

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ МАСЛЯНОГО НАСОСА ВЕРТИКАЛЬНОГО СПИРАЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

К. С. Сазонов^{1,2}✉, В. С. Петрушин^{1,2}, Р. Р. Якупов¹, Т. Н. Мустафин¹

¹Казанский национальный исследовательский технологический университет,
Россия, 420015, Республика Татарстан, г. Казань, ул. Карла Маркса, 68

²ООО «ТРАКС», Россия, 141006, г. Мытищи, пр. Олимпийский, 38

✉ k.sazonov@list.ru

При проектировании вертикальных спиральных компрессоров конструкторы часто сталкиваются с необходимостью рассчитывать масляный насос, который влияет на характеристики, работоспособность и надежность компрессора. В статье представлен первый этап работы по разработке методики расчета указанных насосов: разработка экспериментальной методики исследования масляного насоса; сравнение физического эксперимента по разработанной методике с известными закономерностями; проверка влияния угла конуса входной насадки на характеристики насоса.

Авторами были проанализированы представленные в открытом доступе материалы и выбраны конструктивные элементы, влияющие на насос или влияние которых необходимо проверить. Для этого авторы разработали экспериментальный стенд и методику проведения эксперимента, которые позволили учесть конструктивные особенности насоса: диаметр канала; диаметр отверстия насадки; форму насадки; частоту вращения вала.

Анализ погрешностей показал, что относительная погрешность эксперимента не превышает 3 %. На основе экспериментальных данных по разработанной методике были сформулированы следующие зависимости: имеется обратная зависимость напора насоса от отношения радиуса отверстия в насадке к радиусу канала насоса; имеется квадратичная зависимость напора насоса от частоты вращения. Указанные зависимости согласуются с известными данными, на основе чего делается вывод об адекватности разработанной методики и о применимости её в дальнейших исследованиях. Также было проверено, что форма насадки не влияет на характеристики насоса. Результаты эксперимента, представленные в статье, могут быть использованы для верификации математических моделей насосов спиральных компрессоров.

Ключевые слова: спиральный компрессор, вертикальный вал, масляный насос, напор насоса, экспериментальный стенд, методика исследования, система смазки

Для цитирования: Сазонов К. С., Петрушин В. С., Якупов Р. Р., Мустафин Т. Н. Разработка методики экспериментального исследования масляного насоса вертикального спирального компрессора. *Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»*. 2026. Т. 10, № 1. С. 49–56. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-49-56>. EDN: QSXNKO.



© Сазонов К. С., Петрушин В. С., Якупов Р. Р., Мустафин Т. Н., 2026.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

DEVELOPMENT OF THE METHODOLOGY FOR TESTING EXPERIMENTAL OIL PUMPS OF A VERTICAL SPIRAL COMPRESSOR

K. S. Sazonov^{1,2}✉, V. S. Petrushin^{1,2}, R. R. Yakupov¹, T. N. Mustafin¹

¹Kazan National Research Technological University,
Karl Marx St., 68, Kazan, Republic of Tatarstan, 420015, Russia
²LLC "TRACS", Olympic Ave., 38, Mytishchi, 141006, Russia

✉ k.sazonov@list.ru

In the design vertical scroll compressors, engineers often need to calculate an oil pump that influences the compressor's features, performance and reliability. The article presents the first research stage for developing the method for calculating such pumps: development of an experimental method for investigating the oil pump; comparison of the physical experiment using the developed method with known patterns; testing the influence of the angle of the inlet nozzle on the pump's performance.

The authors analysed the publicly available materials and selected the structural elements that affect the pump or which effect needs to be checked. Moreover, the authors developed an experimental test bench and a method of conducting the experiment, which allowed considering the design features of the pump: the diameter of the channel; the diameter of the nozzle opening; the shape of the nozzle; the frequency of rotation of the shaft.

The error analysis reveals that the experiment's relative error is less than 3 %. Based on experimental data, the following dependencies are formulated according to the developed method: there is an inverse dependence of the pump pressure from the ratio of the hole radius at the pump outlet to the radius of the pump duct; there is a quadratic dependence of the pump pressure on the speed. These dependencies are consistent with the known data, which leads to a conclusion about the adequacy of the developed methodology and its applicability in further studies. Moreover, the authors also verify that the shape of the nozzle does not affect the pump's performance. The results of the experiment presented in the article can be applied for verifying mathematical models of scroll compressors.

