

УДК 621.45.043

## Измерение поля давления за шнеком при исследовании течения в бустерном ТНА ЖРД

Дорош Н.С.<sup>1,\*</sup>, Леонтьев С.Н.<sup>2</sup>

[\\*doroshnikita@gmail.com](mailto:doroshnikita@gmail.com)

<sup>1</sup>НПО Энергомаш им. академика В.П. Глушко, Химки, Россия

<sup>1</sup>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

---

Рассмотрены проблемы, связанные с изучением сложного пространственного потока в шнековых осевых колесах, широко применяющихся в бустерных турбонасосных агрегатах ЖРД. Перечислены возможные методы исследования течения с учетом особенностей работы агрегатов такого типа. Показана возможность получения широкого спектра данных о структуре потока при использовании методов численного моделирования а так же необходимость экспериментального подтверждения адекватности полученных результатов. Описана оригинальная конструкция экспериментального бустерного ТНА, оборудованного измерительной системой, позволяющей получить радиальную эпюру давлений в потоке за шнеком, а так же имитатором автоматического разгрузочного устройства, позволяющим определить величину осевого усилия воздействующего на осевое колесо. Разработана программа испытаний для определения данных параметров на различных режимах работы агрегата.

**Ключевые слова:** бустерный турбонасосный агрегат, шнек, эпюра давления, осевая сила, численное моделирование, измерительная система

---

### Введение

Для обеспечения высоких энергетических характеристик современных маршевых ЖРД замкнутой схемы, давление в камере сгорания рекомендуется выбирать максимально возможным. Задача обеспечения высокого потребного давления за форсуночной головкой ложится на систему подачи. Исходя из массогабаритных ограничений, конструкторы вынуждены повышать быстроходность рабочих колес, вследствие чего требуется повышение давления на входе в насос, т.к. предвключённые шнеки не могут обеспечить безкавитационную работу. Поскольку кавитационная устойчивость системы подачи является одним из ключевых показателей надежности двигателя, практически все современные системы подачи включают в себя бустерные турбонасосные агрегаты (БТНА).

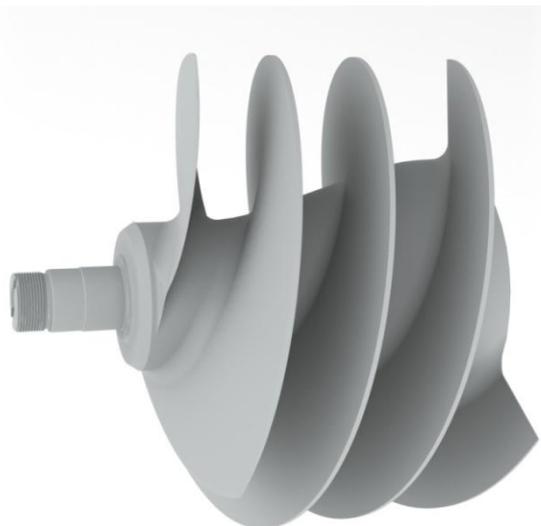
Поскольку бустерные насосы представляют собой самостоятельные агрегаты, к ним, как и к основным ТНА, предъявляются высокие требования эффективности и экономичности (КПД, антикавитационные качества и др.) при минимальной удельной массе и относительных размерах. Наиболее полно всем требованиям, особенно по всасывающей способности, отвечают лопаточные осевые насосы [1]. Таким образом, исследование, направ-

ленное на улучшение гидравлических характеристик таких насосов является актуальной и важной задачей.

Среди нескольких известных типов осевых колес - ступень с постоянной циркуляцией, ступень с постоянным коэффициентом теоретического напора по радиусу, шнековое колесо, последние получили наибольшее распространение, благодаря простоте проектирования, высокой технологичности и высоким антикавитационным качествам (т.к. обеспечивается высокая точность изготовления тонких лопаток). Однако, в отличие от первых двух типов, проточная часть шнеков представляет собой протяженный винтовой канал переменного сечения, поток в котором имеет сложный пространственный характер [2]. В случае использования предвключённых шнеков в основных ТНА, главным параметром является их всасывающая способность, а распределение характеристик потока на выходе из них вторично. В то время как при использовании их в качестве автономной ступени в БТНА необходимо обеспечить максимальный КПД, что невозможно без детального понимания структуры потока.

