



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ,
ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ(21)(22) Заявка: **2009147213/06, 09.12.2009**(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
09.12.2009

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: **09.12.2009**(45) Опубликовано: **27.06.2011 Бюл. № 18**(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: **SU 1659679 A1, 30.06.1991. SU 1249189 A1, 07.08.1986. US 2006/0018754 A1, 26.01.2006. US 2001/0007634 A1, 12.07.2001. JP 2009091992 A, 30.04.2009. NO 327532 B1, 03.08.2009.**

Адрес для переписки:

**195009, Санкт-Петербург, ул. Ватутина, 3,
Лит.А, ОАО "Силовые машины", отдел по
управлению интеллектуальной
собственностью**

(72) Автор(ы):

**Сотников Анатолий Александрович (RU),
Пылев Игорь Михайлович (RU),
Демьянов Владимир Александрович (RU),
Степанов Валентин Николаевич (RU),
Ригин Валерий Евгеньевич (RU)**

(73) Патентообладатель(и):

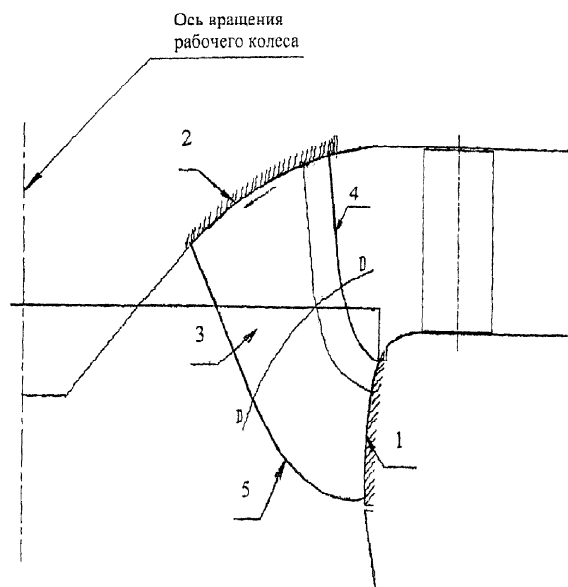
**Открытое акционерное общество "Силовые
машины-ЗТЛ, ЛМЗ, Электросила,
Энергомашэкспорт" (ОАО "Силовые
машины") (RU)**

(54) ЛОПАТОЧНЫЙ АППАРАТ РАБОЧЕГО КОЛЕСА РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

(57) Реферат:

Изобретение относится к области гидротурбостроения и может быть использовано при разработке рабочих колес радиально-осевых гидротурбин. Лопаточный аппарат рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины содержит обод 1, ступицу 2 и лопасти 3, каждая из которых соединена с ободом 1 и ступицей 2 и выполнена с входной и выходной кромками 4 и 5 изогнутого профиля и плавно изменяющейся толщиной в направлении от входной кромки к выходной и от ступицы 2 к ободу 1. Лопасти 3 лопаточного аппарата выполнены с утолщенной частью вблизи входной кромки 4. Максимальная

толщина лопасти 3 в сечении ее ступицей 2 больше максимальной толщины лопасти 3 в сечении ее ободом 1. Определены оптимальные интервалы значений параметров: максимальной толщины сечения лопасти 3 ступицей 2, максимальной толщины сечения лопасти 3 ободом 1, а также мест их расположения вдоль распрямленной срединной линии соответствующего сечения. Изобретение направлено на предотвращение отрыва потока за входными кромками лопастей при работе гидротурбины на режимах с повышенными напорами и режимах с частичными нагрузками во всем диапазоне рабочих напоров. 10 ил.



Фиг. 1



FEDERAL SERVICE
FOR INTELLECTUAL PROPERTY,
PATENTS AND TRADEMARKS

(51) Int. Cl.

F03B 3/02 (2006.01)**F03B 3/12** (2006.01)**(12) ABSTRACT OF INVENTION**(21)(22) Application: **2009147213/06, 09.12.2009**(24) Effective date for property rights:
09.12.2009

Priority:

(22) Date of filing: **09.12.2009**(45) Date of publication: **27.06.2011 Bull. 18**

Mail address:

**195009, Sankt-Peterburg, ul. Vatutina, 3, Lit.A,
OAO "Silovye mashiny", otdel po upravleniju
intelektual'noj sobstvennost'ju**

(72) Inventor(s):

**Sotnikov Anatolij Aleksandrovich (RU),
Pylev Igor' Mikhajlovich (RU),
Dem'janov Vladimir Aleksandrovich (RU),
Stepanov Valentin Nikolaevich (RU),
Rigin Valerij Evgen'evich (RU)**