Keywords: scroll compressor, vertical shaft, oil pump, pump head, experimental bench, research methodology, lubrication system

For citation: Sazonov K. S., Petrushin V. S., Yakupov R. R., Mustafin T. N. Development of the methodology for testing experimental oil pumps of a vertical spiral compressor. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(1):49–56. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-49-56>. EDN: QSXNKO. (In Russ.).



© Sazonov K. S., Petrushin V. S., Yakupov R. R., Mustafin T. N., 2026.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Спиральный компрессор — высокотехнологичное изделие, которое требует решения сложных инженерных вопросов. Одним из достаточно важных вопросов является проектирование его масло-системы.

Маслосистема любого механизма служит для обеспечения подачи смазки ко всем трущимся поверхностям, благодаря чему снижаются потери трения между деталями и увеличивается их ресурс. Кроме того, смазка отводит тепло и вымывает продукты износа с рабочих поверхностей. Наличие таких продуктов может вызвать образование задиров и царапин. Более того, недостаточная смазка опасна перегревом. Чрезмерный нагрев приводит к тепловому расширению узлов агрегата и в итоге — к заклиниванию механизма [1]. В маслосистеме спирального компрессора, как в машине роторного типа, важную роль играет не только смазка пар трения в виде упорных или опорных подшипников, но и организация подвода масла в полость сжатия спиралей для повышения термодинамической эффективности.

Все вышеперечисленные факторы указывают на важность конструирования корректной маслосистемы спирального компрессора.

С классической системой смазки вертикального спирального компрессора было проведено множество исследований [2–6], а также с компрессорами со схожими системами смазки [7–11]. В них изучено влияние частоты вращения и радиуса трубки на работу насоса, однако в данных статьях прямой целью это не ставилось. Например, J. de Bernardi [2] в 2000 г. использует метод CFD моделирования (Computational Fluid Dynamics, вычислительная гидродинамика) для определения расхода масла и визуализации его движения. Автор вводит несколько допущений в модель: поток масла является ламинарным; в начальный момент времени вал имеет бесконечное ускорение; взаимодействие между газом (воздух) и маслом (IS015 Polyol Ester) на границе раздела фаз не учитывается (газовыделение, растворимость); плотность и вязкость являются константами; теплообменном пренебрегают. В качестве метода решения выбирается метод VOF (Volume of Fluid Method, метод объема жидкости). Гранич-

ные условия задаются статическими давлениями. По результатам моделирования и экспериментальной проверки точность модели составила 17 % по расходу на подшипник подвижной спирали, что на то время являлось хорошим результатом. Данное исследование позволило детально рассмотреть путь движения масла.

Micahel M. Cui [3] провел исследование системы подачи масла в спиральном компрессоре с некоторыми уточнениями: присутствует неподвижный масляный картер, вал разгоняется от 0 до 3500 об/мин, поток рассматривается как неоднородный эйлеровский многофазный поток. Присутствует проверка результатов на экспериментальном стенде. В результате своих изысканий автор приходит к следующим выводам:

— снижение вязкости масла в результате растворения хладагента и повышения температуры увеличивает скорость подачи масла в подшипники и общий расход масла;

— снижение уровня масла в поддоне уменьшает расход и скорость поступления масла в подшипники.

D. H. Kim, D. K. Shin, S. O. Cho [4] провели экспериментальный анализ расхода масла в спиральных компрессорах. Расход масла измерялся при изменении параметров таких основных элементов, как масляный насос, корпус верхнего подшипника и вал, которые оказывают большое влияние на систему подачи масла. Результаты измерений показали, что эффективность насоса увеличивается по мере увеличения его рабочего объема, а структура масляного канала в корпусе верхнего подшипника оказывает большое влияние на расход масла к опорному подшипнику между корпусом верхнего подшипника и подвижной спиралью. Кроме того, конфигурация внутреннего масляного канала (маслонасоса) в вале оказывает большое влияние на эффективность насоса. Наиболее эффективным оказался маслонасос со второй ступенью, выполненной под углом к оси вращения (рис. 1в).

В машиностроении, в частности при проектировании маслосистемы, существует принципиальное ограничение, обусловленное технологическими и экономическими факторами, которое заключается в нецелесообразности увеличения длины второй ступени насоса по сравнению с первой. Указанное ограничение обусловлено тем, что при сверлении глубоких отверстий, глубина которых превышает диаметр в 5 раз, необходимо применять специализированные сверла, такие как ружейные [12, 13]. В результате, для оптимизации производственного процесса и снижения затрат на изготовление вала возникает необходимость в точном расчете максимального напора, который может быть обеспечен первой ступенью насоса.