### **1. Возможные способы исследования структуры потока в шнековом насосе**

А. Для расчета предвключенных шнеков простой геометрии применяют аналитические зависимости, полученные из законов сохранения с использованием треугольников скоростей на входе и выходе при использовании плоской развертки решетки на среднем диаметре шнека [3]. Очевидно, что при таком подходе вводится значительное число допущений, которые влияют на точность расчета. Расчет трехмерного пространственного потока жидкости представляет большие трудности. Для шнеков БТНА (рис. 1), имеющих более сложную геометрию (переменный шаг, спрофилированную втулку переменного диаметра, дополнительные лопатки), а также характеризующихся большими осевыми и диаметральными размерами, погрешности вносимые допущениями оказываются неприемлемыми.



**Рис. 1.** 3D модель шнека БТНА

Протяженные по длине вращающиеся межлопаточные каналы способствуют росту на их поверхностях значительного трехмерного пограничного слоя. Измеренные потери на трение имеют нелинейный характер по высоте проточной части колеса. Так на периферии колеса потери в несколько раз выше величин, которые следуют из двумерной теории пограничного слоя. Поэтому двумерные модели течения жидкости в колесе с использованием теории двумерных пограничных слоев не позволяют точно определить эпюру радиального распределения параметров на выходе из колеса [2].

**Б.** Часто для исследования кавитации в шнековых колесах используют визуальные методы наблюдения. Так, при использовании прозрачного кожуха над шнеком и высокоскоростной съемки можно получить достаточно подробную картину кавитационных следов возникающих на кромках лопаток (рис. 2) [4]. Несмотря на чисто визуальный характер данных, эта методика пролила свет на многие вопросы в теории кавитации. Так же картину течения в проточной части шнека можно наблюдать при испытаниях на воздухе с использованием различного рода дымовых следов и флажков-маркеров, расположенных в межлопаточных каналах и за осевым колесом. Такая методика использовалась в нескольких исследованиях проведенных Лакшминараяна [5] и позволила показать сложный профиль потока в межлопаточном канале шнека (рис. 3), а так же визуализировать обратные течения, возникающие на втулке на выходе из шнека.

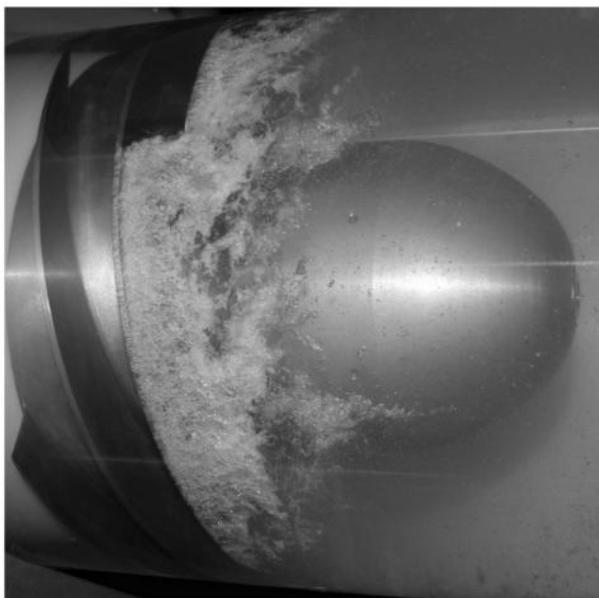


Рис. 2. Кавитация в шнеке

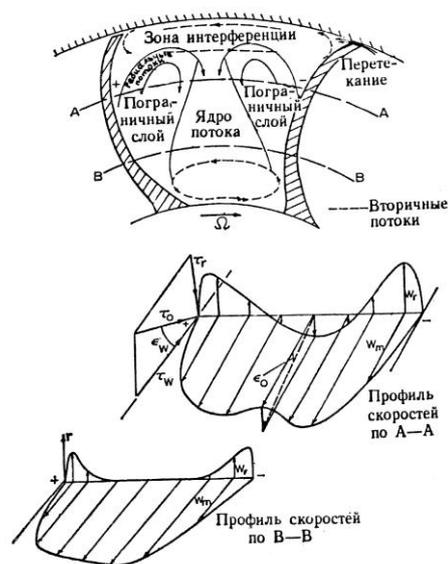


Рис. 3. Характер течения в канале шнека

В то же время, показывая достаточно подробную картину линий тока в различных областях потока, данный метод не позволяет получить численные значения скоростей и давлений в исследуемых точках.

