

ISBN 978-83-959742-1-2

Conference proceedings Transport Problems 2021

XIII INTERNATIONAL
SCIENTIFIC
CONFERENCE

X INTERNATIONAL
SYMPOSIUM OF YOUNG
RESEARCHERS

28.06-30.06 2021
Katowice - Silesia
(online)



Silesian
University
of Technology



Ministry of Economic Development,
Labour and Technology

Krajowa
Reprezentacja
Doktorantów

KRD



UNDER THE HONORARY PATRONAGE OF



Silesian University of Technology
Faculty of Transport and Aviation Engineering

Transport Problems 2021

Proceedings

XIII International Scientific Conference

X International Symposium of Young Researchers

UNDER THE HONORARY PATRONAGE OF



Ministry of Economic Development,
Labour and Technology



Silesian University
of Technology

Krajowa
Reprezentacja
Doktorantów



ISBN 978-83-959742-1-2

Transport Problems
International Scientific Journal

editor-in-chief
A. Sładkowski
editorial board

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

*CONFERENCE -
TABLE OF
CONTENTS*

*SYMPOSIUM -
AUTHORS LIST*

*CONFERENCE &
SYMPOSIUM
PROGRAM*

*CONFERENCE -
TABLE OF
PRESENTATIONS*

*CONFERENCE &
SYMPOSIUM
PROCEEDINGS*

*CONFERENCE &
SYMPOSIUM
PARTICIPANTS*

**XIII INTERNATIONAL CONFERENCE
TRANSPORT PROBLEMS 2021**

X INTERNATIONAL SYMPOSIUM OF YOUNG RESEARCHERS

TABLE OF CONTENTS

No.	Author, title	Pages	
		Begin	End
1	Guldana AKANOVA, Aleksander ŚLADKOWSKI, Sergey PODBOLOTOV, Anatoly KOLGA, Ivan STOPOVSKIKH <i>Ways to reduce hydraulic losses in pumps designed for pipeline transportation of liquids</i>	1	14
2	Telman ALIEV, Tofiq BABAYEV, Naila MUSAEVA, Rauf GADIMOV, Ana MAMMADOVA <i>Possible options to improve the fail-safe operation of the rolling stock through the early noise control its running gear</i>	15	20
3	Telman ALIEV, Matanat SULEYMANOVA, Naila MUSAEVA <i>Technologies for early determination of the possibility of accidents and destruction of bridge structures using the probabilistic values of the noise</i>	21	31
4	Andrei ARTIUSHIN, Aleksandr RAKHMANGULOV <i>Excavator-and-dump truck complex efficiency to trucks speed profiles dependent study based on simulation modeling</i>	32	47
5	Asen ASENOV, Velizara PENCHEVA, Ivan GEORGIEV <i>Optimization of the time for acceptance and stay of trucks in the loading and unloading points</i>	48	60
6	Noor M. ASMAEL, Mohanned Q. WAHEED <i>Equity of transit need in Baghdad city</i>	61	68
7	János BALOGH, Balázs DÁVID, Mikós KRÉSZ, Attila TÓTH, László TÓTH <i>A general framework for evaluating driver schedules in public transport</i>	69	80
8	Paweł BANYŚ, Evelin ENGLER, Jaya Shradha FOWDUR, Maciej GUCMA <i>Asability of timestamps stored in the communication state sub message of AIS position report</i>	81	87
9	Danijela BARIĆ, Antonija DŽAMBO <i>An application of the analytic hierarchy process for evaluation of level crossing design in a congested urban area</i>	88	100

Ключевые слова: насосный агрегат, центробежный насос, пластовое давление, гидравлические потери, вихреобразование, конструктивно-технологическая схема, соосное расположение рабочих колес, напорно-расходная характеристика

Guldana AKANOVA*

Satbayev University
Satbayev 22, 050000 Almaty, Kazakhstan

Aleksander ŚLADKOWSKI

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

Sergey PODBOLOTOV

Nosov Magnitogorsk State Technical University
Lenin 38, 455000 Magnitogorsk, Russia

Anatoly KOLGA

Ural State Agrarian University
Karla Libknekhta 42, 620075 Yekaterinburg, Russia

Ivan STOPOVSKIKH

Satbayev University
Satbayev 22, 050000 Almaty, Kazakhstan

*Corresponding author. E-mail: kairatguldana8@gmail.com

WAYS TO REDUCE HYDRAULIC LOSSES IN PUMPS DESIGNED FOR PIPELINE TRANSPORTATION OF LIQUIDS

Summary. In this article, the existing multistage designs of axial and centrifugal blowers are analyzed, a comparative analysis of the distribution of hydraulic losses depending on the element of a centrifugal blower with coaxial impellers is considered. Experimental dependences on the establishment of pressure-flow and power characteristics are presented. The energy efficiency of the structure with the coaxial arrangement of the impellers is assessed, based on the account of hydraulic losses.

ПУТИ СНИЖЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В НАСОСАХ, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫХ ДЛЯ ТРУБОПРОВОДНОЙ ТРАНСПОРТИРОВКИ ЖИДКОСТЕЙ

Аннотация. В данной статье проанализированы существующие многоступенчатые конструкции нагнетателей осевого и центробежного типов, рассмотрен сравнительный анализ распределения гидравлических потерь в зависимости от элемента центробежного нагнетателя с соосным расположением рабочих колес. Представлены экспериментальные зависимости по установлению напорно-расходных и мощностных характеристик. Произведена оценка энергоэффективности конструкции нагнетателей с соосным расположением рабочих колес, на основе учета гидравлических потерь.

1. ВВЕДЕНИЕ

Центробежные насосы принадлежат к наиболее распространенному классу гидравлических лопастных машин, которые широко используются во всех отраслях промышленности. Наибольшее распространение они получили в горнодобывающей промышленности, для откачки подземных вод и в горно-обогатительном производстве при обогащении полезных ископаемых, а также в нефтяной отрасли, где центробежные насосы используются для транспортировки нефтепродуктов.

