

**Бондарев А. О.**

АО «ВНИИАЭН» Научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт атомного и энергетического насосостроения, г. Сумы, Украина

## **АНАЛИЗ СТРУКТУРЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА**

*Дальнейшее совершенствование проточной части центробежного насоса невозможно без наличия обширных расчетных и опытных данных о влиянии геометрических параметров на их показатели. Такие данные могут быть получены в результате физического или вычислительного эксперимента. В работе выполнен расчет гидравлических потерь для рабочих колес с различным положением входных кромок лопастей. Данные расчета гидравлических потерь применимы для построения расчетной характеристики КПД рабочих колес центробежных насосов.*

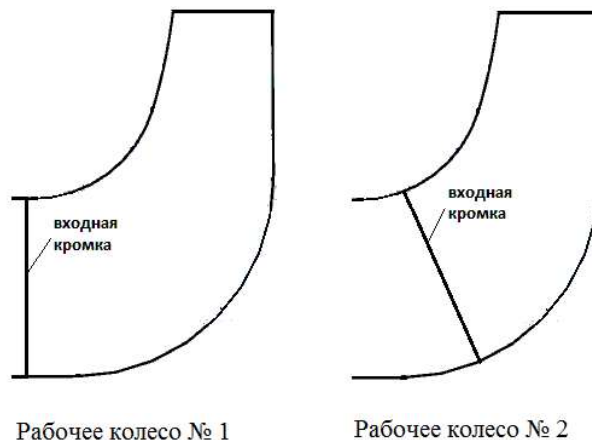
*Ключевые слова: внутренне трение, гидравлические потери, вихревое течение, вязкость.*

Поиск надежных, теоретически строго обоснованных методов расчета потерь механической энергии жидкости является актуальной задачей при проектировании и производстве гидравлических машин. Разрабатываемый в АО «ВНИИАЭН» программный комплекс для моделирования гидродинамических процессов в насосах позволяет рассчитывать пространственную структуру течения с учетом взаимного влияния элементов проточной части. Одна из актуальных задач - построение расчетной характеристики гидравлического КПД. В данной работе результаты решения прямой задачи на основе метода граничных элементов используются в качестве исходных данных для расчета гидравлических потерь по существующим методикам.

### **Задачи и цель исследования**

В работе, на основе результатов решения прямой 3D задачи вихревого течения несжимаемой жидкости [1] в рабочем колесе центробежного насоса, проведен расчет и анализ структуры гидравлических потерь с целью дальнейшего построения расчетной характеристики гидравлического КПД рабочего колеса центробежного насоса.

Исследовались два рабочих колеса с одинаковыми меридианными сечениями и с различным положением входных кромок лопастей. В рабочем колесе № 1 входная кромка лопасти сдвинута ближе ко входному сечению, по сравнению с рабочим колесом № 2 (рис. 1).



**Рис. 1 - Исследуемые рабочие колеса с различным расположением входных кромок лопастей**

## Гидравлические потери в проточной части центробежного насоса

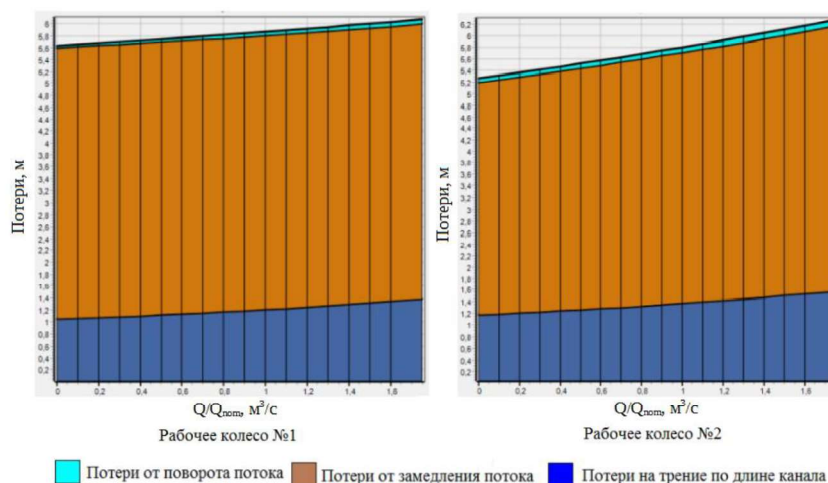
Гидравлические потери приводят к уменьшению располагаемой энергии, т.е. напора отдельных струек жидкости или всего потока в целом.

Гидравлические потери различаются по месту возникновения: в спиральной камере, направляющем аппарате, рабочем колесе. Такое деление, хотя и удобное, в значительной мере условно, т.к. потери в последующих элементах проточной части существенно зависят от характера потока, формируемого предшествующими элементами. Еще более условно разделение гидравлических потерь по происхождению (вязкие потери в пограничном слое, вихревые потери и потери на выходе из насоса) поскольку они тесно связаны друг с другом. Так, диссипация вихрей, сбегаящих с выходных кромок лопастей, происходит вследствие вязкости жидкости, с другой стороны, пограничный слой, образующийся на профилях, переходит в вихревой след. К вязким потерям в пограничном слое относятся профильные потери (потери трения) в решетках рабочего колеса, направляющем аппарате.