**В.** Для получения действительных значений скоростей и давлений в исследуемом потоке используются различного рода замерные устройства: трубки полного и статического давления, которые могут быть расположены в требуемой точке и передавать давле-

ние на внешние датчики [6]; анемометрические приборы различных типов. Нельзя забывать и об ограничениях, связанных с вращением лопаточного колеса. Поэтому внедрение замерных устройств часто представляет собой сложную техническую и технологическую задачу, т.к. при этом следует принимать во внимание противоречивые требования, предъявляемые к измерительным системам такого рода: минимизировать возмущения, вносимые в поток измерительным устройством; производить измерения на некотором расстоянии от рабочего колеса, позволяющем исключить взаимное влияние гидродинамики измерительного устройства и вращающихся лопаток шнека; обеспечить работоспособность измерительных средств в высокоскоростном турбулентном потоке.

Г. В настоящее время широкое распространение получило численное моделирование. Моделирование и визуализация гидродинамических процессов является удобным инструментом при проектировании и исследовании сложных гидродинамических процессов. По результатам моделирования можно принять решение о выборе конструкции, оценить температурное состояние и запас прочности высоконагруженных областей, составить представление о характере течения в узлах агрегата. Это означает, что при помощи программного пакета можно провести любое число виртуальных экспериментов с высокой точностью и без использования материальной части для физического эксперимента. При этом достаточно просто изменять любые параметры - от геометрии самого расчетного объекта до внешних условий эксперимента [7]. Становится возможным определить все параметры потока в выходном сечении шнека любой конфигурации и на различных режимах его работы. Однако, несмотря на широкие возможности описанного метода, для обеспечения научной объективности, подобные расчетные результаты требуют экспериментальной проверки их адекватности.

## **2. Выбор методики исследования**

Очевидно, что ни один из вышеприведенных способов исследования не является самодостаточным и удобным для проведения широкомасштабного анализа без комбинирования друг с другом. С точки зрения гибкости и универсальности, а так же полноты получаемых данных, предпочтительным является численный анализ. Моделирование позволяет сравнить значительное число параметров при различных условиях эксперимента, давая возможность выделить характерные зависимости и разработать на их основе модель течения в шнеках. Немаловажно, что при этом трудовые и материальные затраты на проведение такого рода исследования несравнимо меньше, чем при реальных испытаниях проведенных в таком же объеме.

Важным условием применимости результатов численного моделирования является их экспериментальное подтверждение. С точки зрения достоверности получаемых результатов для проверки можно рекомендовать использование метода замера давлений в характерных точках потока в доступных местах. При этом объем замеров можно значительно снизить по сравнению с полномасштабным физическим экспериментом.

Как было отмечено, внедрение замера непосредственно в межлопаточном канале труднореализуемо, поэтому рациональным будет производить замеры за шнековым коле-

сом. Ожидается получить значительную неравномерность эпюры давления по высоте лопатки на выходе из шнека, что позволит получить новые данные. Дополнительным преимуществом в нашем случае является то, что в БТНА за шнеком, как правило, располагается лопаточный спрямляющий аппарат, который позволит разместить измерительную систему внутри него с обеспечением вышеперечисленных требований к таким системам.

Кроме непосредственного сравнения расчетных и действительных значений давлений в потоке, в качестве дополнительного контрольного параметра проводимых измерений было решено выбрать осевую силу, воздействующую на шнек, так как она является одним из целевых показателей разрабатываемой методики для нужд проектирования. Осевая сила, получаемая в результате математического моделирования, автоматически рассчитывается путем интегрирования давления, действующего на площадь лопаток шнека. Экспериментальное измерение осевой нагрузки на шнек оказывается возможным благодаря наличию в конструкции БТНА разгрузочного устройства во втулке корпуса перед шнеком.