(73) Proprietor(s):

**Otkrytoe aktsionernoe obshchestvo "Silovye
mashiny-ZTL, LMZ, Ehlektrosila,
Ehnergomashehksport" (OAO "Silovye mashiny")
(RU)**

(54) BLADE SYSTEM OF IMPELLER OF RADIAL AXIAL HYDRAULIC TURBINE

(57) Abstract:

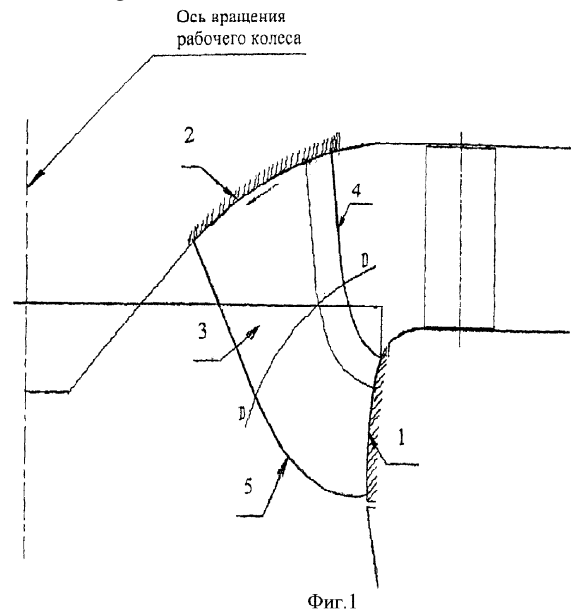
FIELD: engines and pumps.

SUBSTANCE: blade system of impeller of radial axial hydraulic turbine includes rim 1, hub 2 and blades 3, each of which is connected to rim 1 and hub 2 and provided with inlet and outlet edges 4 and 5 of bent shape and smoothly changing thickness in the direction from inlet edge to outlet edge and from hub 2 to rim 1. Blades 3 of blade system have thickened part near inlet edge 4. Maximum thickness of blade 3 in its section with hub 2 is more than maximum thickness of blade 3 in its section with rim 1. Optimum intervals of values of parameters are determined: maximum thickness of section of blade 3 with hub 2, maximum thickness of section of blade 3 with rim 1, as well as their location places along straightened middle line of the appropriate section.

EFFECT: preventing flow separation after inlet edges of blades at operation of hydraulic turbine in modes with increased heads and modes with partial

loads in the whole range of working heads.

10 dwg



Предлагаемое техническое решение относится к области гидротурбостроения и может быть использовано при разработке рабочих колес радиально-осевых гидротурбин с целью обеспечения стабильной и надежной работы на режимах с повышенными напорами, а также на режимах с частичными нагрузками во всем диапазоне рабочих напоров.

Известно, что для указанных режимов работы гидротурбины характерны большие значения гидродинамических углов атаки, что является причиной отрыва потока за входными кромками лопастей. Проведенные заявителем на лабораторных стендах модельные испытания рабочих колес радиально-осевых гидротурбин, а также численное трехмерное моделирование потока позволили выявить, что отрыв потока за входными кромками лопастей принимает форму вихря, который возникает на стороне низкого давления лопасти в непосредственной близости от входной кромки в примыкании её к ступице рабочего колеса и развивается в межлопастном канале от ступицы к ободу по направлению к выходной кромке. Также эти исследования показали, что обтекание участка лопасти, примыкающего к ободу, происходит без отрыва потока за входной кромкой. Таким образом, на стороне низкого давления лопастей вблизи выходных кромок происходит диссипация (рассеяние) вихрей и коллапс («схлопывание») содержащихся в них паровых пустот. Вследствие описанного выше процесса происходит потеря энергии движущегося потока жидкости, возникают высокочастотные пульсации давления в потоке и кавитационная эрозия на стороне низкого давления лопасти вблизи выходной кромки. В результате при работе гидротурбины на режимах повышенных напоров, а также на режимах частичных нагрузок имеют место резкое снижение КПД турбины, нестабильность потока и более интенсивный процесс кавитационной эрозии лопастей рабочего колеса.

Оптимизация профиля поверхности лопасти является одной из ключевых задач при разработке лопаточного аппарата рабочего колеса, так как геометрические характеристики профиля лопасти (распределение толщины по направлению от входной кромки к выходной, значение максимальной толщины и ее место расположения) оказывают существенное влияние на энергокавитационные характеристики рабочего колеса.

