

ISBN 978-83-959742-0-5

# Conference proceedings Transport Problems 2020

XII INTERNATIONAL  
SCIENTIFIC  
CONFERENCE

IX INTERNATIONAL  
SYMPOSIUM OF YOUNG  
RESEARCHERS

30.11-02.12 2020  
Katowice - Silesia  
(online)



Politechnika  
Śląska



Wydział  
Transportu  
i Inżynierii  
Lotniczej



UNDER THE HONORARY PATRONAGE OF MAYOR OF  
KATOWICE CITY

AND RECTOR OF SILESIAN UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



Silesian University of Technology  
Faculty of Transport and Aviation Engineering

# Transport Problems 2020

Proceedings

XII International Scientific Conference

IX International Symposium of Young Researchers

UNDER THE HONORARY PATRONAGE OF MAYOR OF KATOWICE CITY  
AND RECTOR OF SILESIA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



Silesian University  
of Technology

ISBN 978-83-959742-0-5

Transport Problems  
International Scientific Journal

*editor-in-chief*  
**A. Sładkowski**  
*editorial board*

*H. Bąkowski, P. Czech, M. Cieśla, T. Haniszewski,  
M. Juzek, W. Kamiński, P. Marzec, G. Wojnar*

*CONFERENCE  
PROCEEDINGS*

*CONFERENCE  
PROGRAM*

*CONFERENCE  
PARTICIPANTS*

*CONFERENCE -  
TABLE OF  
PRESENTATIONS*

*CONFERENCE -  
TABLE OF  
CONTENTS*

*CONFERENCE -  
AUTHORS LIST*

No.	Author, title	Pages	
		Begin	End
50	Viacheslav MATSIUK, Viktor MYRONENKO, Valerii SAMSONKIN, Andrii POZDNIAKOV <i>Conceptual model of multimodal Caspian-Black sea route of the New Silk road (via Ukraine and Poland)</i>	<a href="#">476</a>	481
51	Gabrielius MEJERAS, Alfredas RIMKUS, Jonas MATIJOŠIUS <i>Investigation of the influence of hydrogen on the energy performance of a spark ignition engine using gasoline and bioethanol fuel mixtures</i>	<a href="#">482</a>	491
52	Leszek MINDUR <i>Combined/intermodal transport – the latest trends in world</i>	<a href="#">492</a>	505
53	Maciej MINDUR <i>The influence of the selected international organizations on the development of transport, in particular the transport in intermodal technology</i>	<a href="#">506</a>	518
54	Beybit MYRZAKHMETOV, Aleksander SŁADKOWSKI, Rasulbek MUSABEKOV <i>Application of general principles of nonequilibrium thermodynamics for the analysis of highly dynamic combustion processes in transport</i>	<a href="#">519</a>	527
55	Beybit MYRZAKHMETOV, Saltanat TOKTAMISSOVA, Aleksander SŁADKOWSKI <i>Method for computational modeling of jet pump operation modes for transport of productive uranium solutions</i>	<a href="#">528</a>	538
56	Oleg NIKIFOROV, Eduard SAFRONOV, Kirill SAFRONOV, Sergey MOCHALIN <i>Improving urban development methods for the formation of urban transport sys-tem</i>	<a href="#">539</a>	551
57	Tomasz OGNIK, Michał SOLIŃSKI, Michał SZCZYGIĘŁ, Krystyna MAŁEK, Wiktor MAĆKOWIAK, Damian HADRYŚ <i>Review of design solutions for bicycle assist drives</i>	<a href="#">552</a>	560
58	Sergiu OLTEANU, Mihaela POPA, Eugen ROCA, Florin-Valentin RUSCĂ, Cristina OPREA <i>Cross-docking operations optimisation through discrete simulation</i>	<a href="#">561</a>	570
59	Henry PENIKAS <i>“Road rules for banks” : traffic flow regulation implications for banking</i>	<a href="#">571</a>	583
60	Jana PIERIEGUD, Maxim KOLOS <i>Long-term trends, strategies and forecasts for the development of rail container transport: a comparative analysis of Belarus and Poland</i>	<a href="#">584</a>	591
61	Egor PLOTNIKOV, Aleksandr RAKHMANGULOV <i>Modeling China's dry ports cooperation in supply chains</i>	<a href="#">592</a>	601

**Ключевые слова:** модель, струйный насос, электрический центробежный насос, скважина, сопло, диффузор, добыча урана, тандемная насосная установка

**Beybit MYRZAKHMETOV\***, **Saltanat TOKTAMISSOVA**

Satbayev University, Institute of Metallurgy and Industrial Engineering  
Satpaev 22a, 050013 Almaty, Kazakhstan

**Aleksander ŚLADKOWSKI**

Silesian University of Technology, Faculty of Transport and Aviation Engineering  
Krasińskiego 8, 40-019 Katowice, Poland

\*Corresponding author. E-mail: salta.mahmood@gmail.com

## МЕТОДИКА РАСЧЕТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ СТРУЙНОГО НАСОСА ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ ПРОДУКТИВНЫХ РАСТВОРОВ УРАНА