### 3. Планирование эксперимента

Для проведения численного анализа течения требуется конечно-элементная модель расчетной области, создание которой как правило состоит из нескольких этапов: создание 3D модели исследуемого агрегата - в данном случае поточной части БТНА, включающей шнек и спрямляющий аппарат; выбор расчетной области; дискретизация расчетной области, т.е. разбиение на элементарные объемы для которых будут проводиться вычисления.

Особенности создания конечно-элементной модели для шнеков сложной конфигурации описаны в работе [8]. В дальнейшем для проведения расчета достаточно задать исходные данные, такие как параметры рабочего тела, параметры на входе и выходе из расчетной области, число оборотов и, при необходимости, другие условия проведения эксперимента. Также стоит отметить, что сравнение расчетных данных с полученными экспериментально, позволит скорректировать условия численного эксперимента для лучшей сходимости результатов и создания более достоверной модели. Таким образом, от организации физического эксперимента зависит достоверность всего проведенного исследования.

Цель физического эксперимента можно сформулировать следующим образом:

– получение достоверных значений давлений в характерных точках потока за шнеком, а также величины осевой силы, действующей на шнек для последующего сравнения с данными численного расчета.

Исходя из этого можно сформулировать следующие задачи:

- создание измерительной системы для замера полного давления в нескольких точках за шнеком, расположенных на разных радиусах;
- обеспечение условий минимального влияния измерительной системы на гидродинамику исходного агрегата и ее работоспособности в потоке;
- создание системы измерения осевого усилия на шнеке;

- проведение эксперимента на различных режимах работы агрегата для получения широкого спектра данных;
- обеспечение максимального использования имеющейся материальной части исходного агрегата и возможностей штатного испытательного стенда.

#### **4. Описание экспериментальной установки**

Для проведения эксперимента был выбран БНА горючего двигателя РД180 разработки ОАО "НПО Энергомаш им. академика В.П. Глушко", как один из самых эффективных агрегатов такого типа. Он имеет шнек сложной конфигурации с достаточно большой высотой лопаток на выходе, что позволяет поместить точки замера давления на нескольких радиусах для фиксации неравномерности распределения давления. Наличие в конструкции БТНА спрямляющего аппарата (СА) за шнеком позволяет разместить группу измерительных устройств в районе входных кромок лопаток СА. Это позволит полностью выполнить вышеперечисленные требования к измерительным системам, сохранив геометрию проточной части агрегата практически неизменной.

Поскольку направление схода потока различно на каждом радиусе и может меняться для разных режимов работы, оказывается невозможным выбрать соответствующий угол установки замерного отверстия для измерения полного давления. Для решения этой проблемы предлагается установить по паре замерных трубок на выбранных радиусах и сориентированных в осевом и окружном направлениях, что позволит измерять соответствующие составляющие скоростного напора. Для выделения скоростной составляющей давления необходимо знать статическое давление в измеряемой точке, следовательно, необходимо предусмотреть третий замер давления. Допуская, что статическое давление постоянно по сечению потока, определив его для одной точки можно использовать его значение для всех остальных.

Экспериментальное измерение осевой нагрузки на шнек оказывается возможным, благодаря наличию в конструкции БТНА разгрузочного устройства во втулке корпуса. Измерив давление в разгрузочной полости, соответствующее отсутствию усилия на радиально-упорном подшипнике, и умножив его на площадь разгрузочного диска, можно с высокой степенью точности получить величину осевой силы. Для этого лабиринтное уплотнение заменяется имитатором автоматического разгрузочного устройства, который позволит зафиксировать давление соответствующее балансу осевых сил на шнеке.

Описанные выше средства измерений могут быть установлены на штатный агрегат путем модификации крышки и корпуса БТНА с сохранением возможности использования штатного оборудования и приспособлений имеющегося стенда без необходимости их доработки.

Общий вид экспериментального БНАГ двигателя РД180, оборудованного имитатором автоматического разгрузочного устройства (ИАРУ) и системой замера давлений (СЗД) представлен на рис .4.