R. T. Drost, J. F. Quesada [5] в 1992 г. использовали аналитическую модель при исследовании поведения масла в маслосистеме вертикального спирального компрессора, для этого был создан испытательный стенд. На испытательной установке изучалось влияние частоты вращения, температуры масла и геометрии системы (разные каналы вала и канавки подшипников) на расход. При анализе авторы вводят следующие допущения: несжимаемая рабочая жидкость; постоянная угловая скорость; ламинарный поток; теплообмен отсутствует. В результате исследования было установлено, что маслосистема чувствительна к небольшим изменениям геометрии и условиям эксплуатации. Были по-

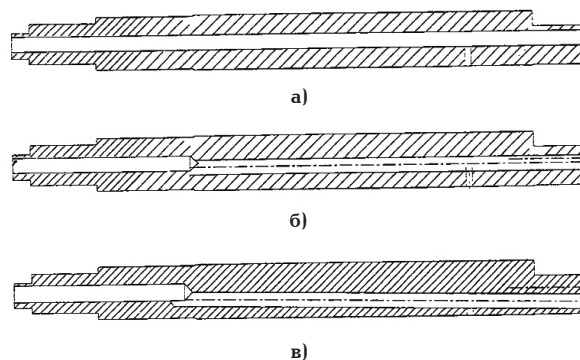


Рис. 1. Модели вала, использованные в эксперименте [4]:

а — сквозное отверстие; б — прямая вторая ступень;

в — вторая ступень под углом к оси вращения

Fig. 1. Shaft models used in the experiment [4]:

a — through hole; б — straight second stage;

в — second stage at an angle to the axis of rotation

лучены зависимости расхода масла от температуры и глубины погружения маслозаборной трубки.

C. J. Shin, J. S. Park, Y. I. Chang [6] в своей статье оценивают теоретический расход масла, давление, сопротивление и требуемый расход в зависимости от нескольких конструктивных параметров системы маслообеспечения. Для моделирования использовалась эквивалентная электрическая схема, а полученные значения сравнивались с экспериментальными данными. По результатам исследования авторы:

— экспериментально и моделированием определили центробежную силу лопастного насоса;

— определили необходимый расход масла по расходу на охлаждение, а не по расходу, необходимому для образования масляной пленки;

— установили расчетный параметр для проектирования маслосистемы с учетом требования надежности.

Стоит отметить, что все исследования по указанной тематике объединяет одно — рассматривается и изучается конкретная конструкция маслосистемы. В литературе нет методики по проектированию насоса вертикального спирального компрессора. Из публикаций можно составить только рекомендации по проектированию маслосистемы, но не рассчитать характеристики насоса. Данные обстоятельства определили цель работы — разработать методику экспериментального исследования первой ступени масляного насоса вертикального спирального компрессора, которая в дальнейшем будет использоваться в разработке методики расчета насоса. Более того, проведенные исследования показали, что из-за низких рабочих давлений масла в системе даже незначительные изменения геометрии насоса могут стать причиной недостаточной смазки, поэтому дополнительно необходимо проверить влияние формы насадки на напор.

Объект исследования

Классическая система смазки вертикального спирального компрессора (рис. 2) состоит из маслонасоса; масляных каналов; отверстий, подающих масло на подшипники; отверстий суфлирования.

Основным элементом любой маслосистемы является маслонасос. В вертикальном исполнении спирального компрессора он представляет собой сквозное сверление тела вала. Существуют «неразрывные», бесступенчатые исполнения, где отвер-

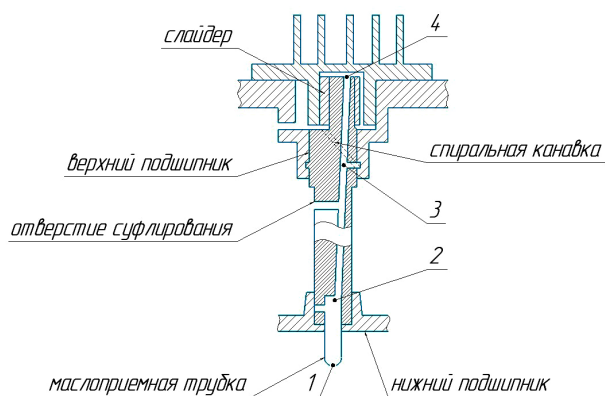


Рис. 2. Схема маслосистемы спирального компрессора:

- 1 — вход маслоприемной трубки;
2 — вход во вторую ступень насоса;
3 — радиальное маслоподающее отверстие верхнего подшипника; 4 — конец масляного канала
- Fig. 2. Diagram of the oil system of a spiral compressor:
1 — oil intake tube inlet;
2 — entrance to the second stage of the pump;
3 — radial oil inlet of the upper bearing;
4 — end of the oil channel

стие выполнено с некоторым наклоном по отношению к оси вращения вала. Однако в большинстве случаев насос имеет ступенчатое исполнение, где первая ступень — концентрично просверленное отверстие, а вторая — отверстие, выполненное с некоторым эксцентриситетом или наклоном. Рассмотрим ступенчатое исполнение насоса, которое является наиболее распространённым и технологически более простым в производстве.

