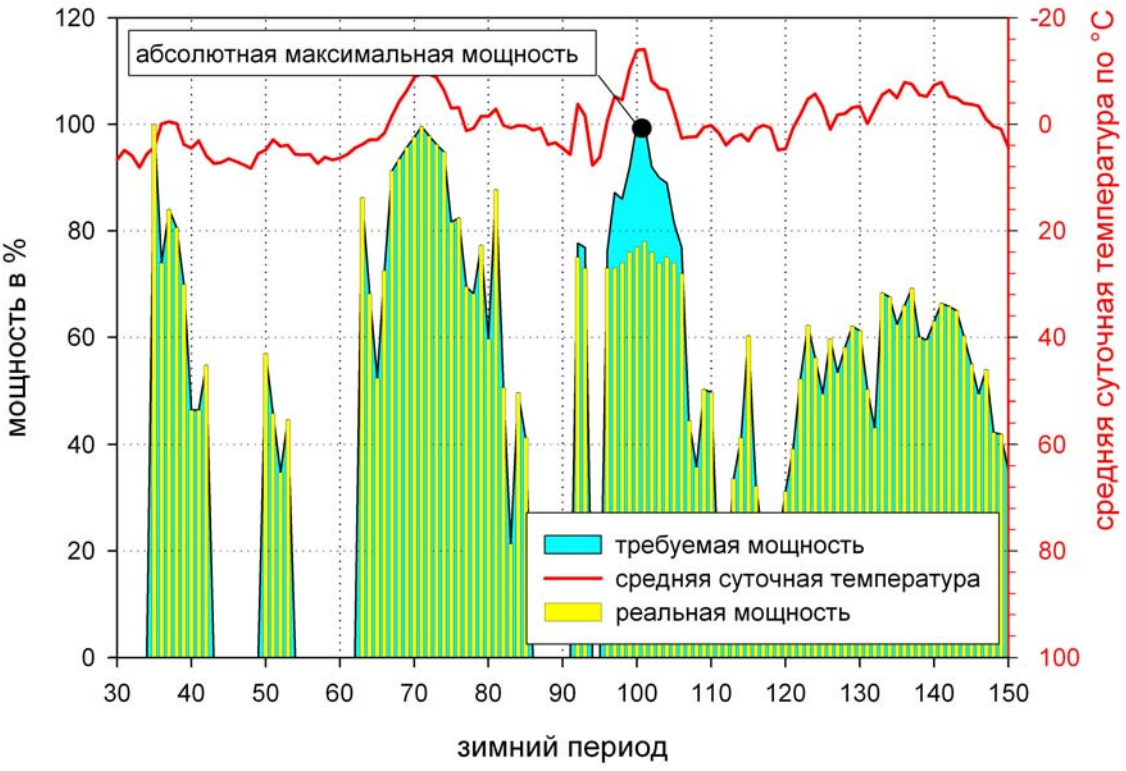

Рис. 1: Требуемые и реальные мощности пористого хранилища

В данной работе представлено использование газоструйного эжектора в целях повышения мощности и времени эксплуатации подобного подземного хранилища. Разработанная для этого программа на основании пакета MATLAB® универсально применима для расчета и конструкции любых газовых эжекторов.
В соответствии с DIN 24290 и DIN 24291 эжекторами являются «приборы или устройства для транспортировки или уплотнения газа, пара, жидкости или твердых веществ путем переноса кинетической энергии газо- или жидкообразной рабочей среды, которая путем расширения достигает высокой скорости и смешивается с эжектируемой средой» [3, 4].

Эжекторы в качестве струйных аппаратов с большим успехом используются во многих промышленных отраслях, таких как, химическая, нефтегазовая, экологическая, аэрокосмическая, а также в технологии электростанций. Простая конструкция и высокая надежность струйных эжекторов позволяет им соответствовать разнообразным требованиям. Стоимость их производства и приобретения весьма незначительна, малые размеры допускают их размещение в трубах в любом положении; не имея вращающихся деталей, они почти не подлежат износу. Эжекторы работают без утечек, помех, не нуждаются в техосмотре и обладают в связи с этим высокой производственной безопасностью. При наличии необходимого давления рабочей среды стоимость эксплуатации практически равна нулю.
Классификация эжекторов в соответствии с областью их применения, их обозначение в зависимости от рабочей и эжектируемой среды также приведены в вышеуказанных нормах [2, 3].

2. Основы расчета

В 1863 и 1870 г. G. Zeuner [4] и M. Rankin [5] впервые провели расчеты струйных эжекторов, которые в течение десятилетий оставались научной загадкой.

Впервые в строго научной и замкнутой форме они были представлены G. Flügel [6] в научно-исследовательском отчете Объединения немецких инженеров (VDI) в середине прошлого века. Метод расчета, основанный на известных уравнениях движения стационарных потоков (уравнение неразрывности, импульса и энергии) оправдал себя на практике для разработки эжекторов и входит сегодня в программу образования любого инженера-машиностроителя.
В связи с состоянием развития наук в те годы, особенно в гидро- и газодинамике, разработанная теория [6] не могла дать полного описания струйного эжектора. Для ответа на такие вопросы, как, например, выбор профиля проточной части аппарата, определение осевых размеров и выведение уравнения характеристики, необходимы более глубокие знания о процессах течения потока в эжекторе. Значительный вклад в решение этих задач сделали J. Wiegand [7], Г. Н. Абрамович [8, 9], Е. Я. Соколов и Н. М. Зингер [10]. Подробный анализ и оценка всех до сих пор известных методов расчета струйного эжектора дана в [11].
В технической литературе струйные аппараты одного и того же типа встречаются под самыми различными названиями [8, 10, 12, 13]. Согласно DIN 24290 и DIN 24291 в данной работе будут рассмотрены только газовые эжекторы, то есть эжекторы, предназначенные для транспортировки и сжатия газообразной среды в дозвуковой области. Рабочая и эжектируемая среды находятся в одинаковом агрегатном состоянии.

Газовый эжектор (Рис. 2) состоит из следующих четырех элементов: рабочего сопла, приемной камеры, камеры смешения и диффузора.