По экспертным оценкам 20-25% мирового потребления электроэнергии приходится на насосное оборудование, а в отдельных отраслях этот показатель может достигать 50% [1]. По сведениям крупных нефтедобывающих компаний, энергетические затраты на систему поддержания пластового давления в скважинах составляют до 40%, а для высоковязкой тяжелой нефти этот показатель значительно выше. В связи с этим проблему повышения энергоэффективности насосов следует рассматривать не просто как приоритетную, а как стратегическую и государственную.

Наибольшее развитие данный вопрос получил в промышленно развитых странах Европы, где на законодательном уровне закреплена необходимость производства энергоэффективного насосного оборудования. Начиная с 2009 года, существует регламент Еврокомиссии [2], в котором оговорены требования к энергоэффективности для циркуляционных насосов мощностью до 2500 Вт.

Для повышения эффективности необходимо снизить стоимость эксплуатации насосного оборудования, повысить его надежность и долговечность. Это требует оптимизации режимов работы уже эксплуатирующихся центробежных насосов и создания новых высокоэффективных конструкций машин. Большинство выпускаемых в настоящее время насосов были разработаны более 30 лет назад и уже не удовлетворяют современным требованиям касательно эффективности производства.

Те производители, которые вкладывают средства в модернизацию производства и конструкций насосов, более успешно конкурируют на мировом рынке насосного оборудования.

2. АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Перспективным направлением модернизации конструкций насосов является совершенствование геометрии рабочего колеса, поскольку от характера течения жидкости проточной части, рабочего колеса насоса зависит как КПД насоса (его энергоэффективность), так и гидродинамические нагрузки на роторе гидромашины (ресурс работы насоса).

Решение задач повышения энергетической эффективности, в частности КПД центробежных насосов, достигается за счет проведения процедуры параметрической оптимизации на этапах анализа и синтеза конструкции. Существующие и используемые методики в практике проектирования элементов динамических насосов – рабочих колес (крыльчаток), шнеков, подводящих, направляющих и отводящих аппаратах дают приемлемые результаты, но не обеспечивают определение оптимальных параметров, обеспечивающих высокие показатели энергоэффективности, ресурса и надежности [3 - 7].

Анализ режимов работы существующих конструкций насосов по-прежнему показывает недостатки, наличие которых в современных условиях производства является не приемлемым. Данные недостатки, выражаются в виде узкого диапазона эффективной работы, низкой энергоэффективности на нерасчетных режимах работы, низкой гидравлической эффективностью конструкций. Существование данных недостатков во многом обусловлено конструктивным исполнением установок, а именно наличием элементов с высокими значениями гидравлических потерь (таблица 1).

Как видно из данных таблицы, наиболее высокими значениями гидравлических потерь обладают рабочие колеса и переводные каналы.

Потери в рабочем колесе в свою очередь складываются из потерь на трение и потерь на вихреобразование установившегося относительного движения. Потери от вихреобразования неустановившегося движения, а также потери гидравлического торможения обусловлены взаимным влиянием рабочего колеса и отводящих устройств. Доля данных потерь при расчетном режиме работы установки незначительна, однако в случае же отклонения от расчетного режима работы рабочего колеса доля данных гидравлических потерь очень сильно возрастает.

Табл. 1

Распределение потерь энергии в элементах насоса

Участок проточной части	Доля общих потерь, %
Рабочее колесо	50...45
Спиральные каналы	10...15
Диффузорные каналы	10
Переводные каналы	20
Обратные каналы	10

Потери в переводных каналах (Рис. 1, 2) состоят из потерь на трение и вихреобразование. Возникновение явлений вихреобразования обусловлено спецификой движения потока в отводящих устройствах.

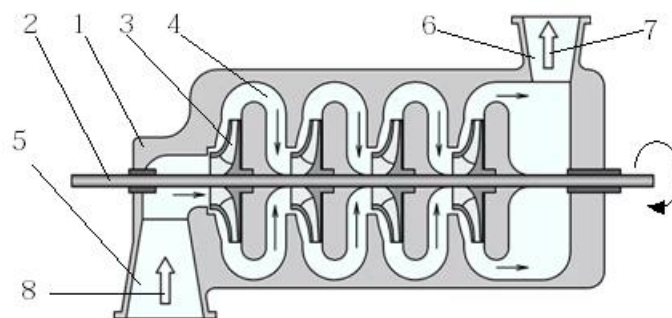


Рис. 1 - Схема движения потока в 4-х ступенчатом центробежном насосе с канальными отводами: 1 – корпус; 2 – вал; 3 – рабочее колесо; 4 – переводной канал; 5 – подводящее устройство; 6 – отводящее устройство; 7, 8 – поток жидкости

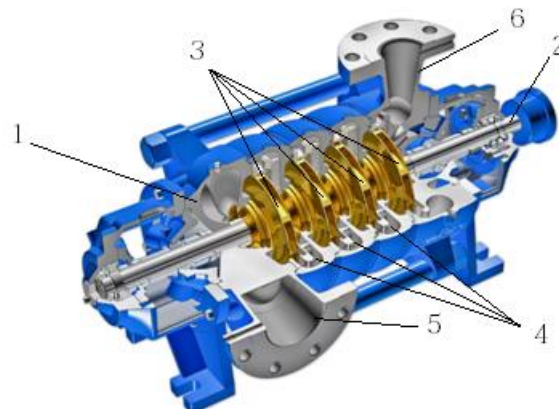


Рис. 2. Общий вид 4-х ступенчатого центробежного насоса

Как видно из представленной схемы, движение потока в многоступенчатых установках имеет сложный пространственный характер, характеризующийся постоянным изменением направления движения потока жидкости. Данные явления при этом сопровождаются большими гидравлическими потерями на удары и вихреобразования. Величина общих гидравлических потерь на удары и вихреобразования составляют порядка 2-3% от значения гидравлического КПД [8].