Масло из картера попадает в маслоприемную трубку, позиция 1 (рис. 2), где вследствие вращения вала возникает центробежная сила, действующая на поток масла, в результате образуется парабола вращения (рис. 3). Затем часть масла через маслоподающее отверстие подается к нижнему подшипнику, а оставшееся масло поступает в следующую ступень насоса, позиция 2 (рис. 2).

В позиции 3 (рис. 2) часть масла через радиальное маслоподающее отверстие попадает к верхнему подшипнику. Оставшееся масло движется от позиции 3 до позиции 4 (рис. 2), где оно выходит из вала и попадает в подшипник подвижной спирали и, если предусмотрено конструкцией, в масляные каналы подвижной спирали, ведущие на всасывание.

Система смазки должна исключать неравномерные проходы, где перепад давления может привести к газовыделению фреона из масла. На случай газовыделения в конструкции предусмотрено отверстие суфлирования, необходимое для предотвращения потери производительности насоса [14, 15].

Экспериментальная установка

Для изучения влияния на напор ступени насоса различных конструктивных особенностей, таких как диаметр канала, диаметр отверстия насадки, форма насадки и частота вращения, был разработан и изготовлен экспериментальный стенд (рис. 4).

Насадка 10 впрессована в прозрачную измерительную трубку 9, которая зажата в патроне 8 электродвигателя 4, тот в свою очередь неподвижно зажат держателем 3. Для устранения биения трубки, стенд оснащён подшипником 6, который закреплён на стойке 2 держателем 5. Рабочая жидкость находится в прозрачной ёмкости 12, расположенной

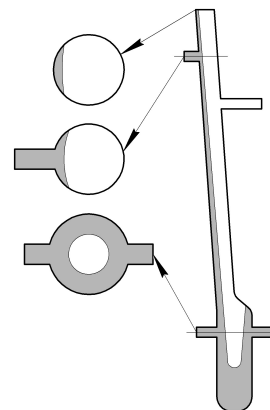


Рис. 3. Форма безмасляной поверхности

Fig. 3. Shape of an oil-free surface

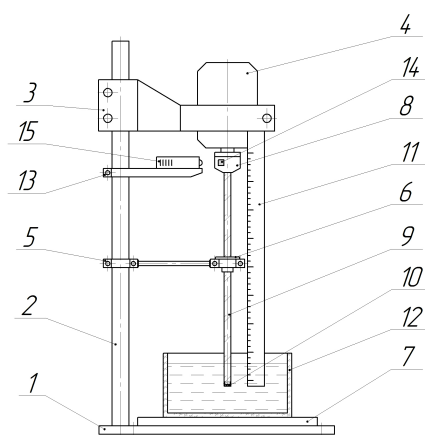


Рис. 4. Принципиальная схема экспериментального стенда:

- 1 — опора; 2 — стойка; 3 — держатель электродвигателя; 4 — электродвигатель;
5 — держатель подшипника скольжения; 6 — подшипник; 7 — предметный столик;
8 — патрон; 9 — измерительная трубка; 10 — насадка; 11 — линейка;
12 — ванночка; 13 — вспомогательный держатель; 14 — светоотражающая метка тахометра; 15 — тахометр
- Fig. 4. Schematic diagram of the experimental stand:
1 — support; 2 — rack; 3 — electric motor holder; 4 — electric motor;
5 — sliding bearing holder;
6 — bearing; 7 — slide table;
8 — cartridge; 9 — measuring tube;
10 — nozzle; 11 — ruler; 12 — bath;
13 — auxiliary holder; 14 — reflective tag of the tachometer; 15 — tachometer

на предметном столике 7. Измерение уровня подъёма жидкости производится при помощи линейки 11, измерение частоты вращения происходит тахометром 15, для этого на патрон 8 приклеен специальный светоотражающий элемент 14. Тахометр 15 фиксируется на вспомогательном держателе 13.