Система замера давлений состоит из одиннадцати замерных трубок установленных на место входных кромок лопаток спрямляющего аппарата и закрепленных точечной сваркой (рис. 5). Трубки впаяны в переходники, которые через отверстия в крышке выводятся наружу и соединяются со штуцерами для подключения датчиков давления. В трубках посверлены замерные отверстия на соответствующих радиусах в осевом или тангенциальном направлениях. Поскольку для исследования нужно четное число замерных точек, давление будет измеряться парами отверстий на пяти радиусах, а одиннадцатая трубка будет фиксировать статическое давление на одном из радиусов (рис. 4).

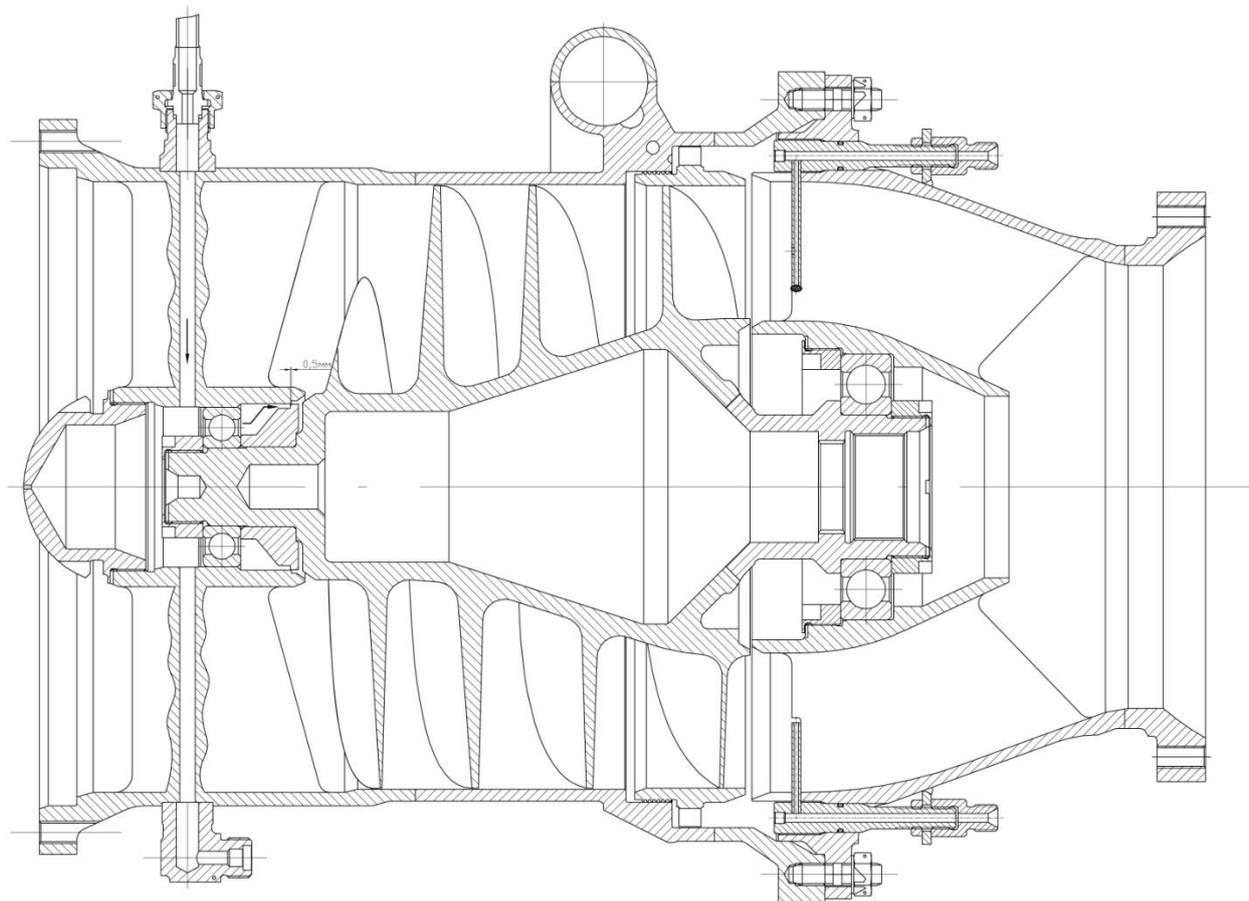


Рис. 4. Экспериментальный БНАГ

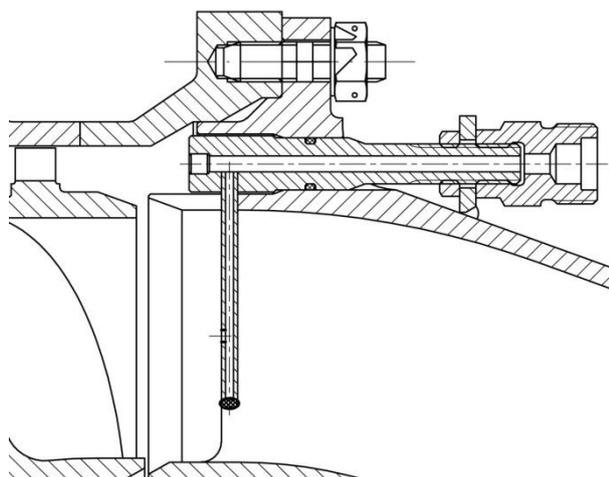


Рис. 5. СЗД

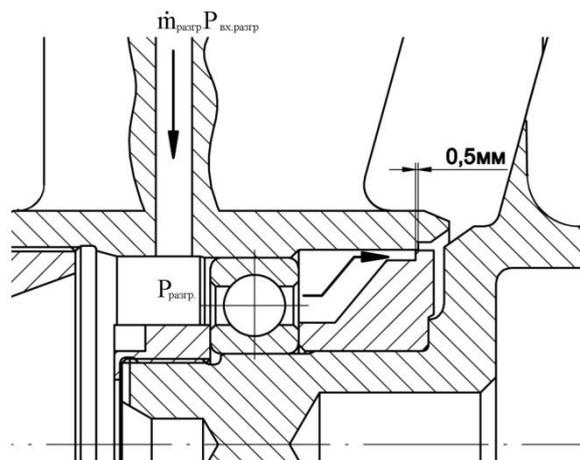


Рис. 6. ИАРУ

Имитатор автоматического разгрузочного устройства представляет собой радиальную щель, образованную выступом во втулке корпуса и внешним диаметром диска, с осевым перекрытием 0,5 мм при максимальном смещении шнека с ротором в сторону входа (рис. 6). При этом радиально-упорный подшипник, установленный в крышке, имеет возможность осевого перемещения на 0,5 мм, что в сочетании с осевым люфтом подшипника обеспечивает «открытие» щели. Давление в разгрузочную полость подается через сверление в одном из пилонов входного патрубка от стендового автономного насоса. Таким образом, при повышении давления в полости разгрузки усилие от разгрузки будет расти