В гидротурбостроении известно, что утолщение лопасти при сохранении неизменными всех остальных параметров влечет за собой возрастание скоростей потока, обтекающего лопасть, что, в свою очередь, ведет к уменьшению давления как на вогнутой, так и на выпуклой сторонах профиля, и следовательно, к снижению энергокавитационных характеристик рабочего колеса. Обычно для достижения более высоких энергокавитационных показателей толщину сечения лопасти выбирают минимально возможной исходя из условий обеспечения необходимой прочности конструкции.

Значение кавитационного коэффициента можно изменять также и за счет перемещения положения точки максимальной толщины сечения вдоль срединной линии сечения лопасти (при одном и том же значении максимальной толщины сечения).

Под срединной линией сечения лопасти понимается линия сечения, равноудаленная от рабочей поверхности и тыльной поверхности лопасти.

Известно, что перемещение точки максимальной толщины к выходной кромке вызывает утолщение сечения лопасти именно в зоне максимального разряжения и приводит к снижению энергокавитационных характеристик. С другой стороны, перемещение точки максимальной толщины сечения к входной кромке всегда

позволяет существенно улучшить кавитационные качества, однако в этом случае существуют определенные конструктивные ограничения.

Следует также отметить, что известны аэродинамические профили с сильно
 5 утолщенной головной частью по всей высоте лопасти, применяемые при проектировании летательных аппаратов и выдерживающие большой диапазон углов
 атаки набегающего потока, до 40 градусов, без отрыва пограничного слоя. Однако
 опыт проектирования и эксплуатации гидротурбин показывает, что в
 гидротурбостроении применение такого типа профилей нецелесообразно по двум
 10 причинам. Сильное утолщение головной части профиля по всему размаху лопасти от ступицы к ободу приводит к увеличению гидравлических потерь энергии и снижению КПД гидротурбины на режимах с высокими относительными скоростями потока на
 входе в рабочее колесо, а также к ухудшению кавитационных характеристик гидротурбины на большинстве рабочих режимов. Кроме того, решения, применяемые
 15 в аэродинамике, не применимы в гидротурбостроении вследствие различного характера отрыва потока на крыловом аэродинамическом профиле летательного аппарата и на лопасти радиально-осевой гидротурбины: на аэродинамическом профиле крыла отрыв потока характеризуется возникновением периодически
 20 отделяющихся от входной кромки вихрей, оси которых параллельны входной кромке крыла и которые простираются по всей ширине (размаху) крыла, а на лопасти лопаточного аппарата рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины основная часть вихря устойчиво вращается, ось его быстро отклоняется от положения, параллельного входной кромке, и приближается к положению, параллельному линии
 25 пересечения лопасти с ободом, при этом неустойчивое состояние вихря возникает в хвостовой его части на выходе потока из межлопастного канала.

Традиционная конструкция лопаточного аппарата рабочего колеса, применяемая в
 радиально-осевых гидротурбинах, включает в себя ступицу, обод, лопасти, каждая из
 30 которых выполнена с входной и выходной кромками, причем тело лопасти, заключенное между ступицей, ободом, входной и выходной кромками, имеет переменную толщину. При этом, согласно рекомендациям, основанным на
 результатах исследований влияния параметров, в том числе геометрии профилей лопастей, на гидродинамические показатели рабочего колеса, профиль поперечного
 35 сечения лопасти относительно распрямленной срединной линии сечения выполняется выпуклым, а место расположения точки максимальной толщины профиля сечения принимается на расстоянии от входной кромки $(25 \div 35)\%$ длины срединной линии сечения [Е.В.Гутовский, А.Ю.Колтон. Теория и гидродинамический расчет гидротурбин. Л.: Машиностроение, 1974 г., с.352-357].
 40

Следует отметить, что рассмотрение распределения толщины сечения вдоль
 распрямленной срединной линии дает более наглядное представление о форме
 профиля сечения. Именно поэтому заявитель использует понятие распрямленной
 45 срединной линии сечения лопасти и далее рассматривает профиль сечения лопасти относительно распрямленной срединной линии.

Описанное выше традиционное выполнение лопаточного аппарата является на
 сегодняшний день наиболее распространенным в гидротурбостроении.