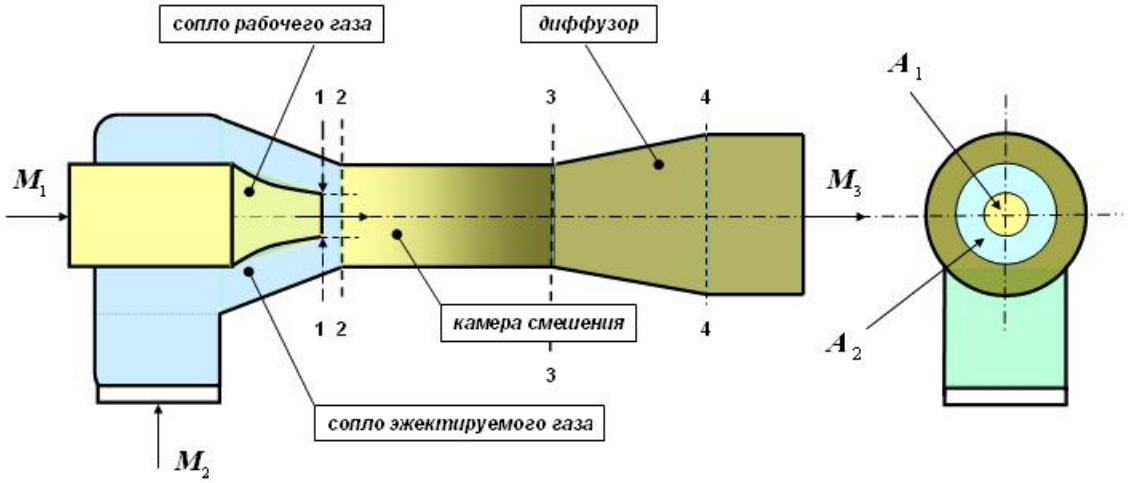

Рис. 2: Принципиальная схема эжектора

В сопле рабочего газа происходит ускорение текущего под высоким давлением рабочего газа до скорости u_1. Подвод эжектируемого газа осуществляется сквозь соответствующее сопло благодаря перепаду давления между рабочим и эжектируемым газом. Следствием этого является интенсивный импульсный обмен и турбулентное смешение рабочего и эжектируемого газов в камере смешения. В примыкающем к ней диффузоре часть скоростной энергии смешанного газа превращается в энергию давления. Поэтому на выходе из диффузора давление смешанного газа превышает давление эжектируемого газа на входе в эжектор.

В результате расчет эжектора ограничивается определением соответственных параметров на выходе из камеры смешения (Разрез 3) или диффузора (Разрез 4) на основании параметров течения рабочего и эжектируемого газов (Разрез 1 и 2).

Поток газа в любом отрезке камеры смешения описывается следующими законами [10] без учета теплопроводности через стенки камеры смешения и потерь от трения:

- сохранение массы

$$M_3 = M_1 + M_2; \qquad (1)$$

$$\frac{M_3}{M_1} = n + 1; \quad n = \frac{M_2}{M_1}; \qquad (2)$$

- сохранение энергии

$$h_1 + n \cdot h_2 = (1+n) \cdot h_3 \quad ; \qquad (3)$$

- сохранение импульса

$$I_1 + I_2 = \int_{A_3}^{A_2} p \cdot dA + I_3 \quad , \qquad (4)$$

где

M_1, M_2, M_3 , - массовые расходы рабочего, эжектируемого и смешанного потоков, кг/с;

$n = \frac{M_2}{M_1}$ - коэффициент эжекции;

h_1, h_2, h_3 - энтальпии рабочего и инжектируемого потоков до аппарата и смешанного потока после аппарата, кДж/кг;

I_1, I_2, I_3 - импульс рабочего и инжектируемого и смешанного потоков, $кг \cdot м / с^2$;

$\int_{A_3}^{A_2} p \cdot dA$ - интеграл импульса по боковой поверхности камеры смешения между сечениями 1 и 3 (для цилиндрической камеры равно нулю), $кг \cdot м / с^2$.

Введением газодинамических функций [8]

$$\tau(\lambda) = \frac{T}{T^*} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2 ; \qquad (5)$$

$$\Pi(\lambda) = \frac{p}{p^*} = \left[1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2 \right]^{\frac{k}{k-1}} ; \qquad (6)$$

$$\varepsilon(\lambda) = \frac{\rho}{\rho^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} ; \qquad (7)$$

$$q(\lambda) = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} ; \qquad (8)$$

$$z(\lambda) = \lambda + \frac{1}{\lambda} ; \qquad (9)$$

расчет значительно упрощается. Функции (5 – 9) связывают термодинамические параметры течения (температура, давление, плотность и т. д.) с приведенной скоростью λ, то есть с фундаментальным уравнением

$$\lambda = \frac{u}{a_{krit}} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \cdot \left(1 - \frac{T}{T^*} \right)} , \qquad (10)$$

которое описывает степень превращения теплосодержания в кинетическую энергию.
В этих уравнениях

T, p, ρ - температура, давление и плотность газа при скорости u соответственно, ° K, Па и $кг / м^3$;

T^*, p^*, ρ^* - температура, давление и плотность в заторможенном состоянии газа ($u = 0$), соответственно, ° K, Па и $кг/м^3$;

k - показатель адиабаты $k = \frac{c_p}{c_v}$, где c_p - удельная изобарная и c_v - удельная изохорная теплоемкость потока, $Дж/(кг \cdot °K)$;

a_{krit} - критическая скорость звука $a_{krit} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T^*}$, $м/с$, где $R = c_p - c_v$ удельная газовая постоянная, $Дж/(кг \cdot °K)$.

С помощью вышеуказанных газодинамических функций и законов сохранения массы, энергии и импульса (1 - 4) получаются следующие уравнения для расчета эжекторов с цилиндрической камерой смешения (Рис. 2):

$$p_1^* \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_1^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = p_2^* \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_2^2\right)^{\frac{k}{k-1}}; \tag{11}$$

$$\sqrt{(n+1) \cdot (1 + n \cdot \theta)} \cdot z(\lambda_3) = z(\lambda_1) + n \cdot \sqrt{\theta} \cdot z(\lambda_2), \quad \theta = \frac{T_2^*}{T_1^*}; \tag{12}$$

$$n = \left(\frac{1}{\Pi^*}\right) \cdot \left(\frac{q(\lambda_2)}{q(\lambda_1)}\right) \cdot \left(\frac{1}{\alpha \cdot \sqrt{\theta}}\right), \quad \Pi^* = \frac{p_1^*}{p_2^*}; \tag{13}$$

$$A_3 = A_1 + A_2, \quad \alpha = \frac{A_1}{A_2} = \frac{A_1}{A_3 - A_1}; \tag{14}$$

$$\frac{p_3^*}{p_1^*} = \frac{\sqrt{(n+1) \cdot (1 + n \cdot \theta)}}{1 + \frac{1}{\alpha}} \cdot \left(\frac{q(\lambda_1)}{q(\lambda_3)}\right); \tag{15}$$

$$p_3^* = \frac{p_3}{\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_3^2\right)^{\frac{k}{k-1}}}; \tag{16}$$

$$T_3^* = T_1^* \cdot \frac{1 + n \cdot \theta}{1 + n}, \quad T_3^* = T_4^*; \tag{17}$$

$$q(\lambda_4) = \frac{q(\lambda_3)}{\sigma_4 \cdot \beta}, \quad \beta = \frac{A_4}{A_3}, \quad \sigma_4 \approx 0,99...1,0; \tag{18}$$

$$p_4 = p_4^* \cdot \Pi(\lambda_4), \quad p_4^* = \sigma_4 \cdot p_3^*. \tag{19}$$

Решение системы уравнений (11 - 19) осуществляется на основе достаточно точного определения приведенной скорости λ_1 с помощью числового стреляющего способа.