Повышение энергоэффективности данных конструкций центробежных установок, за счет существующих методов, возможно лишь в небольшом диапазоне, определяющимся лишь устранением влияния одного из факторов. Для существенного изменения показателей энергоэффективности необходим комплексный подход для решения данной проблемы. В качестве альтернативы существующим конструкциям может стать конструкция центробежного насоса с соосным расположением рабочих колес, которая позволяет обеспечить передачу энергии от ступени к ступени, без применения систем переводных каналов [9]. Схема такого нагнетателя представлена на Рис. 3.

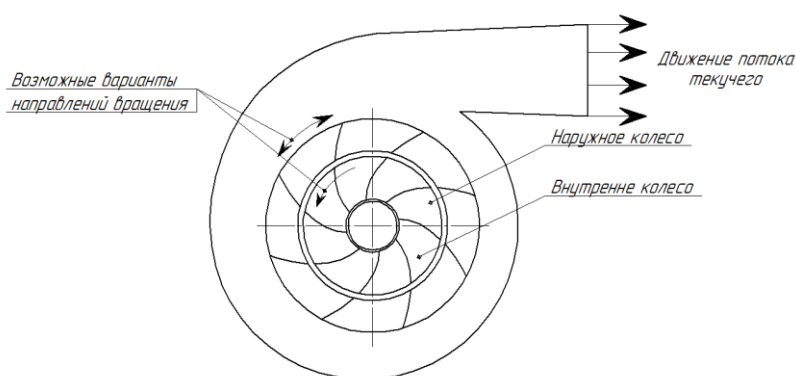


Рис. 3. Схема двухступенчатого центробежного нагнетателя

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Результаты экспериментальных исследований двухступенчатого центробежного насоса с соосным расположением рабочих колес конструкция которого приведена на Рис. 4, изготовленного на базе моноблочного насоса 1ХМ-2-2в, показывающие его эффективность, представлены в форме графических зависимостей (Рис. 5).



Рис. 4. Конструкция центробежного насоса с соосным расположением рабочих колес: 1 - внешнее рабочее колесо, 2 - внутреннее рабочее колесо

В ходе проведенных экспериментальных исследований изменение величины напора составило 28 % от максимальной величины (от 1.3 до 1.8 кг/см²), изменение величины расхода составило 42% (от 2 до 3,5 м³/с), без существенных изменений мощностной характеристики, а, следовательно, и потребляемой мощности.

Схема конструктивного исполнения соосно установленных рабочих колес двухступенчатого центробежного насоса и рабочее колесо стандартной конструкции изображены на Рис. 6.

В качестве основы при разработке данной альтернативной схемы послужила схема, широко используемая в настоящее время в осевых многоступенчатых установках (Рис. 7).

В данной схеме движение потока от одного рабочего колеса к другому осуществляется с помощью лопаточных направляющих аппаратов, эффективность работы которых характеризуется малыми значениями гидравлических потерь. В конструкциях же со встречным вращением рабочих колес, использование направляющих аппаратов вовсе не требуется.

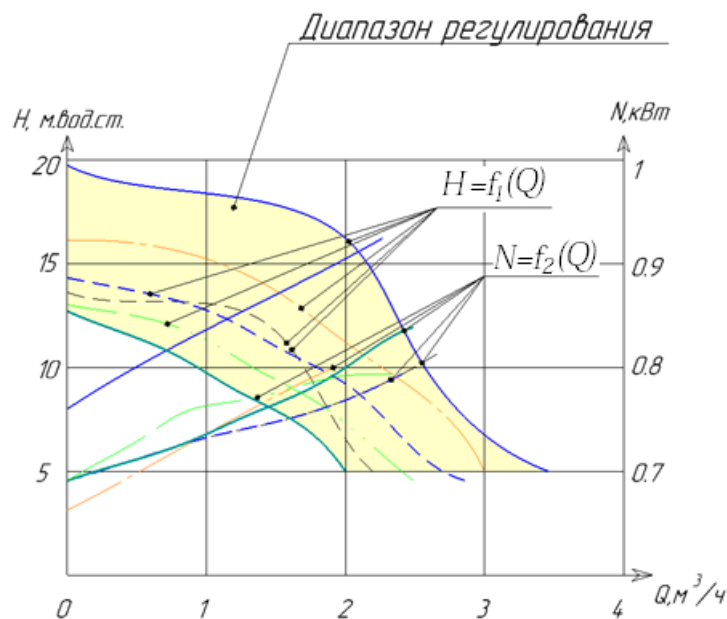


Рис. 5. Напорно-расходные $Hf_1(Q)$ и мощностные $Nf_2(Q)$ характеристики центробежного насоса с соосным расположением рабочих колес:

Помимо установления напорно-расходных и мощностных характеристик, требуется оценка энергоэффективности работы насосной установки в данном конструктивном исполнении.

Оценка эффективности проводится на основе оценки потерь полезной энергии потока текучего в корпусе и основных движущихся элементах насоса.

Потери в проточной части центробежного насоса с соосным расположением рабочих колес могут быть разделены на четыре категории: объемные, дискового трения, гидравлические и потери на гидравлическое торможение. На расчетном (рациональном) режиме потери гидравлического торможения, как правило, отсутствуют, и полный коэффициент полезного действия можно определить [3, 10 - 13] исходя из соотношения:

$$\eta = \eta_z \cdot \eta_o \cdot \eta_d,$$

где $\eta_z = \frac{H}{H_m}$ – гидравлический КПД, H – полученное значение напора; H_m – теоретический

напор, $\eta_o = \frac{Q}{Q + q_1}$ – объемный КПД, q_1 – утечка через переднее уплотнение рабочего колеса;

Q – расход потока текучего, $\eta_{\delta} = 1 - \frac{N_{\delta}}{N}$ – внутренний механический КПД, N_{δ} – суммарные потери мощности на дисковое трение; N – потребляемая мощность.