**Аннотация.** В настоящей работе предложена модель работы скважины с ЭЦН и СН при постоянном дебите и проведены расчеты, которые позволяют по известным технологическим характеристикам скважины и насосного оборудования определить основные конструктивные размеры струйного насоса и место закрепления системы СН-УЭЦН для обеспечения устойчивой работы системы

## METHOD FOR COMPUTATIONAL MODELING OF JET PUMP OPERATION MODES FOR TRANSPORT OF PRODUCTIVE URANIUM SOLUTIONS

**Summary.** In this paper, we propose a model of operation of a well with ECP (electric centrifugal pumps) and JP (jet pump) at a constant flow rate and carry out calculations that allow, based on the known technological characteristics of the well and pumping equipment, to determine the main structural dimensions of the jet pump and the place of fixing the JP-ECP system to ensure stable operation of the system.

### 1. ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день мы наблюдаем резкий скачок в потреблении электроэнергии по всему миру, что в первую очередь связано с возрастанием потребности в его снабжении производств и промышленности. В этой связи актуальной проблемой электроэнергетики становится поиск относительно недорогих источников электроэнергии, что приводит к росту атомной промышленности, который является тем самым экономичным методом его производства. Как известно, в качестве топлива для атомных электростанций применяется уран. Казахстан является крупнейшим поставщиком уранового сырья на мировые рынки и развитие работ в области интенсификации добычи с одновременным повышением энергоэффективности процесса является важным и своевременным направлением исследований.

Для подъема продуктивных растворов при добыче урана методом подземного скважинного выщелачивания (ПСВ) используются электроцентробежные насосы (ЭЦН), которые не обеспечивают достаточной эффективности и надежности из-за высокой агрессивности откачиваемой жидкости, высокого содержания механических примесей в ней, многообразия

условий и осложнений в работе скважинного насосного оборудования. Поэтому, остро назрела необходимость поиска альтернативных способов откачки продуктивных растворов и совершенствования энергоэффективных показателей скважинных насосных установок. Проведенный авторами доклада анализ по оценке эффективности и надежности глубинно-насосного оборудования (ГНО) на откачных скважинах ряда месторождений урана показал, что для повышения эффективности работы уже применяемых на месторождениях погружных скважинных электронасосов наиболее предпочтительным является применение тандемной насосной установки (ТНУ) типа «установка электроцентробежного насоса (УЭЦН) + струйный насос (СН)» (Рис. 1), которые с успехом были апробированы в нефтяной промышленности на скважинах, выходящих из бурения, или скважинах, которые плохо осваиваются после подземного ремонта для форсированного отбора жидкости [1 - 3]. Для этого требуется лишь дооснастить ЭЦН дополнительным СН, что даст возможность увеличения отбора продукции из добычных скважин, повышение КПД установки за счет прироста производительности установки, упрощения конструкции и повышение ее надежности.

СН известен уже довольно-таки давно. Широкое их распространение практически во всех областях техники обусловлено рядом их существенных преимуществ по сравнению с другими видами насосного оборудования. Главным их достоинством является исключительная надежность, связанная с безотказностью деталей и узлов, а также со способностью устойчиво работать при воздействиях, нарушающих нормальное нагнетание жидкости. Они могут быть использованы для любых сред, в том числе агрессивных и радиоактивных, что немаловажно для урановой добычи. При работе на загрязненных средах они не нуждаются в установке фильтров, что значительно снижает эксплуатационные расходы [4].

В связи с отсутствием практического опыта разработки и применения ТНУ при добыче урана методом ПСВ было решено обратиться к опыту нефтедобывающих компаний. Имеющиеся наработки и опыт применения СН в нефтяной промышленности с успехом могут быть применены и в уранодобывающей промышленности. К примеру, в нефтяной промышленности имеются ряд успешных разработок и апробированных на практике ТНУ для различных условий эксплуатации [1 - 3, 5].

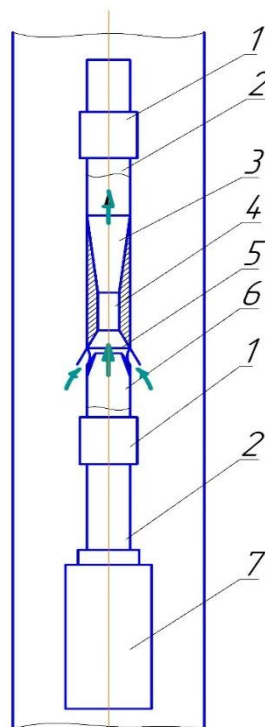


Рис. 1. Принципиальная схема тандемной насосной установки «ЭЦН+СН»: 1 – муфта, 2 – колонна НКТ, 3 – диффузор, 4 – камера смешения, 5 – приемная камера, 6 – сопло, 7 – установка ЭЦН

Технология применения ТНУ позволяет:

- стабилизировать режим работы системы «погружная установка- скважина-пласт», а также легко регулировать забойное давление и дебит скважины;
- установить и поддерживать оптимальный режим работы УЭЦН при неконтролируемом изменении условий эксплуатации (пластовое давление, обводненность и др.);
- облегчить и ускорить вызов притока и вывод скважины на установившийся режим работы после ее глушения или остановки;
- эффективно использовать отсепарированный на входе в ЭЦН свободный газ в процессе подъема продукции путем его перепуска из затрубного пространства через струйный насос в колонну НКТ с созданием благоприятной структуры газожидкостной смеси;
- улучшить охлаждение погружного электродвигателя;
- снизить и стабилизировать токовые нагрузки погружного электродвигателя;
- повысить наработку на отказ элементов погружной установки;
- повысить КПД добывающей системы.