На Рис. 3 представлена стартовая страница Toolbox, который был разработан для решения этой задачи с помощью пакета MATLAB® .

Применение этого Toolbox позволяет производить детальные расчеты газовых эжекторов, анализы и графические изображения всех результатов для любых комбинаций рабочего и эжектируемого газов. При выборе нужного газа с помощью так называемого „Popupmenu“, происходит автоматический ввод его термодинамических свойств (удельная изобарная и удельная изохорная теплоемкость потока c_p и c_v, удельная газовая постоянная R, показатель адиабаты k и плотность ρ) из базы данных. Разумеется, все данные могут быть непосредственно введены или изменены.

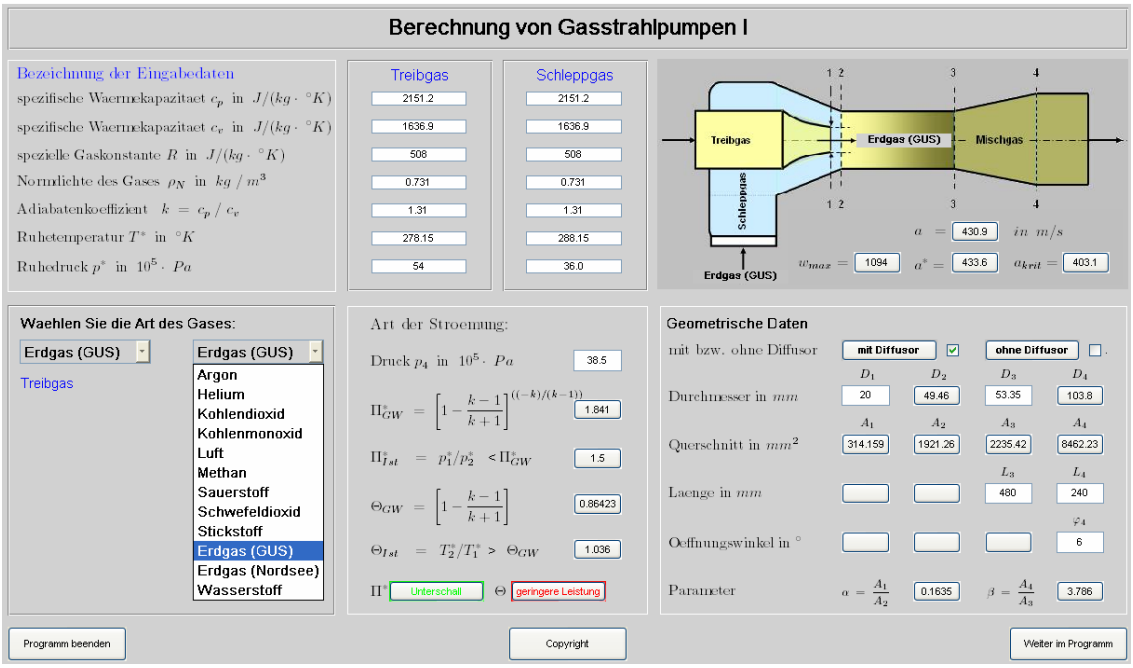

Рис 3: MATLAB® - Toolbox для расчета и определения конструкции эжекторов

После введения параметров торможения обоих газов (температура и давление) определяются диаметры выходного сечения рабочего сопла 1 и камеры смешения 3 (D_1, D_3), а также длина камеры смешения L_3, длина диффузора L_4 и его угла раствора φ_4. Полученные данные для конструкции эжектора представляются в меню. Перед стартом расчетной программы проверяется наличие дозвукового течения потоков рабочего и эжектируемого газов. Условие гласит:

$$\Pi^* = p_1^* / p_2^* < \Pi^*_{GW} \quad , \tag{20}$$

где

$$\Pi^*_{GW} = \left[1-\frac{(k-1}{(k+1)}\right]^{\frac{-k}{(k-1)}} \tag{21}$$

является граничным условием между дозвуковым и сверхзвуковым течениями.

Если оба потока во входном сечении камеры смешения дозвуковые, то есть $\lambda_1 < 1$ и $\lambda_2 < 1$, то можно считать, что статическое давление постоянно по всей площади входного сечения камеры. Это условие связывает между собой λ_1 и λ_2, так как при $p_1 = p_2$ имеем:

$$p_1^* \pi(\lambda_1) = p_2^* \pi(\lambda_2) \tag{22}$$

или

$$\pi(\lambda_1) = \frac{\pi(\lambda_2)}{\Pi^*} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \tag{23}$$