до момента равновесия сил. При дальнейшем увеличении подаваемого в полость разгрузки давления, щель будет раскрываться сильнее, что увеличит расход через нее, приводя систему в новое состояние равновесия. В результате этого фактическое давление в полости разгрузки будет оставаться постоянным, что укажет на силу, соответствующую полной разгрузке радиально-упорного подшипника. Замер фактического давления в полости разгрузки осуществляется через канал в противоположном пилоне. Искомое усилие будет различным для каждого из режимов, из чего следует, что процедуру набора давления будет необходимо проводить для всех контрольных точек.

Поскольку приводом шнека БНАГ является гидравлическая турбина, сброс рабочего тела которой в основной поток происходит через зазор между бандажом шнека и спрямляющим аппаратом, дополнительной задачей исследования является определение влияния неравномерного сброса рабочего тела гидротурбины на поток за шнеком. Для этого планируется провести повторные испытания БНАГ при его сборке с поворотом крышки относительно корпуса. Поворот контрольных точек СЗД на 180° позволит сравнить показатели давления в противоположных секторах спрямляющего аппарата и выявить степень влияния неравномерности сброса рабочего тела на характеристики основного потока.

Исходя из задач исследования разработана следующая программа испытаний.

1) Зафиксировать значения давлений во всех контрольных точках СЗД на режимах от 0,8 до 1,2 от номинального, с шагом 0,1.