Из описания конструктивных особенностей можно выделить следующие преимущества стенда:

— возможность проведения эксперимента с учетом всех выбранных конструктивных параметров;

— обеспечение визуального контроля за процессами, происходящими внутри трубки.

Таким образом, экспериментальный стенд позволяет получать данные для построения напорной характеристики насоса — зависимость высоты подъема жидкости от числа оборотов и конструкции насадки.

Методика проведения эксперимента

Для экспериментального определения уровня подъема жидкости необходимо было подготовить трубку требуемой высоты. Для этого ориентировочная высота трубки, с предварительно выбранным диаметральный размером, принималась с некоторым запасом (запас на установку трубки в патрон и максимальный подъём) по формуле, представленной в исследовании Weifeng Wu, Jian Li, Longquan Lu, Quanke Feng [10]:

$$z_{\max} = \frac{w^2 \cdot (2R^2 - r^2)}{4g} + h_0,$$

где w — угловая скорость; R — внутренний радиус трубки; r — входной радиус насадки; h_0 — глубина погружения; g — ускорение свободного падения.

В качестве измерительных трубок были использованы готовые экструзионные трубки, изготовленные из оргстекла. Это предопределило их диаметральный размеры, поскольку сортамент производителя ограничен.

В измерительную трубку вставлялась требуемая насадка (рис. 5), распечатанная на 3D-принтере с послойным наплавлением. В качестве материала использовался ABS пластик. В процессе эксперимента радиус входного отверстия r насадки рассверливался в большую сторону.

В качестве рабочей жидкости для эксперимента была использована вода. Для повышения контрастности границы раздела между рабочей жидкостью и воздушной средой в воду был добавлен пищевой краситель. Выбор воды сделан из-за:

- известных физико-химических свойств;
- вязкости воды при комнатной температуре, достаточно близкой к вязкости масла в реальных условиях эксплуатации [11];
- низкой себестоимости;
- легкого окрашивания;
- полного стекания с внутренней стенки измерительной трубки без образования пленки;
- сохранения физико-химических свойств на открытом воздухе.

Для определения уровня подъема жидкости применялся метод визуального наблюдения с использованием градуированной металлической линейки. Измерения проводились от зеркала воды. Во всех экспериментах глубина погружения измерительной трубки оставалась постоянной и составляла 7 мм, что являлось важным параметром для минимизации погрешностей и обеспечения сопоставимости результатов.

Регулировка частоты вращения производилась при помощи встроенного регулятора электродвигателя. Процесс включал последовательное увеличение оборотов до максимального значения с заданным шагом, после чего происходило их снижение без остановки электродвигателя.

Измерение параметров осуществлялось на установившемся режиме, когда уровень жидкости стабилизировался на протяжении продолжительного временного интервала. Это позволило минимизировать влияние случайных процессов и обеспечить

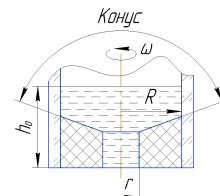


Рис. 5. Насадки:

w — угловая скорость; R — внутренний радиус трубки; r — входной радиус насадки; h_0 — глубина погружения

Fig. 5. Nozzles:

w — angular velocity; R — inner tube radius; r — inlet radius of the nozzle; h_0 — depth of immersion

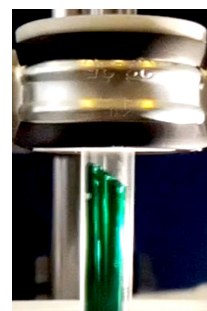
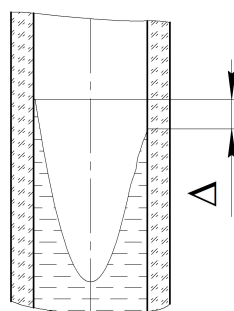


Рис. 6. Неровная кромка параболы:

Δ — высота неровной кромки параболы

Fig. 6. Rough edge of a parabola:

Δ — height of the rough edge of the parabola

высокую точность и надежность полученных данных. В установившемся режиме жидкость, вращающуюся вокруг оси цилиндрической трубки, при определенных допущениях (например, рассмотрение жидкости как идеальной и несжимаемой) можно принимать как абсолютно твердое тело.

В процессе экспериментальных исследований была определена максимальная инструментальная погрешность тахометра, которая составила $\pm 0,025$ об/с. В качестве инструментальной погрешности линейки, по общепринятой практике, было принято значение, равное половине цены деления шкалы, то есть $\pm 0,5$ мм.