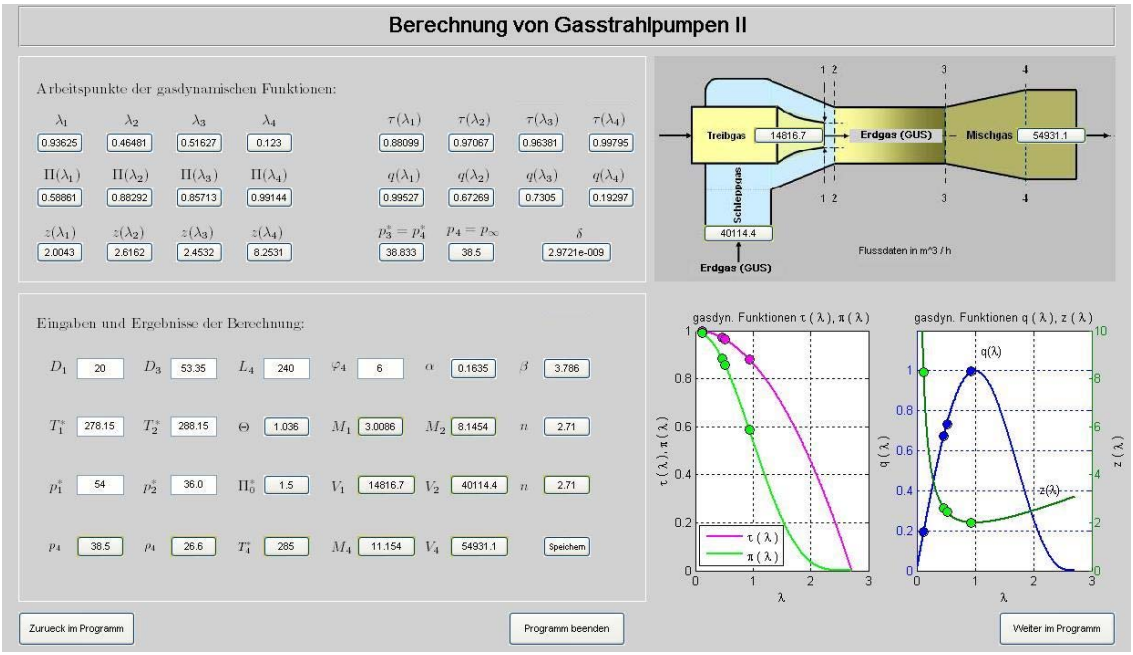

Рис. 4: Результаты расчета эжектора

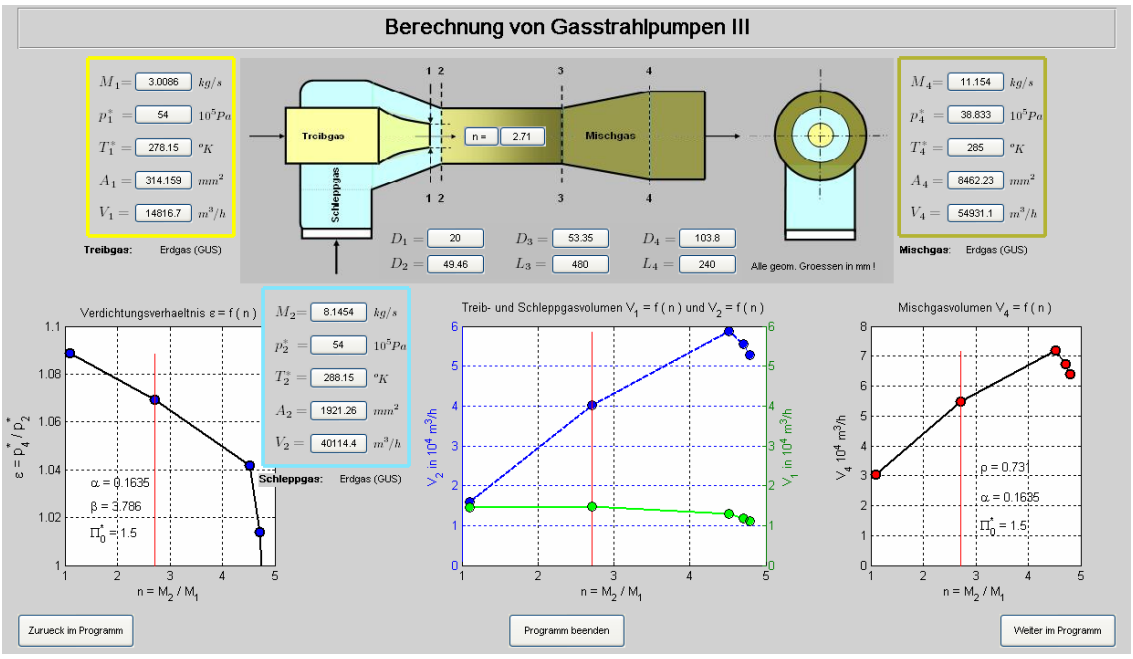

Рис. 5: Газодинамические и геометрические данные газового эжектора

Включенный в программу числовой стреляющий метод расчета прерывает вычислительный цикл тогда, когда величина δ, т.е. разница между желаемым абсолютным давлением (p_∞) и расчетным давлением (p_4) на выходе диффузора не превышает заданного минимума. Как правило, считается $\delta < 10^{-4}$ достаточно точной, т.е. условие выхода из цикла гласит (Рис. 4):

$$\delta = p_4 - p_\infty < 10^{-4}. \tag{24}$$

В завершение расчета выдаются все термодинамические и геометрические данные, а также характеристика эжектора (Рис. 5).

Как любой насос, газовый эжектор может работать в разных режимах. Графическое изображение этого важного свойства осуществляется с помощью характеристики, которая представляет функциональную связь между степенью сжатия

$$\varepsilon = \frac{p_4^*}{p_2^*} \tag{25}$$

или роста давления эжектируемого газа

$$\Delta p = p_4^* - p_2^* \tag{26}$$

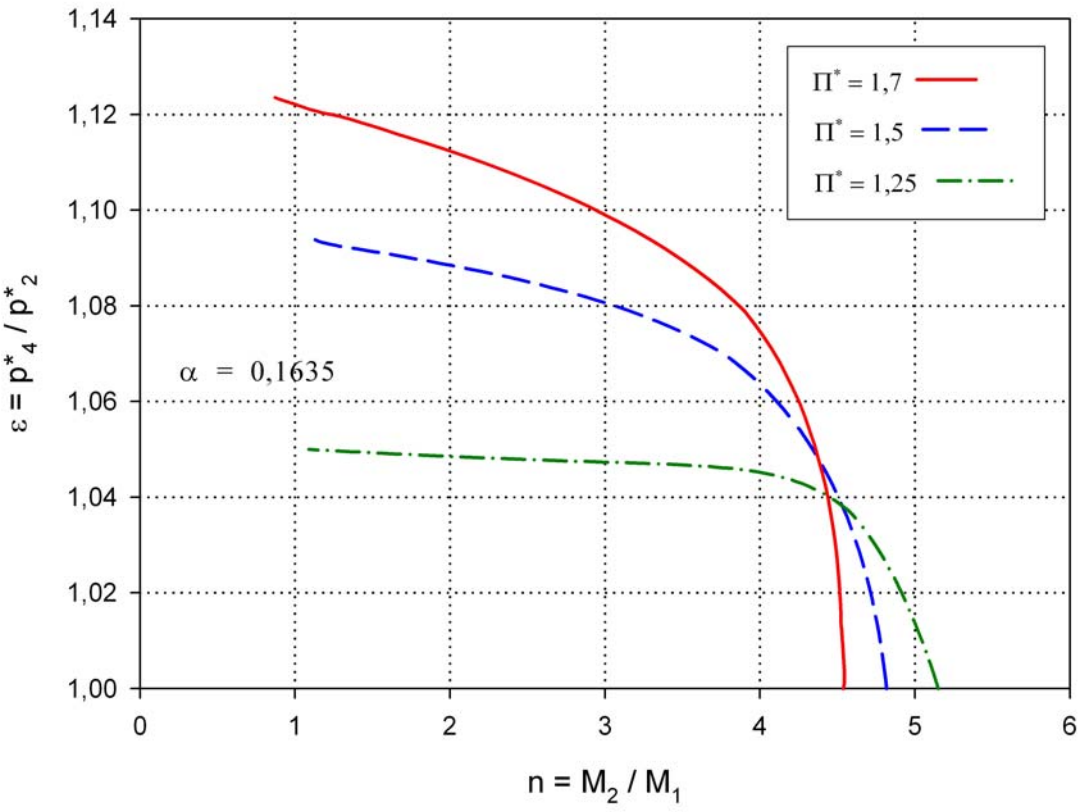

Рис. 6: Характеристики газового эжектора для разных степеней сжатия Π^*

и коэффициентом эжекции $n = \frac{M_2}{M_1}$ или потоком эжектируемого газа V_2 для разных величин $\Pi^* = \frac{p_1^*}{p_2^*} = const$. На Рис. 6 представлены подобные характеристики, которые были подсчитаны для газового эжектора с геометрическим параметром $\alpha = 0{,}1635$ с помощью MATLAB® - Toolbox.