2) Снять зависимость избыточного статического давления в полости ИАРУ ( $P_{\text{ИАРУ}}$ ) от избыточного статического давления на входе в ИАРУ ( $P_{\text{вхИАРУ}}$ ) путем ступенчатого увеличения  $P_{\text{вхИАРУ}}$  от минимальной величины до максимальной на каждом из режимов п. 1.

3) Снять напорную характеристику БНАГ с СЗД и ИАРУ.

4) Провести испытание по п.1 для БНАГ, собранного с поворотом крышки относительно корпуса на  $180^\circ$  на номинальном режиме.

## Выводы

На основе анализа возможных методик исследования течения в шнеках БТНА, показана необходимость комбинирования численного анализа, имеющего широкие возможности для получения полного спектра данных, с методом непосредственного замера давлений в характерных точках для верификации результатов моделирования. Рассмотрены особенности организации измерений, связанные с производением замеров давления в проточной части исследуемых агрегатов, и сформированы требования к измерительным устройствам. Предложена оригинальная конструкция экспериментального БТНА, оборудованного системой замера давлений за шнеком, позволяющей получить эпюру распределения давления по высоте лопатки, а так же имитатором автоматического разгрузочного устройства, позволяющим измерить осевую силу, действующую на шнек в процессе работы агрегата. Показано, что предлагаемая система измерений отвечает предъявляемым требованиям и позволяет получать данные на различных режимах работы агрегата. Разработана программа испытаний, позволяющая реализовать поставленные задачи: получить значения давлений в потоке за шнеком и осевое усилие на нем на различных режимах работы агрегата, что впоследствии позволит провести сравнение с результатами численного моделирования, и при необходимости скорректировать условия расчета.

## Список литературы

1. Демьяненко Ю.В. Проектирование и расчет характеристик осевых и оседиагональных насосов с высокими энергетическими и антикавитационными качествами. Воронеж: КБХА, 2010. 456 с.
2. Шапиро А.С. Структура реального течения в центробежных и осевых насосах. М.: Изд-во МГИУ, 2004. 280 с.
3. Боровский Б.И., Кравчик Н.И., Толстиков Л.А. Гидравлический расчет шнекового бустерного насоса: учеб. пособие / под ред. проф. Н.И. Кравчика. М.: МАИ, 1987. 52 с.
4. Cervone A., Testa R., d'Agostino L. Thermal effects on Cavitation Instabilities in helical inducers // Journal of Propulsion and Power. 2005. Vol. 21, no. 5. P. 893-899. DOI: [10.2514/1.12582](https://doi.org/10.2514/1.12582)
5. Лакшминараяна Б. Визуальное исследование течения в осевом преднасосе // Теоретические основы инженерных расчетов: труды Американского об-ва инженеров-механиков : [журнал] : пер. с англ. 1972. № 4. С.79-89.

6. Díaz K.M.A., Oro J.M.F., Marigorta E.B. Extended Angular Range of a Three-Hole Cobra Pressure Probe for Incompressible Flow // Journal of Fluids Engineering. 2008. Vol. 130, no. 10. Paper no. 101401. DOI: [10.1115/1.2969457](https://doi.org/10.1115/1.2969457)
7. Yamanishi N., Fukao S., Qiao X., Kato C., Tsujimoto Y. LES Simulation of Backflow Vortex Structure at the Inlet of an Induser // Journal of Fluids Engineering. 2007. Vol. 129, no. 5. P. 587-594. DOI: [10.1115/1.2717613](https://doi.org/10.1115/1.2717613)
8. Дорош Н.С., Леонтьев С.Н. Выбор конечно-элементной модели для моделирования течения в шнеках // Инженерный журнал: наука и инновации. 2013. № 4. Режим доступа: <http://engjournal.ru/catalog/machin/rocket/701.html> (дата обращения 26.09.2014).