На практике было выявлено, что при высоте подъема жидкости выше 100 мм (граница принята исходя из эксперимента) существенную погрешность начинает вводить неровная кромка параболы (рис. 6). Это происходит из-за биения трубки, вызванного несоосностью осей внутреннего отверстия и вращения, а также наличием неровностей на внутренней поверхности трубки.

Данную дополнительную погрешность хорошо описывает следующая зависимость:

$$\text{при } h_3 \geq 100 \text{ мм} \rightarrow \pm \Delta(h_3) = 0,025 \cdot h_3 - 2,5 \text{ мм.}$$

Например, для максимальной высоты подъема в эксперименте дополнительная погрешность неровной кромки составила ± 2 мм. Относительная погрешность эксперимента не превышает 3 %.

Результаты эксперимента

Была проведена серия экспериментов с трубками следующих конфигураций:

— $R = 4$ мм; $r = 1$ мм при входном угле насадки (конус на рис. 5), равном 60° , 120° , 180° , рабочая жидкость — вода;

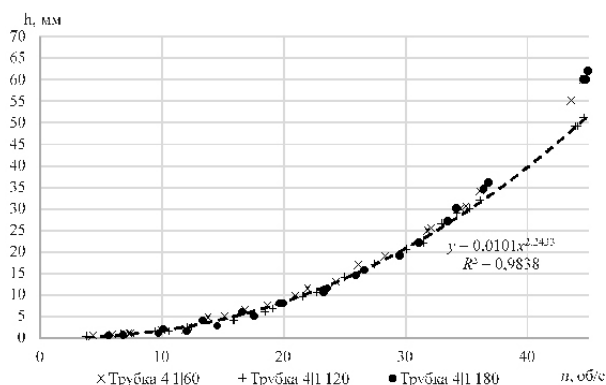


Рис. 7. Зависимость высоты подъема жидкости от частоты вращения вала при различных углах конуса входной насадки насоса

Fig. 7. Dependence of liquid head on the shaft rotation speed at different inlet nozzle cone angles of the pump

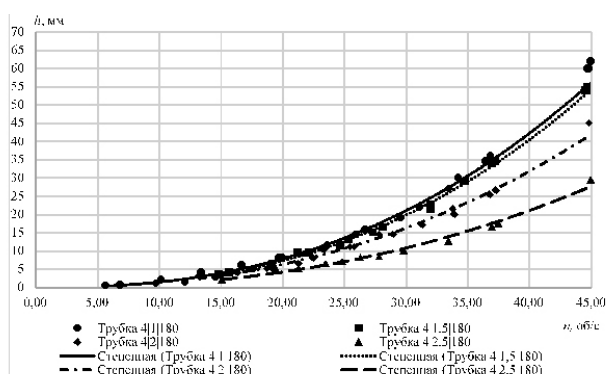


Рис. 8. Зависимость высоты подъема жидкости от частоты вращения вала при $R = 4$ мм и различных радиусах r входного отверстия насадки насоса

Fig. 8. Dependence of liquid head on the shaft rotation speed at $R = 4$ mm and different inlet radius r of the pump nozzle

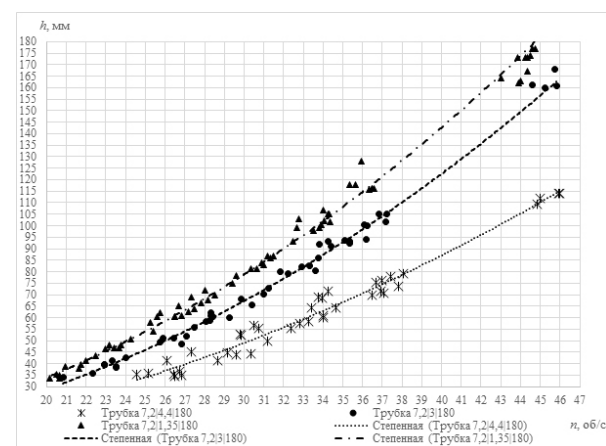


Рис. 9. Зависимость высоты подъема жидкости от частоты вращения вала при $R = 7,2$ мм и различных радиусах r входного отверстия насадки насоса

Fig. 9. Dependence of liquid head on the shaft rotation speed at $R = 7,2$ mm and different inlet radius r of the pump nozzle

— $R = 4$ мм; конус = 180° при r , равном 1; 1,5; 2; 2,5 мм, рабочая жидкость — вода;
— $R = 7,2$ мм; конус = 180° при r , равном 1,35; 1,6; 2; 2,45; 3; 3,45; 3,9; 4,4 мм, рабочая жидкость — вода.