Когда статическое давление p_4 на выходе диффузора при постоянном отношении полных давлений газов Π^* падает, статическое давление на входе камеры смешения понижается. В результате этого повышается скорость и расход эжектируемого газа M_2 и – если $\lambda_2 < \lambda_1 < 1$ – также, но менее значительный, расход рабочего газа M_1. В результате коэффициент эжекции n растет. Если газовый эжектор достигает своего так называемого критического состояния, то дальнейшее падение давления на выходе диффузора не ведет к повышению коэффициента эжекции n.

С повышением отношения полных давлений Π^* растет степень сжатия $\varepsilon = \frac{p_4^*}{p_2^*}$, граничное значение коэффициента эжекции n падает, что в конечном результате при $\Pi^* = \Pi^*_{max}$ ведет к полному запиранию газового эжектора ($n = 0,\ \lambda_2 = 0$).

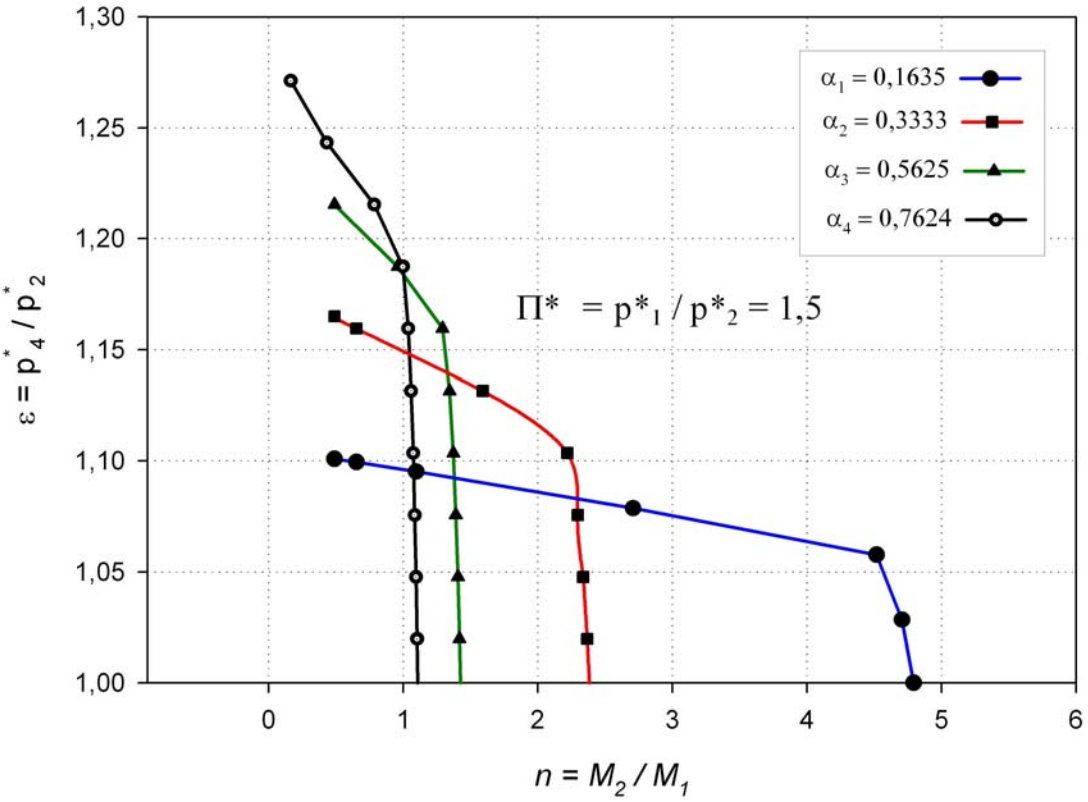

Рис 7: Характеристики различных газовых эжекторов при $\Pi^* = 1{,}5$

На Рис. 7 представлена физическая связь между степенью сжатия ε и коэффициентом эжекции n для разных отношений площади выходных сечений сопел для рабочего и эжектируемого газов $\alpha = \frac{A_1}{A_2} = const$, т.е. для разных типов эжекторов. В дополнение к вышеприведенным высказываниям можно добавить, что выбор правильного эжектора в большой степени зависит от поставленной задачи:

- транспортировка большого количества эжектируемого газа M_2 при низкой степени сжатия ε или

- транспортировка маленького количества эжектируемого газа M_2 при большой степени сжатия ε.

В соответствии с [10] максимальная степень сжатия газового эжектора без диффузора составляет

$$\varepsilon_{\max} = \frac{p_3^*}{p_2^*} \approx 3,55 . \qquad (26)$$

Для воздуха $(k = 1,4)$ она достигается при отношении полного давления $\prod_0^* \approx 12$.

С помощью разработанной программы (MATLAB® - Toolbox) проанализированы различные типы эжекторов для практического применения в газовой промышленности, особенно для повышения добычи газа из заглушенных скважин месторождений и хранилищ с низким давлением. В дополнение были сделаны следующие выводы:

1. При заданном отношении полного давления $\prod^*$ и температуры θ коэффициент эжекции n возрастает с падением отношений площади выходных сечений сопел для рабочего и эжектируемого газов α. Анализ показал, что для поставленной задачи оптимальной величиной отношения площади является $\alpha = 0,1635$.

2. При заданном отношении полного давления $\prod^*$ и отношения площади $\alpha = 0,1635$ коэффициент эжекции n возрастает при увеличении разницы между температурами торможения T_1^* и T_2^* рабочего и эжектируемого газов. При использовании негорючих газов (например, воздух или выхлопные газы) можно всасывать очень большое количество газа с помощью относительно малого количества горячего рабочего газа (см. применение эжекторов в вертолетах для отсасывания поднятой пыли во время старта и посадки).