- Исходное рабочее колесо $d=128$ мм;
- Обточенное рабочее колесо $d=107$ мм;
- - - Соосно установлено наружное рабочее колесо с углом наклона лопаток $< 90^{\circ}$;
- - - Подторможенное соосно установленное наружное рабочее колесо с углом наклона лопаток $< 90^{\circ}$;
- Соосно установлено наружное рабочее колесо с углом наклона лопаток $> 90^{\circ}$;
- Подторможенное соосно установленное наружное рабочее колесо с углом наклона лопаток $> 90^{\circ}$;

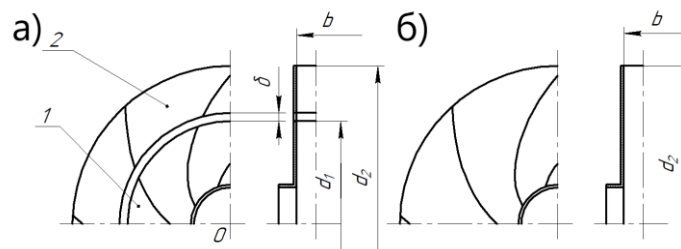


Рис. 6. Центробежный насос а) стандартной конструкции; б) с соосным расположением рабочих колес: 1 - внутреннее рабочее колесо, 2 - наружное рабочее колесо, δ - радиальный зазор, b - ширина колеса, d_1, d_2 - внешние диаметры внутреннего и наружного рабочих колес

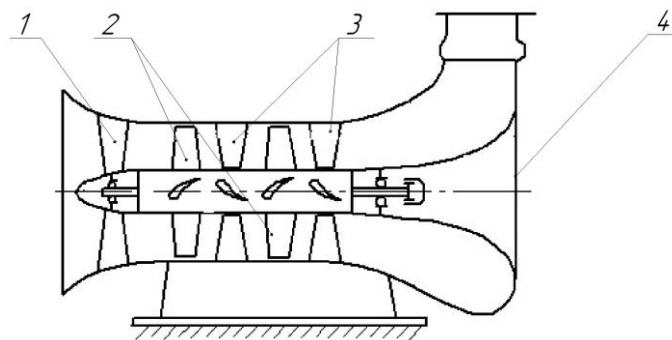


Рис. 7. Схема двухступенчатого осевого нагнетателя: 1 – входной направляющий аппарат, 2 – рабочие колеса, 3 – спрямляющие аппараты, 4 – корпус нагнетателя

Исходя из конструктивных особенностей соосного расположения рабочих колес (Рис. 4), а именно идентичности совокупных размеров соосно расположенных рабочих колес размерам рабочего колеса стандартной конструкции [9], значения объёмного и механического КПД будут неизменными. Рассмотрению подлежит лишь гидравлический КПД и соответствующие гидравлические потери.

Гидравлические потери – наиболее сложные с точки зрения их теоретического и экспериментального исследования. Основная причина этого в сложности физических процессов, происходящих в центробежных насосах. Гидравлические потери в проточной части центробежных насосов зависят от формы и размеров ее элементов, режимов работы установки, характера протекающего потока и др.

Любую лопаточную машину, в том числе и центробежного типа, можно рассматривать как сочетание последовательно соединенных между собой неподвижных и вращающихся каналов и профилей различной длины и формы, причем каждый из них обладает вполне определенными гидравлическими сопротивлениями.

Гидравлические потери в проточной части центробежного насоса можно представить в виде

$$\sum h = h_n + h_{pk} + h_{отв} = \xi_n \frac{V_{11}^2}{2g} + \xi_{pk} \frac{W_{11}^2}{2g} + \xi_{отв} \frac{U_{22}^2}{2g},$$

где $h_n, h_{pk}, h_{отв}$ – потери в подводе, рабочем колесе и отводе;

V_{11}, W_{11}, U_{22} – характерные скорости в элементах проточной части центробежного нагнетателя;

$\xi_n, \xi_{pk}, \xi_{отв}$ – коэффициент местных гидравлических потерь в подводе, рабочем колесе и отводе;

g – ускорение свободного падения.

Ввиду того, что абсолютная скорость входа потока текучего на лопатки рабочего колеса примерно равна относительной скорости движения потока текучего, то при расчете гидравлических потерь в проточной части центробежного насоса потерями в данном элементе можно пренебречь.

Рассмотрению подлежат лишь потери в самих рабочих колесах и потери в отводящих устройствах.

4. РЕЗУЛЬТАТЫ

4.1. Рабочие колеса

Гидравлические потери в рабочих колесах (наружном и внутреннем) имеют одинаковый характер, подчиняются одним законам, единственное отличие состоит в относительном направлении вращения самих рабочих колес, и соответствующим различием набора определяющих зависимостей гидравлических потерь наружной ступени.

Вращение рабочих колес производится в двух возможных режимах (Рис. 8):

- 1) вращение рабочих колес в одном направлении (Рис. 8, а);
- 2) вращение рабочих колес в противоположных направлениях (Рис. 8, б).

Потери во внутреннем рабочем колесе идентичны с потерями в рабочем колесе стандартной конструкции, поскольку направление вращения его не меняется, а влияние на движение потока со стороны наружного рабочего колеса в нем отсутствует.

Следовательно, суммарные гидравлические потери во внутреннем рабочем колесе будут состоять из следующих видов потерь [14, 15]:

- потери от поворота потока текучего из осевого направления в радиальное:

$$h_1 = \xi_1 \frac{V_1^2 + W_1^2}{2g},$$

где ξ_1 – коэффициент местных гидравлических потерь;

V_{11} – абсолютная скорость потока текучего;

W_{11} – относительная скорость потока текучего на входе в рабочее колесо.