Многообразие процессов, регулируемых с использованием эжекционных систем, обусловило разработку большого количества скважинных струйных аппаратов. В условиях отсутствия нормативных документов, регламентирующих типы и параметры струйных аппаратов усложняется процесс их эксплуатации. Начальным этапом унификации конструкции скважинных струйных аппаратов явилась разработка схемы их классификации. Достоинствами применения струйных аппаратов в скважинах являются:

- 1) долговечность работы (межремонтный период достигает трех лет);
- 2) малая длина, что дает возможность их применения в скважинах большой искривленности;
- 3) способность к эксплуатации в сложных условиях (высокая температура, коррозионная активность среды и др.).

## 2. МОДЕЛЬ СТРУЙНОГО НАСОСА

Модель гидроструйного насоса основана на законе сохранения энергии, импульса и массы. При этом потери давления на трение в потоке учитываются коэффициентами трения. Каждая часть струйного аппарата имеет собственный режим потока (рис. 2), описываемые соответствующими уравнениями для расчета изменения давления и других параметров по длине аппарата.

В качестве допущений, которые использовались при выводе уравнений и получении результатов в настоящей работе, были приняты следующие:

- 1) гидродинамические процессы в скважине и внутри эжектора протекают изотермически;
- 2) при изменении давления плотность жидкости остается постоянной;
- 3) коэффициент сжатия струи в сопле эжектора равен 1.

Расчетное моделирование проводилось в следующей последовательности [6].

1. *Высоконапорное сопло.* Энергия, привносимая силовой жидкостью, состоит из кинетической энергии и потенциальной энергии. Кинетическая энергия связана со скоростью истечения струи и потенциальной энергией, зависящей от давления на входе в сопло. Силовая жидкость, в общем случае, подается от силовой насосной установки (например, УЭЦН) и направляется в камеру смешения через сопло как высокоскоростная струя. При входе в камеру смешения силовая жидкость смешивается с эжектируемой жидкостью.

Уравнение Бернулли описывает закон сохранения энергии для сопла

$$P_i + \frac{1}{2} \rho_1 v_i^2 = P_0 + \rho_1 v_n^2 + K_n \frac{1}{2} \rho_1 v_n^2, \quad (1)$$

где индексы:  $i$  – параметры жидкости на входе в сопло;

$n$  – параметры жидкости в сопле;  
 1 – параметры рабочего потока жидкости;  
 $K_n$  – коэффициент потерь давления на трение в сопле;  
 $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $v$  – скорость жидкости, м/с.

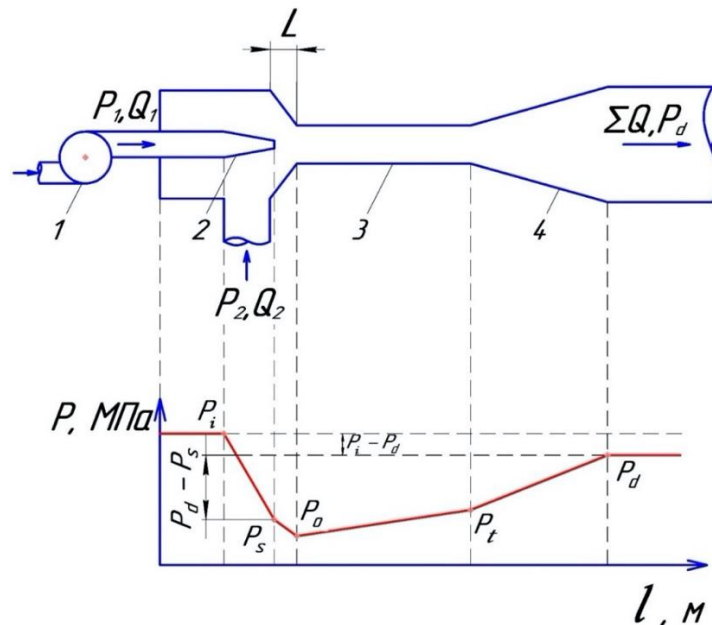


Рис. 2. Изменение давления рабочей жидкости в струйном насосе:

1 - ЭЦН; 2 - сопло; 3 - камера смешения; 4 - диффузор;  $P_1, P_2$  - соответственно, давления рабочей и инжектируемой жидкостей;  $Q_1, Q_2$  - расходы рабочей и инжектируемой жидкостей.  $P_i$  - давление рабочей жидкости;  $P_s$  - давление рабочей жидкости на выходе из сопла;  $P_t$  - давление на выходе из камеры смешения;  $P_d$  - давление жидкости на выходе из СН;  $L$  - расстояние от сопла до входа в камеру смешения;  $P_o$  - давление на входе в камеру смешения;  $(P_d - P_s)$  - прирост давления перекачиваемой жидкости в струйном насосе;  $(P_i - P_d)$  - падение давления рабочей жидкости за счет рассеяния его кинетической энергии

Так как, диаметр сопла во много раз меньше диаметра пространства между выкидом ЭЦН и соплом ( $d_n \ll d_i$ ), то скорость рабочего потока в линии подачи пренебрежительно мала в сравнении со скоростью в самом сопле ( $v_n \gg v_i$ ), в связи с чем компонент  $\frac{1}{2} \rho_1 v_i^2$  пренебрегается. Таким образом выражение (1) можно представить как

$$P_i - P_o = Z(1 + K_n), \quad (2)$$

где  $Z = \frac{1}{2} \rho_1 v_n^2$  - определяется как динамический напор.

При этом, давление на выходе из сопла  $P_o$  приблизительно равно давлению на приеме струйного насоса  $P_s$ . Данное допущение справедливо для струйных насосов с соплом, удаленным на некоторое расстояние от камеры смешения, и, следовательно, высокоскоростная струя истекает в среду с давлением, близким или равным давлению в приемной камере.

2. Приемная камера. Эжектируемый поток жидкости подается в струйный насос через приемную камеру, представленным кольцевым пространством. Важно отметить, что пассивный (эжектируемый) поток подается в насос (приемную камеру) за счет снижения давления в камере смешения. Смешение рабочей и эжектируемой жидкостей, а также обмен энергией, происходит практически мгновенно.



Изменение давления в приемной камере может быть сформулировано из уравнения Бернулли и выражено следующим образом

$$M = (P_s - P_o) = Z(1 + K_{en}) \frac{S \cdot M^2}{c^2}, \quad (3)$$

где  $M = \frac{Q_2}{Q_1}$  – коэффициент эжекции;

$K_{en}$  – коэффициент потерь давления на входе в камеру смешения;

$S = \frac{\rho_1}{\rho_2}$  – отношение плотностей жидкостей;

$C = \frac{1-b}{b}$  – безразмерный коэффициент, где  $b$  – отношение площади сопла к площади камеры смешения.

Для случая, когда плотности рабочей и пассивной жидкостей равны, выражение (3) может быть представлено следующим образом

$$M = (P_s - P_o) = Z(1 + K_{en}) \frac{M^2}{c^2}. \quad (4)$$

*3. Камера смешения.* Основной обмен энергией происходит в камере смешения, при этом предполагается полное смешение рабочей и эжектируемых жидкостей. Основным допущением является то, что скорости потоков на входе в камеру смешения и на выходе имеют равномерное распределение. На основе данного предположения применяется закон сохранения импульса: импульс смешанного потока при выходе из камеры смешения равен импульсу жидкостей, поступающих в нее.

Импульс жидкостей, покидающие контрольный объем, минус импульс поступающих жидкостей, равен внешней силе; то есть изменению давления в контрольном объеме с площадью поперечного сечения  $A_{th}$ . Объединив это с установленным соотношением объема газа, баланс энергий можно записать в виде

$$A_{th} (P_o - P_t) - \int dFr = (m_1 + m_2)V_{3t} - m_1 v_n, \quad (5)$$

где  $P_t$  – давление в камере смешения;

$Fr$  – диссипация импульса;

$m_1, m_2$  – массовый расход рабочей и эжектируемой жидкостей, соответственно;

$V_{3t}$  – скорость смешанного потока ( $m_1+m_2$ ) на выходе из камеры смешения.

Используя уравнение неразрывности и разделив выражение (5) на  $A_{th}$ , получим следующее выражение для несжимаемой жидкости

$$P_t - P_o = Z \left[ 2b + \frac{S \cdot M^2 b^2}{1-b} - b^2 (2 + K_{th}) (1 + S \cdot M) (1 + M) \right]. \quad (6)$$

При этом на выходе из камеры смешения поток имеет высокую кинетическую энергию, в связи с чем необходим диффузор для конвертации ее в потенциальную энергию.

*4. Диффузор.* Диффузор представляет собой расширяющийся канал течения смешанного потока. Длина диффузора определяет восстановление давления в струйном насосе, при этом пологий угол диффузора обеспечивает наилучшее восстановление давления.

Как описывалось выше, на выходе из диффузора большая часть кинетической энергии превращается в потенциальную энергию, что обеспечивает необходимую энергию для подъема смешанного потока жидкостей на поверхность.