3. При заданном отношении полного давления $\prod^*$, температуры θ, а также площади $\alpha = 0,1635$ коэффициент эжекции n растет с увеличением угла раствора φ_4 диффузора. Величины в области отношения площади $\beta = \frac{A_4}{A_3} \geq 3$ являются оптимальными. Однако из-за возможного отрыва пограничного слоя на стенках диффузора могут возникнуть значительные потери полного давления в потоке. Вследствие этого угол раскрытия диффузора должен быть ограничен.

Благодаря высокому уровню развития имеющихся в распоряжении методов числового расчета течения, а также Software (CFD – Computational Fluid Dynamics), 2-х и 3-х мерное моделирование газовых эжекторов не представляет особого труда.
На Рис.8 представлены результаты моделирования течения рабочего и эжектируемого газов в эжекторе с помощью программы „StarCD“.

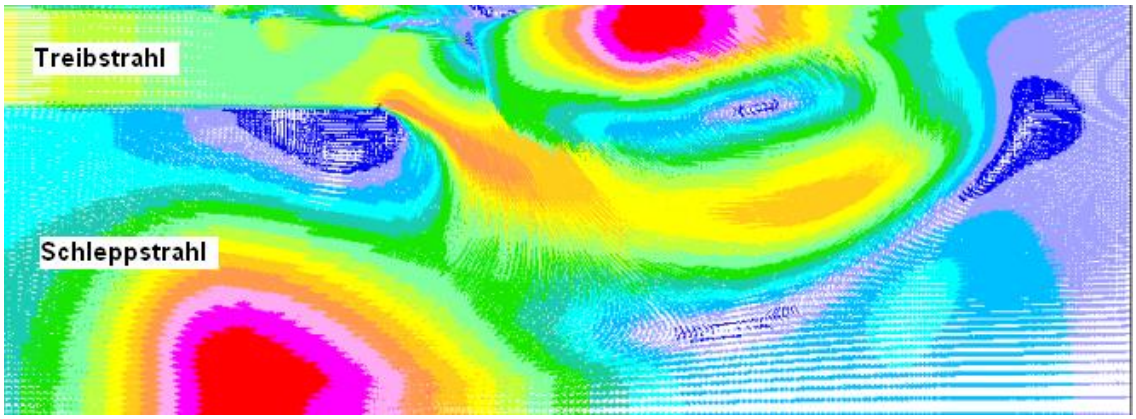

Рис. 8: 2-х мерное моделирование течения в эжекторе (поле скорости, t = $2 \cdot 10^{-2} c$)

2.1 Пример использования газовых эжекторов

На простом примере показаны преимущества использования газового эжектора для повышения выпускной способности подземных газохранилищ. Рассматривается пористое хранилище на глубине 1000 м с 15 рабочими скважинами. В начале зимы выпускная мощность составляет максимально 1,5 млн. м³ газа в день в течение 40 дней. После выпуска 60 млн. м³ рабочего газа давление в пласте хранилища падает с $50 \cdot 10^5$ до $46 \cdot 10^5$ Па, а максимальная выпускная мощность снижается до 950.000 м³/ день (⊔ 63 % максимальной мощности). В хранилищах не имеется насоса для высасывания дополнительного газа.

Физическая связь между выпускной мощностью и давлением в пласте представлена следующим образом [14]:

$$p_{Sp}^2 - p_S^2 = a \cdot V + b \cdot V^2$$

$$p_S^2 - p_K^2 = 1{,}377 \cdot \zeta \cdot \frac{Z^2 \cdot T^2}{D^5} \cdot (e^{2 \cdot S} - 1) \cdot V^2 . \qquad (27)$$

В данной работе не рассматривается значение величин в уравнениях (27). Отдельные знаки в уравнениях обозначают:

p_{Sp} - абсолютное давление в пласте, Па;
p_S - абсолютное давление в забое скважины, Па;
p_K - абсолютное давление в устье скважины, Па;
a, b - коэффициенты фильтрации в контуре питания;
ζ - коэффициент трения скважины;

Z - коэффициент сверхсжимаемости газа;
D - внутренний диаметр фонтанной трубы, см;
e^{2S} - коэффициент перепада давления в фонтанной трубе;
V - выпускная мощность скважины 10^3 м³/ день.

С помощью этих уравнений можно в любой момент, исходя из выпущенного и впущенного количества газа, определить актуальное давление газа в пласте хранилища и выпускную мощность.

С включением эжектора в газосборный коллектор высокая выпускная мощность должна быть обеспечена, по крайней мере на несколько дней, даже в конце длинной холодной зимы. Необходимый для работы эжектора рабочий газ V_1 с давлением p_1^* забирается из ближайшего магистрального газопровода. Минимальное абсолютное давление торможения в этом трубопроводе составляет $60 \cdot 10^5 \, Па$.
С установкой регулятора давления и соответствующих задвижек, а также устройств по обеспечению безопасности обеспечивается постоянное давление рабочего газа $p_1^* = 54 \cdot 10^5 \, Па$. Полное давление взятого из хранилища эжектируемого газа (российский газ) составляет к моменту использования эжектора $p_2^* = 36 \cdot 10^5 \, Па$, максимально возможная выпускная мощность - 36.600 $м^3 / ч$ (⊔ 59 % максимальной мощности).
Соответственные температуры газа: $T_1^* = 278{,}15 \, °K$ и $T_2^* = 288{,}15 \, °K$.

Используется газовый эжектор со следующими параметрами:

- сопло рабочего газа	$D_1 = 20 \, мм$	$A_1 = 314{,}159 \, мм^2$
- сопло эжектируемого газа		$A_2 = 1921{,}26 \, мм^2$
- камера смешения	$D_3 = 53{,}35 \, мм$	$A_3 = 2235{,}42 \, мм^2$
		$L_3 = 480 \, мм$
- диффузор	$D_4 = 103{,}8 \, мм$	$A_4 = 8462{,}23 \, мм^2$
	$\varphi = 6°$	$L_4 = 240 \, мм$
- отношение площади A_1 / A_2	$\alpha = 0{,}1635$	
- отношение площади A_4 / A_3	$\beta = 3{,}786$.	

Отношение полного давления и температуры:

- отношение полного давления $\frac{p_1^*}{p_2^*}$	$\Pi^* = 1{,}5$	$\Pi_{GW}^* = 1{,}84$
- отношение температур торможения $\frac{T_2^*}{T_1^*}$	$\theta = 1{,}036$	$\theta_{GW} = 0{,}86423$

Результаты вышеописанного расчета с помощью MATLAB® -Toolbox представлены на Рис. 9.