- потери на трение по длине канала:

$$h_2 = \frac{C_f W_{cp}^3}{Qg} \left[z b_{cp} \cdot l + \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) \right],$$

где C_f – коэффициент трения поверхности лопатки рабочего колеса;

W_{cp} – среднее значение относительной скорости потока;

z – число лопаток рабочих колес;

b_{cp} – средняя ширина рабочего колеса;

l – длина лопатки рабочего колеса;

D_2 – наружный диаметр рабочего колеса;

D_1 – внутренний диаметр рабочего колеса.

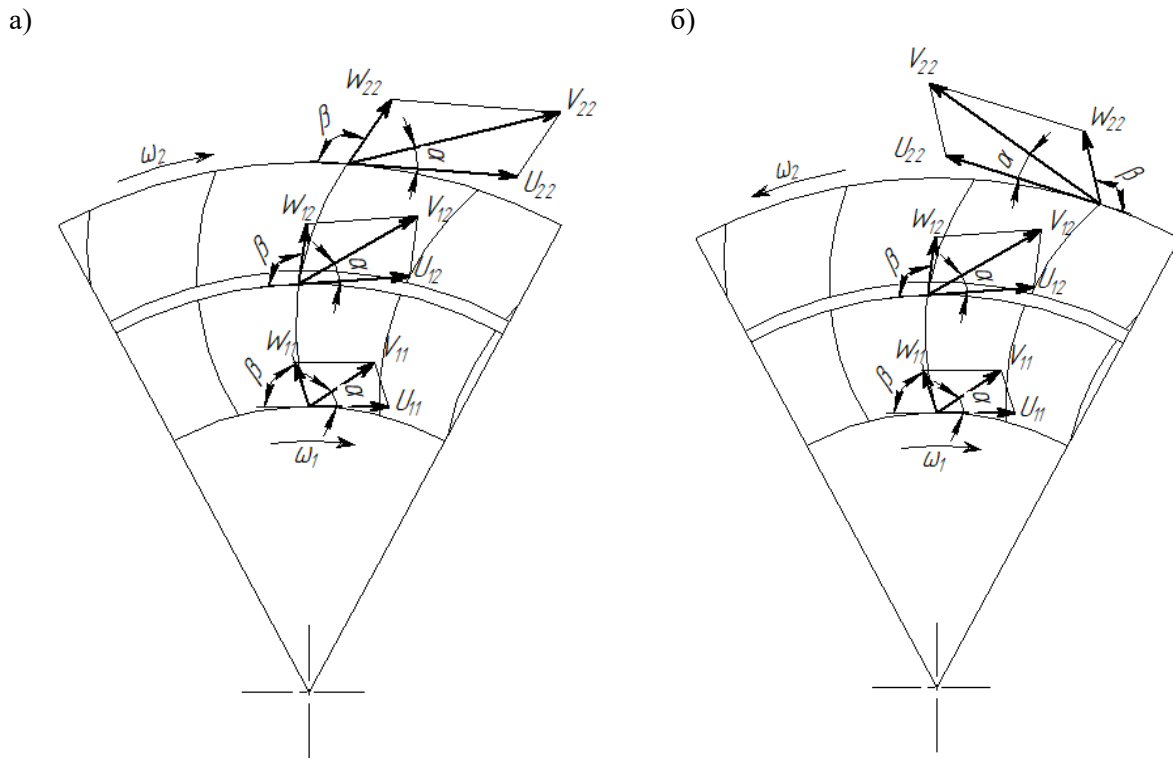


Рис. 8. План скоростей рабочих колес центробежного насоса с соосным расположением рабочих колес, в зависимости от направления их вращения: а – при вращении рабочих колес в одну сторону, б – при вращении рабочих колес в противоположных направлениях

- потери от замедления потока текучего при уменьшении относительной скорости:

$$h_3 = \xi_3 \frac{(W_{11} - W_{22})^2}{2g},$$

где ξ_3 – коэффициент местных гидравлических потерь;

W_{11} – относительная скорость потока текучего на входе в рабочее колесо;

W_{22} – относительная скорость потока текучего на выходе из рабочего колеса.

Потери в наружной ступени будут определяться направленностью вращения данного рабочего колеса по отношению к наружному, а также значением его относительной скорости вращения.

Суммарные гидравлические потери наружной ступени:

-потери на трение по длине канала:

Ввиду ранее указанной идентичности суммарных размеров соосно установленных рабочих колес размерам рабочего колеса стандартной конструкции, рассмотренный вид потерь будет идентичен потерям в рабочем колесе стандартной конструкции.

- потери от замедления, либо ускорения потока текучего при изменении относительной скорости на входе в наружную ступень:

$$h_2 = \xi_2 \frac{(W_{12} \pm W_{21})^2}{2g}$$

Данный вид потерь при соосном расположении рабочих колес будет изменяться в зависимости от направленности вращения рабочих колес:

- при вращении рабочих колес в одну сторону, но с различной скоростью вращения, данным показателем будет изменяться как в большую, так и меньшую сторону, величина изменения будет соответствовать величине изменения относительной скорости движения потока на лопатках наружной ступени;

- при вращении рабочих колес в противоположные стороны, данный вид потерь будет возрастать, независимо от относительной скорости движения потока в наружной ступени, поскольку относительные скорости будут суммироваться.

- **потери от перехода потока текущего от внутренней ступени к наружной**

$$h_3 = 1 - \frac{W_{12}^2}{U_2^2 \pm U_1^2} \left(\frac{\sum \delta_l}{t_2 \sin \beta_2} + \frac{\sum \delta_d}{b_{k1}} \right),$$

где $\sum \delta_l^{**}$ и $\sum \delta_d^{**}$ – толщины потери импульса соответственно на лопастях и дисках;

b_{k1} – ширина наружного рабочего колеса;

U_2 – переносная скорость на входе в наружное рабочее колесо;

U_1 – переносная скорость на выходе из внутреннего рабочего колеса;

t_2 – ширина межлопаточного канала внутреннего рабочего колеса.