Результаты эксперимента представлены в виде графиков (рис. 7–9). Обозначение конфигурации

трубок указано в следующем виде — «R|r|конус» согласно рис. 5.

Из рис. 7 видно, что изменение зависимости высоты подъема жидкости от частоты вращения вала при различных углах конуса входной насадки насоса не наблюдается.

На основании проведенного эксперимента были получены следующие закономерности:

- увеличение радиуса r ведет за собой квадратичное падение напора насоса h ;
- увеличение радиуса R приводит к квадратичному росту напора h ;
- изменение напора h квадратично пропорционально изменению частоты вращения n .

При $R = r$, отсутствие насадки в трубке, подъема жидкости вдоль оси вращения вала на любой трубке не наблюдается.

Выводы

Разработанный экспериментальный стенд и методика проведения эксперимента позволяют оценить напор насоса с относительной погрешностью 3 %. Полученные данные согласуются с уже известными закономерностями, что подтверждает корректность, адекватность созданной методики и её пригодность для дальнейших исследований. Также было выявлено, что характеристики насоса не зависят от формы насадки или эти изменения невозможно оценить в исследуемых условиях.

В будущих исследованиях планируется проведение модернизации стенда с целью обеспечения возможности определения расходно-напорной характеристики насоса.

Список источников / References

1. Войнов К. Н., Григорьев А. Ю. Трибология и надёжность: моногр. СПб.: Нестор-История, 2015. 326 с.
Voynov K. N., Grigor'yev A. Yu. Tribologiya i nadezhnost'. Saint Petersburg, 2015. 326 p. (In Russ.).
2. Bernardi J. de. CFD Simulation of a Scroll Compressor Oil Pumping System. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 2000. Paper 1454.
3. Cui M., Sauls J. Investigation on the oil supply system of a scroll compressor. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A-journal of Power and Energy*. 2007; 221:509–517. <https://doi.org/10.1243/09576509JPE286>.
4. Kim D. H., Shin D. K., Cho S. O. An experimental analysis on the flow rate in scroll compressors. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 1998. Paper 1312.
5. Drost R. T., Quesada J. F. Analytical and experimental investigation of a scroll compressor lubrication system. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 1992. Paper 846.
6. Shin C. J., Park J. S., Chang Y. I. An analytical study of the oil supply system in scroll compressors. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 1998. Paper 1257.
7. Kim K. H., Lee T. J., Bae Y. J. Numerical Simulation Of Oil Supply System Of Reciprocating Compressor For Household Refrigerators. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 2002. Paper 1533.
8. Itoh T., Kobayashi H., Fujitani M., Murata N. Study on the Oil Supply System for Rotary Compressors. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 1992. Paper 841.
9. Posh S. A., Hopfgartner J., Heimel M., Berger E., Almbauer R. Numerical Investigation of the Oil Pump Suction Behaviour in a Hermetic Reciprocating Compressor. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 2016. Paper 2427.
10. Weifeng W., Li J., Lu L. [et al.]. Analysis of oil pumping in the hermetic reciprocating compressor for household refrigerators.

International Compressor Engineering Conference at Purdue. 2010. Paper 1957.

11. Kim H. J., Lee E. S., Kwag S. H. [et al.]. A study on the oil supply system of a rotary compressor. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 2000. Paper 1379.

12. Немцев Б. А., Яковлев П. Д., Яковлев С. П. Технология глубокого сверления отверстий малых диаметров с наружным подводом СОЖ // Металлообработка. 2015. № 4 (88). С. 19–24. EDN: VCF SAX.

Nemtsev B. A., Yakovlev P. D., Yakovlev S. P. Technology of deep drilling of small diameter holes with external coolant supply. *Metalworking*. 2015;4(88):19–24. EDN: VCF SAX. (In Russ.).

13. Горелова А. Ю., Кристаль М. Г. Инструмент для обработки глубоких отверстий // Обработка металлов: технология, оборудование, инструменты. 2015. № 3 (68). С. 75–81. <https://doi.org/10.17212/1994-6309-2015-3-75-81>. EDN: UH THNX.

Gorelova A. Yu., Kristal M. G. The deep hole boring tool. *Metal Working and Material Science*. 2015;3(68):75–81. <https://doi.org/10.17212/1994-6309-2015-3-75-81>. EDN: UH THNX. (In Russ.).

14. Branch S. Scroll compressor oil pump analysis. *IOP Conference Series Materials Science and Engineering*. 2015;90(1):2033. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/90/1/012033>.