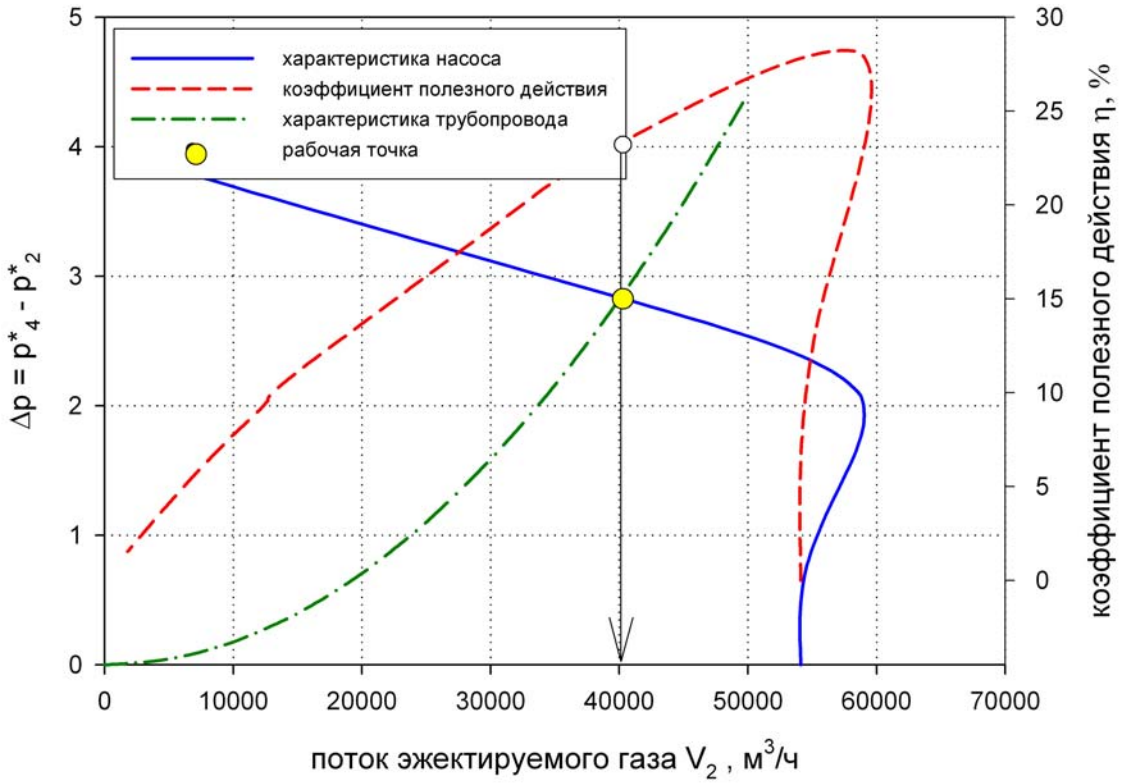

Рис. 9: Характеристика, коэффициент полезного действия и рабочая точка газового эжектора

Точка пересечения между характеристиками насоса и трубопровода определяет рабочую точку газового эжектора. Если он лежит, как показано на Рис. 9, при потоке эжектируемого газа $V_2 = 40.114\ м^3/ч$ ($M_1 = 3{,}0086\ кг/с$), то напор газа на выходе из диффузора составляет:

$$\Delta p = p_4^* - p_2^* = (38{,}833 - 36)\cdot 10^5\ Па = 2{,}833\cdot 10^5\ Па\,. \qquad (28)$$

Из рассчитанного коэффициента эжекции $n = 2{,}71$ следует поток эжектируемого газа $V_1 = 14.817\ м^3/ч$ ($M_1 = 3{,}0086\ кг/с$). Величины $\lambda_1 = 0{,}93625$ и $\lambda_2 = 0{,}46481$ доказывают, что газовый эжектор работает в дозвуковой области.
В целом он транспортирует

$$V_4 = V_1 + V_2 = (40.114 + 14.817)\ м^3/ч = 54.931\ м^3/ч \qquad (29)$$

природного газа в газовую сеть. 73 % общего объема выходит из подземного хранилища.

Коэффициент полезного действия газового эжектора определяется из следующего уравнения [15]:

$$\eta = n\cdot\prod{}^*\cdot\theta\cdot\frac{p_4^* - p_2^*}{p_1^* - \left(p_4^* - p_2^*\right)}\,. \qquad (30)$$

Он составляет примерно 23 % в указанной рабочей точке и при снижении напора газа на $\Delta p = 2,078 \cdot 10^5 \, Па$ достигает максимума $\eta \approx 28\,\%$. В этой рабочей точке выбранный газовый эжектор транспортирует $58.770 \, м^3$ газа в час ($\approx 1.410.500 \, м^3 / день$) при коэффициенте эжекции $n = 4,52$ и достигает при этом почти максимальной выпускной мощности хранилища. Для достижения такой высокой мощности требуется выпустить из магистрального газопровода $13.009 \, м^3 / ч$ ($312.200 \, м^3 / день$) рабочего газа. Таким образом предприятие по газоснабжению имеет фактически $1.098.300 \, м^3$ природного газа в день для покрытия заданного порога мощности и, таким образом, для снижения стоимости поставок газа.

2.2 Экономичность применения газовых эжекторов

Экономичность применения газовых эжекторов для повышения выпускной мощности из подземных хранилищ не нуждается в подробном анализе. Лишь экономический эффект от снижения стоимости на поставку газа по мощности показывает, какие возможности скрываются за подобной инвестицией.
Как правило, подземное хранилище и в конце длинной, холодной зимы может еще выпускать определенное количество газа в зависимости от достигнутого давления в пласте. В случае рассмотренного выше примера газовому эжектору можно засчитать только 20 % эффективной мощности, т.е.

$$V_{Sp,eff} = 1.098.300 \cdot 0,2 \; м^3 / день \approx 220.000 \; м^3 / день \qquad (31)$$

(Рис. 1). Остальное количество газа ($\approx 878.300 \, м^3 / день$) поступает из хранилища в тот же день и без включения эжектора.

Если принимается средняя цена дневной мощности без учета рыночной ситуации с

$$LP = B + C \cdot (L - L_0) = 0,500 \, € / \text{kWh}, \qquad (32)$$

то при теплоте сгорания $H_0 = 11,09 \, кВч / м^3$ рабочего и эжектируемого газов доход вследствие применения эжектора составляет

1.200.000 € / год.

Приблизительная калькуляция всех компонентов установки (эжектор, измерительный прибор, регулятор давления, вентили безопасности, задвижки и трубопроводы) , согласованная с рядом немецких фирм, дала сумму в $\approx$ 300.000,- €. Вместе с затратами на строительство суммой в 200.000,- € общая сумма инвестиций составляет

ca. 500.000,- €.

Только этот анализ соотношения «затраты – эффект» показывает, что даже при одноразовом введении в строй в течение трех лет применение эжектора может быть очень эффективным.

4. Заключение

Со времени первого использования Робертом Бунзеном эжекторов в середине 19-го века для создания вакуума эти насосные агрегаты постоянно развивались и совершенствовались. Расчет и визуализация происходящих в них процессов течения достигли особо высокого уровня благодаря современной компьютерной и вычислительной технике.