Увеличение давления по длине диффузора описывается так же, как для камеры смешения и сопла, а изменение энергии - уравнением непрерывности

$$\int_t^d \frac{dP}{\rho} + \int_t^d VdV + \int_t^d \Delta P_f / \rho_{3t} = 0, \quad (7)$$

где  $\int_t^d \frac{dP}{\rho}$  – гидростатический напор;

$\int_t^d VdV$  – скоростной напор;

$\int_t^d \Delta P_f / \rho_{3t}$  – компонент, учитывающий диссипацию энергии.

Уравнение (7) в окончательной форме может быть выражено следующим образом

$$P_d - P_t = Z^2 b^2 (1 + S \cdot M)(1 - K_{di} - a^2). \quad (8)$$

*Потери давления на трение в струйном насосе.* При эксплуатации струйного насоса имеются потери на трение, наблюдаемые во всех его частях.

Для учета этих потерь используются так называемые коэффициенты потерь давления на трение в различных узлах струйного насоса. Эти коэффициенты зависят от геометрии насоса, давлений, вязкости, расходов и т.д. Коэффициенты потерь постоянной величины также вероятны в случаях с высокими числами Рейнольдса. Стандартным подходом является их экспериментальное определение для конкретного используемого насоса и для конкретной перекачиваемой среды при определенных расходах жидкости.

Кроме того, имеется ряд публикации, обосновывающих, что коэффициенты трения имеют некоторые усредненные значения, которые действительны для определенного диапазона отношений сопло-камера смешения. В табл. 1 приведены рекомендуемые значения коэффициентов потерь давления на трение, полученные экспериментальным путем [7].

Табл.1

Рекомендуемые значения коэффициентов потерь давления на трение

Параметр	Обозначение	Значение
Коэффициент потерь давления на трение в сопле	$K_n$	0.05
Коэффициент потерь давления на трение в приемной камере	$K_{en}$	0.00
Коэффициент потерь давления на трение в камере смешения	$K_{td}$	0.20

*Коэффициент полезного действия.* Как и для любого насоса, эффективность (КПД) струйного насоса описывается как:

$$\eta = \frac{\text{Полезная работа}}{\text{Затраченная энергия}}. \quad (9)$$

Это же уравнение может быть выражено через расходы жидкостей и перепады давлений для конкретных условий:

$$\eta = \frac{(P_d - P_s) \cdot Q_2}{(P_i - P_d) \cdot Q_1} = M \cdot N. \quad (10)$$

Таким образом, повышение давления в эжектируемом потоке до уровня давления силовой жидкости определяет эффективность струйного насоса. Обмен энергией рассматривается как изменение давления в струйном насосе.

Используя выражения (1) - (9) можно получить теоретический параметр  $N$ , характеризующий соотношение давлений жидкостей в струйном насосе (Рис. 3):

$$N = \frac{n_1}{n_2}, \quad (11)$$

где

$$n_1 = 2b + \frac{2S \cdot M \cdot c^2 \cdot b^2}{1-b} - b^2(1 + K_{th} + K_{di} + a^2)(1+m)(1+S \cdot M) - \frac{S \cdot M^2}{c^2}(1 + K_{en}), \quad (12)$$

$$n_2 = 1 + K_n - n_1, \quad (13)$$

где  $n_1$  и  $n_2$  – безразмерные коэффициенты.

*Определение оптимального коэффициента эжекции.* Рекомендуемое значение рабочей точки для коэффициента эжекции является значение  $M = \frac{2}{3}M_{OPT}$ , при этом значение  $M_{OPT}$  – является коэффициент эжекции при максимальном КПД. Значение  $M_{OPT}$  может быть выведено путем дифференцирования уравнений (10)-(11), а после приравненным нулю для нахождения его действительного корня.

Более высокие значения эжекции чреваты повышенным риском кавитации при незначительном увеличении КПД насоса (рис. 3).

*Кавитация струйного насоса.* Струйные насосы подвержены кавитации, которая возникает при падении давления в камере смешения ниже давления насыщения паров. Обычно кавитационные режимы наблюдаются при высоких расходах жидкости через камеру смешения.

При кавитационном режиме снижение противодавления на насос не оказывает влияния на коэффициент эжекции  $M$ . Однако кавитация приводит к интенсивному эрозионному разрушению рабочих поверхностей струйного аппарата.

На основе экспериментальных данных, для прогноза работы струйного насоса в бескавитационном режиме определен коэффициент  $M_c$ , который определяет коэффициент эжекции, выше которого наблюдается кавитация в работе струйного насоса

$$M_c = c \left( \frac{P_s - P_v}{\sigma \cdot Z} \right)^{0.5}, \quad (14)$$

где  $\sigma$  - кавитационный коэффициент, равный 1,35.

Сравнение прогнозируемого коэффициента эжекции  $M_c$  предполагаемой  $M_c$  является важным шагом при проектировании струйного насоса и служит для выбора оптимальной геометрии насоса.