4.2. Отводящие устройства

Вследствие отсутствия переносного движения потери в неподвижных элементах проточной части центробежного нагнетателя с соосным расположением рабочих колес, какими являются и отводы, можно сравнивать с хорошо изученными потерями в неподвижных каналах той или иной формы и определять их по обычным формулам гидравлики [11]

Спиральный отвод

- **суммарные потери в спиральном отводе:**

$$h_{отв} = h_{сп} + h_{диф} = \xi_{отв} \frac{V_{22}^2}{2g},$$

где $h_{сп}$ – потери в спиральной камере;

$h_{диф}$ – потери в диффузорном канале;

$\xi_{отв}$ – коэффициент суммарных потерь в спиральном отводе;

V_{22} – окружная составляющая абсолютной скорости потока текущего на выходе из наружного рабочего колеса;

$$\xi_{отв} = \xi_{сп} + \xi_{диф} \left(\frac{V_p}{V_{22}} \right)^2,$$

где V_p – радиальная составляющая абсолютной скорости потока текущего на выходе из наружного рабочего колеса;

- **потери на трение** в спиральной камере определяются в предположении, что она представляет собой круглую трубу переменного сечения, в которой поток протекает с постоянной средней скоростью, равной скорости в расчетном сечении (Рис. 9):

$$h_{mp.c} = \frac{\lambda_c \frac{V_p^2}{2g} \int_0^\varphi \frac{R_\varphi}{2r_\varphi} Q_\varphi \cdot d\varphi}{Q},$$

где λ_c – коэффициент потерь на трение в спиральной камере;

φ – угол охвата спирали;

r_φ , R_φ – текущие радиусы улиткообразного корпуса;

Q_φ – текущее значение расхода потока текучего через выходное сечение.

После ряда подстановок и преобразований вышеприведенное уравнение примет вид

$$h_{mp.c} = \frac{\pi}{2} \lambda_c \left(1,17 \frac{D_2}{\sqrt{F_p}} + 1 \right) \frac{V_p^2}{2g},$$

где V_p , F_p – соответственно скорость и площадь расчетного сечения спирали.

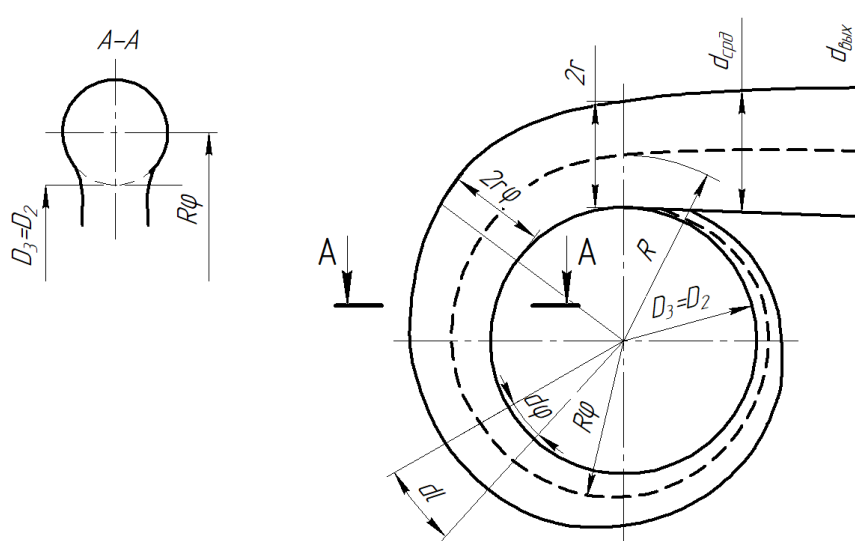


Рис. 9. Схема для расчета потерь в спиральном отводе

- **потери на вихреобразование** в спирали:

$$h_{вихр.c} = \frac{(V_{22} - V_p)^2}{2g}$$

- **суммарные потери в спирали** представим выражением

$$h_{cn} = \zeta_c \cdot \frac{V_{22}^2}{2g},$$

где ζ_c – суммарный коэффициент потерь в спиральной камере.

В коническом диффузоре имеют место два вида потерь:

- **потери на трение:**

$$h_{mp.d} = \frac{\lambda_d}{8 \sin(E_d/2)} \frac{(n^2 - 1) V_p^2}{n^2 2g}$$

где λ_d – коэффициент трения в диффузоре ($\lambda_d = 0,0102 - 0,017$ [3]);

E_d – угол расширения конического диффузора;

n – отношение площадей в расчетном сечении спирали (сечение А-А Рис. 9) и на выходе из конического диффузора:

$$n = F_{\delta} / F_p,$$

где F_{δ} – площадь сечения диффузора на выходе;

F_p – площадь сечения диффузора на расчетном сечении.