Струйные аппараты используются во многих промышленных отраслях, таких как, химическая, нефтегазовая, экологическая, аэрокосмическая, а также в технологии электростанций. Простая конструкция и высокая надежность струйных эжекторов позволяет им соответствовать разнообразным требованиям.

Развитие эжекторов далеко еще не закончено. В последние годы с большим успехом применяется так называемые импульсные эжекторы [16]. Проведенные расчеты и практические исследования показывают, что эжекторы с пульсирующей струей рабочего газа определенной частоты превышают коэффициент эжекции обычных агрегатов в 10 – 15 раз. Соответственные расчеты и результаты практического опыта будут опубликованы в ближайшее время.

В данной работе представлены доказательства эффективного использования газового эжектора для обеспечения высокой выпускной мощности из подземного хранилища. Подобные эжекторы в настоящее время с большим экономическим эффектом применяются в России для выкачивания дополнительного количества газа из заглушенных или слабо напорных скважин.

Разработанный с помощью пакета MATLAB® Toolbox применим для расчета и определения конструкции эжекторов с и без диффузора независимо от типа рабочего и эжектируемого газов. Также разработана программа для расчета эжекторов в сверхзвуковой области.

.

В связи с либерализацией газового рынка и свободного использования газовых сетей открываются новые возможности применения мощных газовых эжекторов в этой отрасли.

Условные обозначения

D диаметр, *мм*

A площадь сечения, $мм^2$

L длина, *мм*

φ угол раствора, °

α отношение площадей сечения $\alpha = A_1 / A_2$

β отношение площадей сечения $\beta = A_4 / A_3$

M поток массы газа, $кг/с$

V поток объемов газа, $м^3/ч$

n коэффициент эжекции

h энтальпия, $кДж/кг$

I импульс, $кг \cdot м/с^2$

p давление, *Па*

ρ плотность, $кг/м^3$

T абсолютная температура, $°K$

u скорость потока, $м/с$

a скорость звука, $м/с$

c_p удельная изобарная теплоемкость, $Дж/(кг \cdot °K)$

c_v удельная изохорная теплоемкость, $Дж/(кг \cdot °K)$

k показатель адиабаты $k = c_p / c_v$

R газовая постоянная $R = c_p - c_v$, $Дж/(кг \cdot °K)$

λ приведенная скорость, $\lambda = u / a_{krit}$

n коэффициент эжекции, $n = M_2 / M_1$

θ отношение температур торможения, $\theta = T_2^* / T_1^*$

Π отношение полных давлений, $\Pi = p_1^* / p_2^*$

σ коэффициент потери в диффузоре

δ абсолютная ошибка

η коэффициент полезного действия

a, b коэффициенты фильтраций

ζ коэффициент гидравлического сопротивления

Z коэффициент сверхсжимаемости

e^{2S} коэффициент для расчета перепада давления в скважине

LP средняя цена дневной мощности

B, C коэффициент для расчета средней цены дневной мощности.

Газодинамические функции:

$\tau(\lambda)$, $\pi(\lambda)$, $\varepsilon(\lambda)$, $q(\lambda)$, $z(\lambda)$

Индексы:

1	рабочий газ или сопло рабочего газа
2	эжектируемый газ или сопло эжектируемого газа
3	газовая смесь или камера смешения
4	газовая смесь или диффузор
*	в состояние торможения
eff	эффективное значение
krit	в критическом состоянии
GW	граничное условие
Sp	хранилище
S	забой
K	головка

Список литературы

[1] Schacht, W.: Bewertung des technischen Zustandes und des wirtschaftlichen Betriebes von wasserführenden Porenspeichern.
GWF-Gas / Erdgas 145 (2004) Nr. 2, S. 107 – 116

[2] DIN 24290 vom August 1981

[3] DIN 24291 vom April 1974

[4] Zeuner, G.: Das Locomotiven – Blasrohr, Experimentelle und theoretische Untersuchungen über die Zugerzeugung durch Dampftstrahlen und über die saugende Wirkung der Flüssigkeitsstrahlen überhaupt.
Verlag Meyer & Zeller, Zürich 1863

[5] Rankine, M.: Miscellaneous scientific papers - Proceedings of the royal and other scientific and philosophical societies
London 1881

[6] Flügel, G.: Berechnung von Strahlapparaten, VDI Forschungsheft 395, Beilage zu „Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens“, Ausgabe B, Band 10, März/April 1939, VDI-Verlag GmbH, Berlin, S. 1 – 20

[7] Wiegand, J.: Anwendung und Konstruktion von Dampf- und Gasstrahlapparaten
Vortrag auf dem 93. Dachema - Kolloquium am 16.02.1962 in Frankfurt am Main
Chemie-Ingenieur-Technik 34 (1962), Nr. 6, S. 448/449

[8] Абрамович, Г. Н.: Прикладная газовая динамика
издательство „Наука“, Москва 1991

[9] Абрамович, Г. Н. и другие: Теория турбулентных струй
издательство „Наука“, Москва 1984

[10] Соколов, Е. Я. ; Зингер, Н. М.: Струйные аппараты
издательство „ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ“, Москва 1989

[11] Schacht, W.: Entwicklung eines neuen Verfahrens zur Berechnung von Strahlpumpen für Flüssigkeiten und Gase
Teil I : Mischrohr mit konstantem Querschnitt, 133 Seiten, 77 Bilder, Matlab-Programm
Teil II: Mischrohr mit variablem Querschnitt, 85 Seiten, 51 Bilder, Matlab-Programm
2005 zur Veröffentlichung beim VDI eingereicht

[12] Pohlenz, W.: Pumpen für Flüssigkeiten und Gase
Band 4: Pumpen für Gas
VEB Verlag Technik, Berlin, 1977

[13] Blenke, H.; Bohner, K.: Untersuchungen zur Berechnung des Betriebsverhaltens von Treibstrahlförderern
Chemie-Ingenieur-Technik 35 (1963), Nr. 3, S. 201 – 208

[14] Вяхирев Р. И.; Гриценко А. И.; Тер-Саркизов Р. М. Vyakhirev
Разработка и эксплуатация газовых месторождений
издательство „Недра-Бизнесцентр“, Москва 2002

[15] Schulz, H.: Die Pumpen – Arbeitsweise Berechnungen Konstruktion
Springer-Verlag, Berlin / Göttingen / Heidelberg, 1963

[16] Слободкина, Ф. А.; Евтюхин, А. В.
Математическое исследование газодинамических процессов в канале эжектора
с пульсирующей активной струей
Материалы XXV академических чтений по космонавтике «Актуальные проблемы
развития отечественной космонавтики», Москва, 2004