Результаты расчетного моделирования режимов работы струйного насоса позволили определить следующие основные конструктивные параметры струйного насоса для проектирования его действующего образца:

- Отношение площади сопла к площади камеры смешения  $d_c/d_{kc} = 0,25$ .
- Диаметр сопла  $d_c = 7.43$  мм.
- Диаметр камеры смешения  $d_{kc} = 14.857$  мм.
- Расстояние между соплом и камерой смешения  $L = 14.86$  мм (var).
- Длина камеры смешения - 89.14 мм.
- Диффузор: угол наклона 5-8 градусов.
- Длина диффузора (2,8...3,0) от длины камеры смешения.

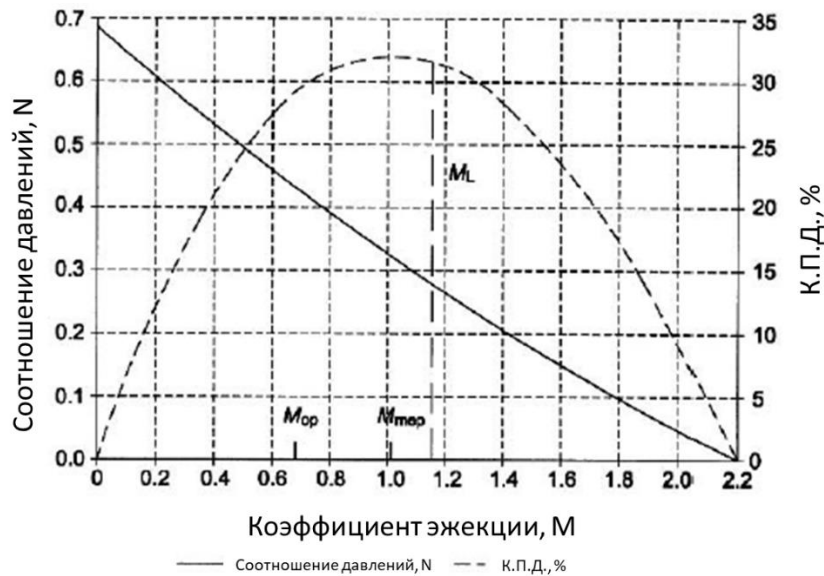


Рис. 3. Зависимость КПД струйного насоса и коэффициента эжекции [8]

Расчетное моделирование стендовой установки применительно к скважинным условиям на реальной откачной скважине позволили получить наглядные характеристики режимов работы ТНУ при различных соотношениях площади сопла к площади камеры смешения струйного насоса в диапазоне  $b = 0,1 \dots 0,9$ .

Некоторые результаты расчетного моделирования приведены на рисунках 4 и 5 и в виде сводной таблицы основных параметров ТНУ (Табл. 2).

Табл.2

Расчетные данные совместной работы системы «пласт-ЭЦН-СН»

Отношение площади сопла к площади камеры смешения СН	Коэффициент эжекции СН	Коэффициент полезного действия ТНУ	Подача ТНУ	Кавитационный коэффициент эжекции СН	Кавитационная устойчивость СН
$b$	$M$	$\eta, \%$	$q_2, \text{ м}^3/\text{сут}$	$M_c$	$CR, \%$
0,1	1,80	32,6	1029,9	4,22	56
0,23	0,88	34,5	504,1	1,88	42
0,3	0,52	33,8	297,5	1,09	40
0,4	0,33	32,0	187,3	0,70	47
0,5	0,21	29,2	120,4	0,47	43
0,6	0,13	25,4	76,9	0,31	48
0,7	0,08	20,6	47,9	,020	55
0,8	0,05	14,5	27,8	0,11	60
0,9	0,02	7,42	12,8	0,05	55

Исходя из анализа полученных данных расчета следует, что при соотношении  $b = 0,23$  отмечается наивысшее значение КПД при относительной бескавитационной работе в заданных скважинных условиях.

Моделирование позволило также выработать ряд рекомендаций по геометрии основных элементов СН с учетом практического опыта [9 - 11].

Важными параметрами при дизайне являются расстояние между соплом и камерой смешения и длина последней. При выборе слишком длинных камер смешения наблюдается потеря кинетической энергии и, как следствие, ухудшение напорной характеристики насоса. Расстояние между соплом и камерой смешения оказывает существенное влияние на потерю кинетической энергии рабочего потока и ухудшение кавитационной устойчивости насоса.

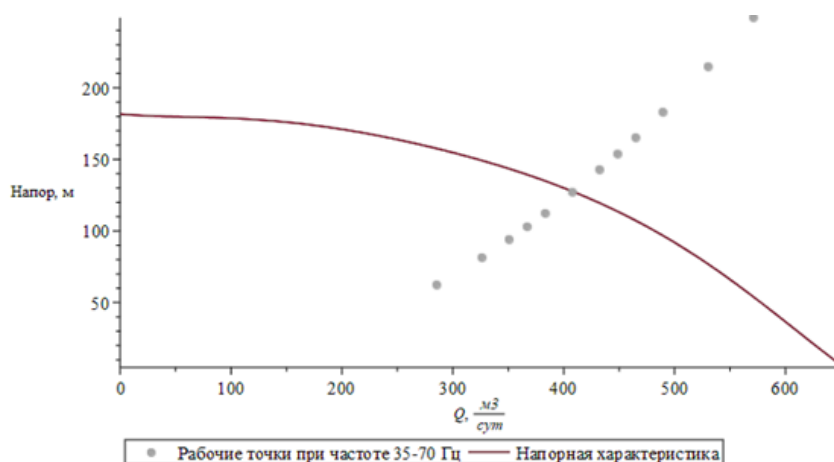


Рис. 4. Напорная характеристика виртуальной модели УЭЦН- 17-127 при 50 Гц и рабочие точки в диапазоне 35-70Гц