## **The Pressure Field Measurement for Researching Inducer Flow of Booster Rocket Engine Turbopump**

N.S. Dorosh<sup>1,\*</sup>, S.N. Leontiev<sup>2</sup>

\*[doroshnikita@gmail.com](mailto:doroshnikita@gmail.com)

<sup>1</sup>NPO ENERGOMASH n.a. academician V.P. Glushko, Khimki, Russia

<sup>2</sup>Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

---

**Keywords:** booster turbopump, inducer, pressure diagram, axial force, numerical simulation, measuring system

---

When designing a feed system for modern main rocket engine development, designers have to pay special attention to energy efficiency of units and their reliability. One of the most important conditions of reliability is to provide non-cavitation operation of the main turbo-pump, which is impossible without using the booster turbo-pumps, considering the current levels of pressure in the combustion chamber. Thanks to high suction properties and processability, axial inducers with screw geometry became the most widely used in booster turbo-pumps. At the same time, the flow in the inducers of progressive geometry has complex spatial nature that makes their designing and detailed flow studying to be a difficult task.

Based on the need of detailed understanding the flow structure in inducer channels a number of investigation methods are considered, including: analytical calculation, visual research methods, direct flow measurement, and numerical simulation. Analysis of the characteristics of each method shows the need to combine several methods to achieve the best results. Using a numerical simulation becomes the most effective strategy to obtain a wide range of data and confirm their authenticity by experimental measurements at characteristic points. The features of such kind of measurements in the inducer flow and measuring device requirements are considered.

Based on this, an original design experimental booster turbo-pump, equipped with a pressure measuring system behind the inducer and automatic unloader device simulator is developed. Using these systems a radial pressure diagram of inducer flow as well as axial the force acting on the inducer can be experimentally obtained. It is shown that the offered measuring system satisfies those requirements and provides data at the various operation modes of the booster turbo-pump unit. A developed test program allows us to obtain required data: the pressure values in the flow behind inducer and axial force on it at different modes, as well as to estimate the influence of lopsided turbine fluid drain into the main stream behind inducer. Subsequently, the experi-

mental data will enable us to verify the simulation results and, if necessary, adjust the initial conditions.

## References

1. Dem'yanenko Yu.V. *Proektirovanie i raschet kharakteristik osevykh i osediagonal'nykh nasosov s vysokimi energeticheskimi i antikavitatsionnymi kachestvami* [Design and calculation of the characteristics of axial and axial-diagonal pumps with high energy and cavitation characteristics]. Voronezh, KBKhA Publ., 2010. 456 p. (in Russian).
2. Shapiro A.S. *Struktura real'nogo techeniya v tsentrobezkhnykh i osevykh nasosakh* [The structure of the real flow in centrifugal and axial pumps]. Moscow, MSIU Publ., 2004. 280 p. (in Russian).
3. Borovskiy B.I., Kravchik N.I., Tolstikov L.A. *Gidravlicheskiy raschet shnekovogo busternogo nasosa* [Hydraulic calculation of screw booster pump]. Moscow, MAI Publ., 1987. 52 p. (in Russian).
4. Cervone A., Testa R., d'Agostino L. Thermal effects on Cavitation Instabilities in helical inducers. *Journal of Propulsion and Power*, 2005, vol. 21, no. 5, pp. 893-899. DOI: [10.2514/1.12582](https://doi.org/10.2514/1.12582)
5. Lakshminarayana B. Visualization Study of Flow in Axial Flow Inducer. *Journal of Fluids Engineering*, 1972, vol. 94, is. 4, pp. 79-89. DOI: 10.1115/1.3425553
6. Díaz K.M.A., Oro J.M.F., Marigorta E.B. Extended Angular Range of a Three-Hole Cobra Pressure Probe for Incompressible Flow. *Journal of Fluids Engineering*, 2008, vol. 130, no. 10, paper no. 101401. DOI: [10.1115/1.2969457](https://doi.org/10.1115/1.2969457)
7. Yamanishi N., Fukao S., Qiao X., Kato C., Tsujimoto Y. LES Simulation of Backflow Vortex Structure at the Inlet of an Induser. *Journal of Fluids Engineering*, 2007, vol. 129, no. 5, pp. 587-594. DOI: [10.1115/1.2717613](https://doi.org/10.1115/1.2717613)
8. Dorosh N.S., Leont'ev S.N. Finite-element model selection for inducer flow simulation. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii = Engineering Journal: Science and Innovation*, 2013, no. 4. Available at: <http://engjournal.ru/catalog/machin/rocket/701.html> , accessed 26.09.2014. (in Russian).