- **потери от расширения потока:**

$$h_{расш.д} = \sin E_{\delta} \frac{(n-1)^2}{n^2} \frac{V_p^2}{2g}$$

- **суммарные потери в диффузоре:**

$$h_{диф} = h_{тр.д} + h_{расш.д} = \zeta_{\delta} \frac{V_p^2}{2g},$$

где ζ_{δ} – коэффициент суммарных потерь в коническом диффузоре;

После подстановки составляющих в вышеприведенные выражения суммарный коэффициент потерь в диффузоре ζ_{δ} можно определить:

$$\zeta_{\delta} = \frac{\lambda_{\delta}}{8 \cdot \sin(E_{\delta}/2)} \cdot \frac{(n^2 - 1)}{n^2} + \sin E_{\delta} \frac{(n-1)^2}{n^2}$$

5. ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

На основании приведенных зависимостей, для определения гидравлических потерь в представленных выше конструктивных элементах и полученных ранее рекомендаций [16, 17] по выбору геометрических и кинематических параметров соосно установленных рабочих колес были произведены расчеты гидравлических потерь для наиболее эффективных конструктивных и режимных параметров работы соосно установленных рабочих колес, с точки зрения гидравлических потерь в перечисленных ниже элементах:

1. Наружное рабочее колесо:

- графические зависимости потерь от замедления (Рис. 10, а), либо ускорения потока текучего (Рис. 10, б) при изменении относительной скорости на входе в наружную ступень рабочего колеса имеют следующий вид:

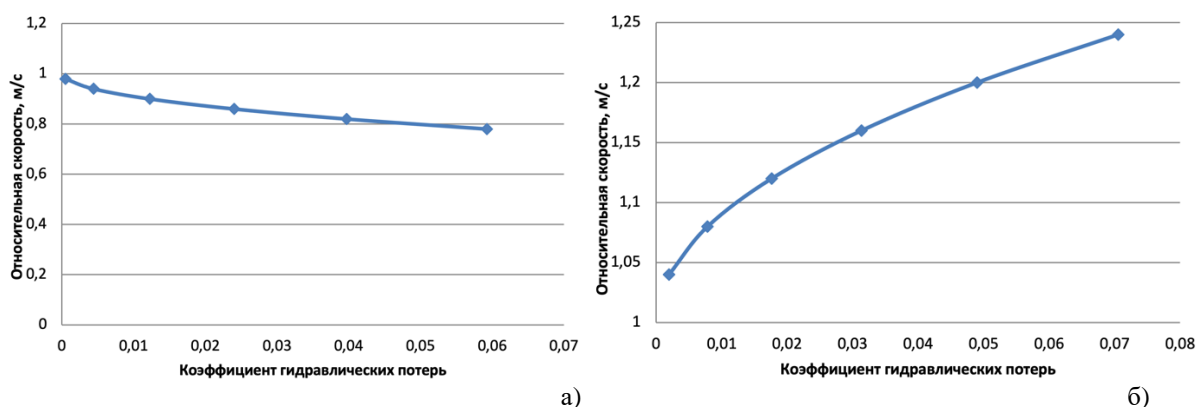


Рис. 10. Графические зависимости потерь энергии в рабочем колесе, в зависимости от относительной скорости движения потока наружной ступени: а – замедление потока, б – ускорение потока

- графические зависимости потерь от перехода потока текучего от внутренней ступени рабочего колеса к наружной (Рис. 11 а, б) имеют следующий вид:

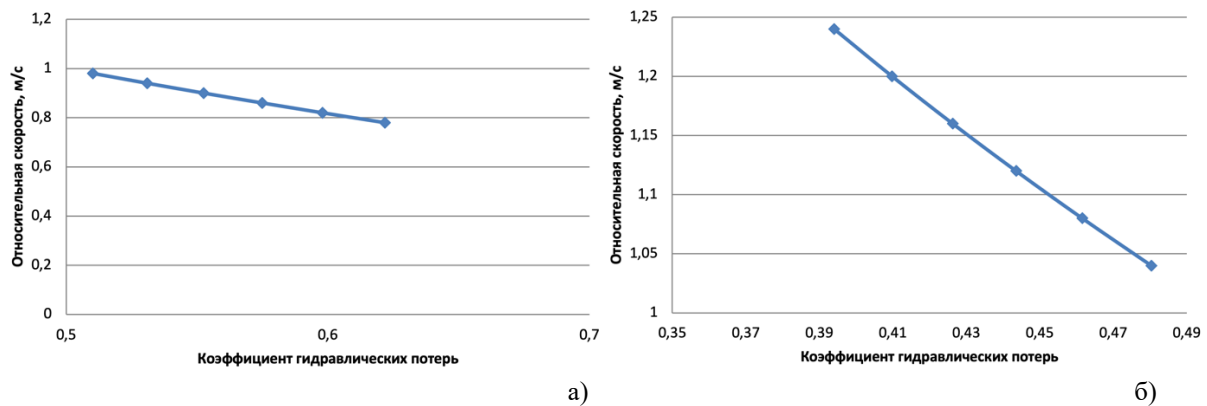


Рис. 11. Графические зависимости потерь от перехода текучего от ступени к ступени, в зависимости от относительной скорости движения потока наружной ступени: а – замедление потока; б – ускорение потока

2. Отводящее устройство:

Гидравлические потери в отводящем устройстве в зависимости от увеличения абсолютной скорости движения потока представлены на Рис. 12.

Исходя из представленных выше графических зависимостей и полученных ранее рекомендаций [9] по выбору геометрических и кинематических параметров соосно установленных рабочих колес установлено, что соосное расположение рабочих колес в центробежных насосах позволяет уменьшить гидравлические потери на 23%, а также способствовать увеличению напорно-расходных характеристик, при неизменных габаритных размерах установки.

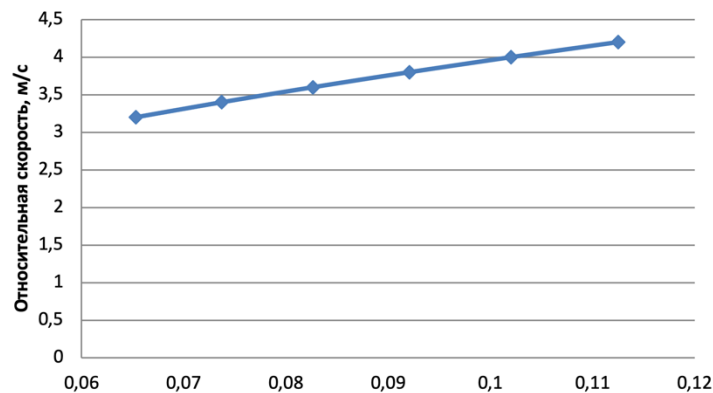


Рис. 12. Графические зависимости потерь энергии в отводящем устройстве, в зависимости от относительной скорости движения потока наружной ступени

6. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования позволили сделать следующие выводы.