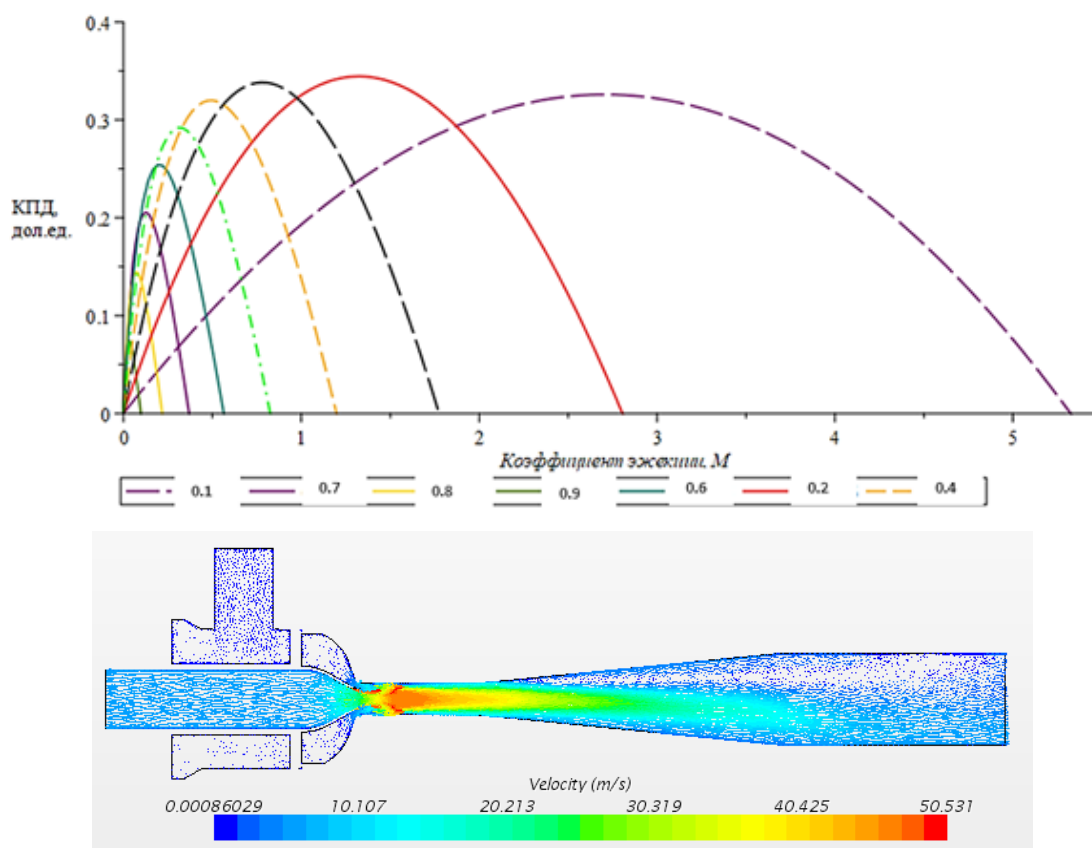


Рис. 5. Коэффициент эжекции-КПД струйного насоса при разных значениях диаметра сопла к диаметру камеры смешения ( $b=0.1-0.9$ )

Сопло рекомендуется короткого конического дизайна для снижения потерь давления на трение при истечении высокоскоростной струи. Согласно экспериментальным данным получено оптимальное расстояние между соплом и горловиной камеры смешения как  $S_p / D_{th}$  в диапазоне 0,5-2,0 для предотвращения кавитации, однако рекомендуемое значение – 1.

Длина камеры смешения рекомендуется  $L / D_{th} = 8$ , однако эффективность насоса может быть улучшена и за счет изменения длины камеры смешения.

Таким образом, были получены все необходимые конструктивные размеры элементов струйного насоса, необходимые для проектирования опытной модели.

На основании анализа результатов моделирования установлена высокая чувствительность кавитационных режимов работы струйного насоса не только к эксплуатационным условиям, но и к конструктивным параметрам основных элементов струйного насоса. Поэтому, рекомендуется обращать внимание на точность и тщательность соблюдения основных размеров и чистоту их рабочих поверхностей.

Разработанная методика расчета струйного насоса позволяет использовать общедоступные прикладные программы для компьютерного моделирования и создавать виртуальные модели откачной скважины и рассчитывать рабочие характеристики комбинированной насосной установки (СН+ЭЦН); получить теоретически обоснованные исходные конструктивные параметры для проектирования и изготовления действующего образца струйного насоса для конкретных условий эксплуатации.