В качестве наиболее близкого к заявляемому техническому решению предлагается
 50 выбрать лопаточный аппарат рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины, направленного на повышение КПД и улучшение кавитационных эрозионных и пульсационных характеристик при частичных нагрузках [авторское свидетельство СССР № SU 1659679, F03B 3/12, опубликовано 30.06.1991 г.]. Лопаточный аппарат

рабочего колеса содержит верхний обод, являющийся центральной частью (ступицей) рабочего колеса, и нижний обод (обод), а также закрепленные между ними лопасти. Согласно соотношениям геометрических параметров, в соответствии с которыми выполнена поверхность каждой лопасти, входная и выходная кромки каждой лопасти имеют изогнутый профиль и переменную толщину, плавно изменяющуюся в направлении от входной кромки к выходной кромке и от ступицы к ободу. Анализ геометрических параметров поверхности лопасти показывает, что в данном случае имеет место традиционное решение, при котором профиль поперечного сечения лопасти относительно распрямленной срединной линии сечения выполнен выпуклым, толщина сечения от входной кромки увеличивается, достигая максимального значения, после чего уменьшается до выходной кромки, при этом точка максимальной толщины сечения лопасти расположена от входной кромки в пределах $(25 \div 35)\%$ длины срединной линии сечения, а значение максимальной толщины лопасти практически не изменяется по высоте лопасти в направлении от ступицы к ободу.

Применение рассмотренных выше технических решений в разработке рабочих колес радиально-осевых гидротурбин не позволяет при эксплуатации на режимах с повышенными напорами, а также на режимах с частичными нагрузками во всем диапазоне рабочих напоров исключить отрыв потока за входными кромками лопастей лопаточного аппарата рабочего колеса и образование вихрей в межлопастных каналах, вследствие чего на указанных режимах происходит увеличение гидравлических потерь в потоке, имеет место более интенсивный процесс кавитационной эрозии лопастей и возникновение высокочастотных пульсаций давления в потоке.

Технический результат, на достижение которого направлено заявляемое техническое решение, заключается в предотвращении отрыва потока за входными кромками лопастей при работе турбины на режимах с повышенными напорами, а также на режимах с частичными нагрузками во всем диапазоне рабочих напоров, что позволяет обеспечить снижение гидравлических потерь при одновременном уменьшении неустойчивости потока и уменьшении кавитационной эрозии на лопастях рабочего колеса.

Для достижения указанного технического результата предлагается лопаточный аппарат рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины, содержащий обод, ступицу и лопасти, каждая из которых соединена с ободом и ступицей и выполнена с входной и выходной кромками изогнутого профиля, причем толщина лопасти плавно изменяется в направлении от входной кромки к выходной и в направлении от ступицы к ободу.

При этом, согласно изобретению, профиль сечения лопасти поверхностью ступицы относительно распрямленной срединной линии сечения имеет выпуклый участок, начинающийся от входной кромки, толщина которого сначала увеличивается, а затем уменьшается. За упомянутым выше выпуклым участком профиля сечения следует вогнутый участок. При этом толщина сечения лопасти поверхностью ступицы плавно увеличивается от входной кромки и достигает максимального значения на расстоянии от входной кромки, составляющем $(8 \div 16)\%$ длины срединной линии сечения лопасти поверхностью ступицы, после чего толщина сечения плавно уменьшается до выходной кромки. Максимальное значение толщины данного сечения составляет $(2,7 \div 4,5)\%$ номинального диаметра рабочего колеса гидротурбины.

Профиль сечения лопасти поверхностью обода относительно распрямленной срединной линии сечения выполнен выпуклым. Толщина сечения лопасти поверхностью обода от входной кромки плавно увеличивается и достигает

максимального значения на расстоянии от входной кромки, составляющем $(12 \div 34)\%$ длины срединной линии сечения лопасти поверхностью обода. Затем толщина данного сечения плавно уменьшается до выходной кромки. Максимальное значение толщины сечения лопасти поверхностью обода составляет $(1,4 \div 2,2)\%$ номинального диаметра рабочего колеса гидротурбины.

Предлагаемые геометрические характеристики формы лопасти лопаточного аппарата и интервалы значений параметров выявлены заявителем в результате проведенных исследований и являются оптимальными для достижения указанного выше технического результата.

Выполнение лопастей лопаточного аппарата с утолщенной частью вблизи входной кромки согласно тому, как описано выше, позволяет на режимах с повышенными напорами и на режимах с частичными нагрузками во всем диапазоне рабочих напоров расширить диапазон безударных углов натекания потока и тем самым исключить отрыв потока на лопастях рабочего колеса, а также образование вихря в межлопастных каналах, что подтверждается результатами проведенных заявителем модельных и натурных испытаний, а также результатами трехмерного математического моделирования потока. Таким образом, предлагаемое техническое решение обеспечивает снижение кавитационной эрозии на лопастях рабочего колеса, устранение высокочастотных пульсаций давления потока в проточной части, повышение величины достигаемого гидротурбиной КПД, что в конечном итоге позволяет значительно расширить диапазон нагрузок, характеризующийся надежной работой гидротурбины, и, что особенно важно, указанный результат достигается без ухудшения характеристик гидротурбины при других режимах работы.