1. На основании обзора научной и патентной литературы выявлена необходимость и возможность усовершенствовать конструктивную схему центробежного насоса, обеспечивающего снижение гидравлических потерь в элементах насоса до 23%.
2. Конструктивная схема усовершенствованного центробежного насоса предусматривает наличие соосно расположенных рабочих колес, которая обеспечивает передачу гидравлической энергии от ступени к ступени, без применения переводных каналов, что обеспечивает снижение гидравлических потерь, повышение КПД и энергоэффективность насоса.

3. По результатам экспериментальных исследований установлено, что повышение напорно-расходной характеристики разработанной конструктивно-технологической схемы составило по давлению до 75%, а по расходу до 60% при неизменных габаритных размерах установки.
4. Осуществлены расчетно-теоретические исследования по определению гидравлических потерь в представленных конструктивных элементах и выбору геометрических и кинематических параметров соосно установленных рабочих колес центробежного насоса, которые позволили выявить закономерности изменения потерь энергии в рабочем колесе в зависимости от относительной скорости движения потока текучего в наружной ступени и при переходе потока от внутренней ступени к наружной ступени.
5. Доказано, что расширение диапазона энергоэффективной работы до 56% в лопастных нагнетателях с соосным расположением рабочих колес достигается за счет рационального подбора геометрических параметров и режимов работы рабочих колес.

Литература

1. Григорьев, С.В. & Савин, Л.А. & Шахбанов, Р.М. Обоснование возможностей повышения энергетических характеристик центробежных насосов. *Известия ТулГУ*. 2015. No. 7. Part 2. P. 122-127.
2. Commission Regulation (EC) No. 641/2009 of 22 July 2009.
3. Бородай, М.В. & Ржебаева, Н.К. & Шендрик, В.В. Повышение экономичности насосов путем оптимального проектирования их проточных частей. *Безопасность эксплуатации компрессорного и насосного оборудования. Материалы научно-технического семинара*. Сумы: Изд-во «Джерело», 2001. P. 98-102.
4. Duplaa, O. Coutier-Delgosha, A. Dazin, et al. Experimental study of a cavitating centrifugal pump during fast startups. *Journal of Fluids Engineering*. 2010. Vol. 132(2). P. 365-368.
5. Kandi, A. & Moghimi, M. & Tahani, M. & Hourah, S.D. Optimization of pump selection for running as turbine and performance analysis within the regulation schemes. *Energy*. 2020. 119402. DOI:10.1016/j.energy.2020.119402
6. Xiao-Qi Jia & Bao-Ling Cui & Zu-Chao Zhu & Yu-Liang Zhang. Experimental Investigation of Pressure Fluctuations on Inner Wall of a Centrifugal Pump. *J Turbo Jet Eng*. 2019. Vol. 36(4). P. 401-410.
7. Yang, S.-S. & Kong, F.-Y. & Jiang, W.-M. & Qu, X.-Y. Effects of impeller trimming influencing pump as turbine. *Computers & Fluids*. 2012. Vol. 67. P. 72-78.
8. Подболотов, С.В. & Кольга, А.Д. Центробежный насос со ступенчатым расположением рабочих колес. *Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горношахтного и нефтепромыслового оборудования*. Пермь. 2015. С. 57-62.
9. Подболотов, С.В. & Кольга, А.Д. Математическое и экспериментальное моделирование режимов работы центробежной турбомашины с коаксиальным расположением рабочих колес. *Известия Уральского государственного горного университета*. 2018. No. 1. P. 80-84.
10. Urmila, V. & Subba Rayudu, D. Optimum space vector PWM algorithm for three-level inverter. *ARN Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2011. Vol. 6. No. 9. P. 24-36.
11. Черный, С.Г. & Чирков, Д.В. & Лапин, В.Н. и др. *Численное моделирование течений в турбомашинах*. Новосибирск: Наука. 2006. 202 p.
12. Жарковский, А.А. Исследование влияния основных параметров на характеристики центробежных насосов низкой и средней быстроходности. *Современное состояние и перспективы развития гидромашиностроения XXI века: Труды МНТК*. СПб: Изд-во СПбГПУ. 2003. P. 92-93.
13. Englar, R.J. Overview of circulation control pneumatic aerodynamics. In: *Applications of circulation control technology, Progress in astronautics and aeronautics*. 2006. 214(AIAA). P. 23-68.

14. Подболотов, С.В. & Кольга, А.Д. Влияние режимных параметров на давление, развиваемое центробежной турбомашинной с коаксиальным расположением рабочих колес. *Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова*. 2017. No. 4. P. 81-86.
15. Галеркин, Ю.Б. & Рекстин, А.Ф. & Солдатова, К.В. & и др. Радиальные и осерадиальные рабочие колеса центробежных компрессоров – преимущества, недостатки, область применения. *Компрессорная техника и пневматика*. 2015. No. 7. P. 23-32.
16. Wu, D. & Yin, K. & Yin, Q. & Zhang, X. & Cheng, J. & Ge, D. & Zhang, P. Reverse circulation drilling method based on a supersonic nozzle for dust control. *Applied Sciences*. 2017. Vol. 7. No. 5. P. 1-15.
17. Novakovskiy, N.S. & Bautin, S.P. Numerical simulation of shock-free strong compression of 1d gas layer's problem subject to conditions on characteristic. *Journal of Physics: Conference Series*. 2017. Vol. 894. No. 012067. P. 1-8.