Результаты компьютерного моделирования режимов работы комбинированной насосной установки в усредненных условиях большинства урановых месторождений подтвердили их теоретическую эффективность и возможность применения. С применением компьютерного моделирования также проведены расчетно-экспериментальные исследования для получения исходных конструктивных параметров для проектирования и изготовления действующего лабораторного образца струйного насоса для отработки его конструкции и проведения его испытаний в стендовых условиях на следующем этапе работ в 2019г.

На рис.6 приведена примерная конструкция скважинного струйного насоса для совместной работы с УЭЦН в реальных скважинных условиях.

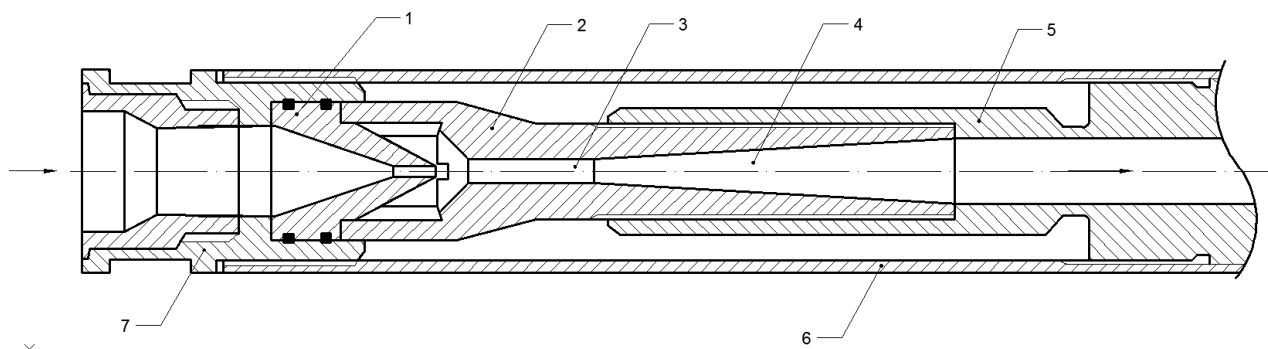


Рис. 6. Конструкция скважинного струйного насоса для совместной работы с УЭЦН: 1 – высоконапорное сопло; 2 – корпус диффузора; 3 – камера смешения; 4 – диффузор; 5 – центрирующая муфта; 6 – корпус; 7 – муфта сопла

### 3. ВЫВОДЫ

Разработанная методика расчета позволяет производить быстрый расчет и оценку работоспособности подобных систем в откачных скважинах при различных динамических условиях, определять его технико-экономические показатели и диапазон бескавитационных режимов.

### Литература

1. Тищенко, И.Т. & Гумерский, Х.Х. & Марьенко, В.П. *Струйные насосы для добычи нефти*. Москва: Нефть и газ. 1996.

2. Вербицкий, В.С. & Грехов, И.В. & Деньгаев, А.В. & и др. *Промысловые исследования насосно-эжекторных систем «Тандем» в ОАО «Юганскнефтегаз»*. Нефтяное хозяйство. 2005. Available at: <http://naukarus.com/promyslovyie-issledovaniya-nasosno-ezhektornyh-sistem-tandem-v-oao-yuganskneftegaz>.
3. Дроздов, А.Н. & Вербицкий, В.С. & Деньгаев, А.В. & и др. Погружные насосы и насосно-эжекторные системы – новые возможности в нефтегазодобыче, нефтеотдаче и нефтегазосборе. *Вестник НК «ЮКОС»*. 2004. № 10. С. 3-9.
4. Калачев, В.В. *Струйные насосы. Теория, расчет и проектирование*. Москва: Филинь: Омега-Л. 2017. 418 с.
5. Соколов, Е.Я. & Зингер, Н.Л. *Струйные аппараты*. Москва: Энергоатомиздат, 1989.
6. Cunningham, R.G. Jet Pump Theory and Performance with Fluids of High Viscosity. *Proc. ASME*. 1957. Vol. 79. P. 1807-20.
7. Шмидт, А.А. *Повышение эффективности эксплуатации скважин, осложненных содержанием мехпримесей в продукции*. Автореф. дисс... канд. техн. наук. Уфа. 2007. 25 с.
8. Смольников, С.В. & и др. *Методы защиты насосного оборудования для добычи нефти от механических примесей*. Уфа: Нефтегазовое дело. 2010. 41 с.
9. Шашкин, М.А. Применяемые в ТПП «Лангепаснефтегаз» методы защиты для снижения негативного влияния механических примесей на работу ГНО. *Инженерная практика*. 2010. № 2. С. 26-31.
10. Казаков, Д.П. *Повышение эффективности эксплуатации скважин электроцентробежными насосами после гидравлического разрыва пласта*. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Уфа. 2010. 26 с.
11. Шерстюк, А.Н. & Анникова, Ю.Н. & Ермолаева, Т.А. & и др. Режим работы погружного центробежного насоса для добычи нефти. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*. 2005. № 8. С. 18-20.