15. Jorwekar P., Dr. Virendra Bhojwani. Investigation of oil supply system of a scroll compressor. *International Engineering Research Journal (IERJ) Special Issue*. 2016. P. 971–975. URL: <https://web.archive.org/web/20180411195951/http://www.ierjournal.org/pupload/mit/HP9-8%20ok.pdf> (accessed: 10.10.2025).

Вклад авторов:

К. С. Сазонов. Анализ литературы, проектирование и изготовление стенда, проведение эксперимента, сбор и обработка расчетных данных, написание основного текста статьи, построение графиков, редактирование и правка текста статьи.

В. С. Петрушин. Проведение эксперимента, сбор расчетных данных, критический анализ полученных результатов, редактирование текста статьи.

Р. Р. Якупов. Постановка целей и задач исследования, определение методологии, спонсорство, редактирование текста статьи.

Т. Н. Мустафин. Научное руководство, перевод.

Authors' contribution:

Konstantin S. Sazonov. Literature review; design and fabrication of the experimental setup; conducting experiments; collection and processing of calculated data; writing the main text of the article; plotting graphs; editing and proofreading of the manuscript.

Viktor S. Petrushin. Conducting experiments; collection of calculated data; critical analysis of the obtained results; editing of the manuscript.

Ruslan R. Yakupov. Formulation of research aims and objectives; methodology development; funding acquisition; editing of the manuscript.

Timur N. Mustafin. Scientific supervision; translation.

Информация об авторах:

САЗОНОВ Константин Сергеевич, аспирант кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» Института химического и нефтяного машиностроения Казанского национального исследовательского технологического университета (КНИТУ), г. Казань.

SPIN-код: 3226-9389

AuthorID (РИНЦ): 1313600

e-mail: k.sazonov@list.ru

ПЕТРУШИН Виктор Сергеевич, аспирант кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» Института химического и нефтяного машиностроения КНИТУ, г. Казань.

SPIN-код: 8573-9234

AuthorID (РИНЦ): 1313601

e-mail: prosto_petrushin@mail.ru

ЯКУПОВ Руслан Равилевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» Института химического и нефтяного машиностроения КНИТУ, г. Казань.

SPIN-код: 1985-6572

AuthorID (РИНЦ): 741689

ORCID: 0000-0001-5661-3517

AuthorID (SCOPUS): 55943696000

e-mail: YakupovRR@corp.knrtu.ru

МУСТАФИН Тимур Наилевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), заведующий кафедрой «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» Института химического и нефтяного машиностроения КНИТУ, г. Казань.

SPIN-код: 1193-0110

AuthorID (РИНЦ): 575778

ORCID: 0000-0001-9511-1974

AuthorID (SCOPUS): 55943393400

e-mail: MustafinTN@corp.knrtu.ru

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Статья поступила в редакцию 15.10.2025; одобрена после рецензирования 11.02.2026; принята к публикации 26.02.2026.

Information about the authors:

SAZONOV Konstantin Sergeyevich, Postgraduate at the Low Temperature and Compressor Equipment and Technology Department, Institute of Chemical Engineering and Technology, Kazan National Research Technological University, Kazan.

SPIN-code: 3226-9389

AuthorID (RSCI): 1313600

e-mail: k.sazonov@list.ru

PETRUSHIN Viktor Sergeyevich, Postgraduate at the Low Temperature and Compressor Equipment and Technology Department, Institute of Chemical Engineering and Technology, Kazan National Research Technological University, Kazan.

SPIN-code: 8573-9234

AuthorID (RSCI): 1313601

e-mail: prosto_petrushin@mail.ru

YAKUPOV Ruslan Ravilevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Low Temperature and Compressor Equipment and Technology Department, Institute of Chemical Engineering and Technology, Kazan National Research Technological University, Kazan.

SPIN-code: 1985-6572

AuthorID (RSCI): 741689

ORCID: 0000-0001-5661-3517

AuthorID (SCOPUS): 55943696000

e-mail: YakupovRR@corp.knrtu.ru

MUSTAFIN Timur Nailevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head the Low Temperature and Compressor Equipment and

Technology Department, Institute of Chemical Engineering and Technology, Kazan National Research Technological University, Kazan.

SPIN-code: 1193-0110

AuthorID (RSCI): 575778

ORCID: 0000-0001-9511-1974

AuthorID (SCOPUS): 55943393400

e-mail: MustafinTN@corp.knrtu.ru

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The authors have read and approved the final manuscript.

The article was submitted 15.10.2025; approved after reviewing 11.02.2026; accepted for publication 26.02.2026.