Под вихревыми, или, как их называют в теории крыла конечного размаха и в теории винта, индуктивными потерями, понимают потери, из-за образования в жидкости свободных вихрей и последующей их диссипации. Пелена свободных вихрей сбегает с выходных кромок лопастей рабочего колеса и направляющего аппарата в тех случаях, когда циркуляция по размаху лопасти переменна. Сюда же следует отнести свободные вихри, сбегаящие с концов лопасти рабочего колеса вследствие резкого падения циркуляции у торцов из-за перетекания жидкости в зазоре со стороны давления на сторону разряжения. Обусловленные этими свободными вихрями потери часто называют концевыми (по месту их возникновения – на конце лопасти). Существуют также потери, обусловленные вторичными течениями в пространственном пограничном слое на лопасти, особенно интенсивные вблизи концов лопасти ввиду наличия зазоров и влияния ограничивающих стенок. Эти течения приводят к дополнительному вихреобразованию вблизи концов лопастей, и поэтому при их рассмотрении могут быть использованы две различные модели: модель вихревого движения идеальной жидкости и модель, основанная на применении теории пространственного пограничного слоя [2].

### Результаты

На рис. 2 приведены результаты расчета гидравлических потерь в проточной части рабочего колеса № 1 и № 2, рассчитанные по методике [3]. Наибольшую часть потерь составляют потери от замедления потока, а наименьшую — от поворота потока. Потери на трение увеличиваются с ростом подачи. Для рабочего колеса № 1 суммарные потери на малых подачах больше, чем для рабочего колеса № 2. Однако, с ростом подачи суммарные



потери рабочего колеса № 2 превышают потери рабочего колеса № 1.

**Рис. 2 - Структура гидравлических потерь в рабочем колесе № 1 и № 2 центробежного насоса**

### **Выводы**

Выполненные расчеты позволили определить структуру гидравлических потерь в проточной части рабочих колес с разным расположением входной кромки лопасти. Данные расчета гидравлических потерь будут применимы для построения расчетной характеристики гидравлического КПД рабочих колес центробежных насосов.

### **Список литературы**

1. *Косторной, С.Д. Моделирование 3D вихревого течения в элементах проточной части центробежного насоса методом граничных элементов / С.Д. Косторной, А.С. Косторной., А.Ю. Хатунцев, А.О. Бондарев// Сб. Моделирование и информационные технологии. - 2018. - №.84. – С.65-72.*
2. *Степанов, Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин / Г.Ю. Степанов. - М.: Физматгиз, 1962.- 512 с.*
3. *Ржебаева, Н.К. Расчет и конструирование центробежных насосов: учеб. пос. / Н.К. Ржебаева, Э.Е. Ржебаев. - Сумы: СумГУ, 2009. - 220 с.*

**УДК 532.525.3:62-784.7**

**Виноградов А.Г., д.т.н.**

Черкасский национальный университет им. Б. Хмельницкого, г. Черкассы, Украина

## **РАСЧЕТ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРОТИВОПОЖАРНЫХ ВОДЯНЫХ ЗАВЕС**

Одним из распространенных средств защиты людей и материальных ценностей от мощного теплового излучения являются водяные завесы, т.е. соответствующим образом расположенные струи распыленной воды (СРВ). Конструктивные параметры защитных систем такого типа во время их проектирования традиционно определяют с помощью расчетной методики [1], в которой распыленная вода рассматривается не как средство защиты от теплового излучения, а как огнетушащее средство. Основным конечным параметром, который обеспечивается в результате такого проектирования, является интенсивность орошения водой поверхности, на которую направлена СРВ. Такие параметры, как размер капель, интенсивность теплового излучения в этой методике не представлены. Поэтому такой расчет принципиально не способен определить защитные свойства водяной завесы, но иной методики расчета еще недавно не существовало.

В качестве альтернативы данной методике несколько лет назад предложена математическая модель, разработанная с целью теоретического анализа процесса экранирования теплового излучения пожаров водяными завесами [2]. При создании данной модели разработаны методы расчета различных параметров, участвующих в данном процессе и, в частности, основного параметра, который определяет экранирующую способность водяной завесы – коэффициента пропускания теплового излучения  $H$ . Расчет коэффициента пропускания может быть выполнен по формуле:

$$H = \exp \left[ -1,4 \cdot (1 - \eta) \cdot \frac{l_{eq}}{D_{eq}} \right], \quad (1)$$

де  $\eta$  – коэффициент пропускания капли;  $l_{eq}$  – толщина эквивалентного слоя воды;  $D_{eq}$  – эквивалентный диаметр капель завесы. Каждая из трех величин в правой части соотношения (1) является сложной функцией от ряда технических и физических параметров, влияющих на результат расчета величины  $H$ .

В данной работе поставлена цель: на основе указанной математической модели разработать подробный алгоритм конструкторского расчета противопожарной водяной завесы, исходя из технических условий, учитывающих особенности защищаемого объекта и