Для достижения указанного выше технического результата применены неочевидные для специалиста решения, явным образом не вытекающие из уровня техники, а именно, выполнение лопастей лопаточного аппарата с утолщенной частью вблизи входной кромки, причем максимальная толщина лопасти в корневом сечении (сечении лопасти поверхностью ступицы) больше, чем максимальная толщина лопасти в сечении ее поверхностью обода.

При этом заявителем в результате проведенных исследований установлены указанные выше оптимальные значения интервалов следующих параметров: максимальной толщины сечения лопасти поверхностью ступицы, максимальной толщины сечения лопасти поверхностью обода, а также мест их расположения вдоль распрямленной срединной линии соответствующего сечения.

Проведенные модельные испытания и трехмерное математическое моделирование потока подтвердили, что именно в указанных интервалах параметров на режимах с повышенными напорами, а также на режимах с частичными нагрузками во всем диапазоне рабочих напоров обеспечивается предотвращение отрыва потока за входными кромками лопастей лопаточного аппарата рабочего колеса и образования вихря в межлопастных каналах.

Следует также отметить, что при указанных соотношениях параметров лопасти конструкция лопаточного аппарата обладает необходимой прочностью и надежностью, что также подтверждено результатами расчетов, выполненных заявителем, и проведенными модельными и натурными испытаниями.

Сущность предлагаемого технического решения поясняется чертежами.

На фиг.1 представлено меридианное сечение лопаточного аппарата рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины, где изображены обод 1, ступица 2, одна из лопастей 3 с входной 4 и выходной 5 кромками.

На фиг.2 - профиль сечения лопасти лопаточного аппарата поверхностью ступицы (корневое сечение лопасти) при распрямленной срединной линии сечения; показано распределение толщины корневого сечения лопасти вдоль распрямленной срединной линии AF.

На фиг.3 - профиль сечения лопасти поверхностью обода при распрямленной срединной линии сечения; показано распределение толщины сечения вдоль распрямленной срединной линии A'F'.

На фиг.4 показаны линии тока в межлопастном канале на ступице лопаточного аппарата рабочего колеса с традиционным распределением толщины лопасти при работе гидротурбины в режиме частичной нагрузки (при расходе 75% от оптимального расхода) и возникновение вихря за входной кромкой лопасти.

На фиг.5 показано распространение вихря в межлопастном канале лопаточного аппарата рабочего колеса с традиционным распределением толщины лопасти при работе гидротурбины в режиме частичной нагрузки (при расходе 75% от оптимального расхода).

На фиг.6 показаны линии тока в межлопастном канале на ободе лопаточного аппарата рабочего колеса с традиционным распределением толщины лопасти при работе гидротурбины в режиме частичной нагрузки.

На фиг.7 - линии тока в межлопастном канале на ступице лопаточного аппарата, выполненного согласно заявляемому техническому решению, при работе гидротурбины в режиме частичной нагрузки.

На фиг.8 - линии тока в межлопастном канале на ободе лопаточного аппарата, выполненного согласно заявляемому техническому решению, при работе гидротурбины в режиме частичной нагрузки.

На фиг.9 представлены графики зависимости КПД (%) гидротурбины от приведенного расхода Q_1' ($\text{м}^3/\text{с}$) для модели гидротурбины с лопаточным аппаратом, выполненным согласно заявляемому техническому решению (график №1), и для модели гидротурбины с лопаточным аппаратом, выполненным с традиционным распределением толщины лопасти (график №2). Зависимости приведены для режима работы гидротурбины при повышенном напоре, составляющем 112 % оптимального напора.

На фиг.10 - графики зависимости КПД (%) гидротурбины от приведенного расхода Q_1' ($\text{м}^3/\text{с}$) для режима работы гидротурбины при пониженном напоре, составляющем 80% оптимального напора. График №1 - для модели гидротурбины с лопаточным аппаратом, выполненным согласно заявляемому техническому решению, график №2 - для модели гидротурбины с лопаточным аппаратом, выполненным согласно традиционному решению.

Лопаточный аппарат рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины содержит (фиг.1) ступицу 2 рабочего колеса, посредством которой рабочее колесо крепится к валу гидротурбины (на фиг. 1 не обозначены), лопасти 3 закрепленные на ступице 2 корневыми сечениями, и обод 1, связывающий концы лопастей. Каждая лопасть имеет входную 4 и выходную 5 кромки.

Учитывая результаты, полученные при выполнении расчетов и проведении лабораторных исследований, заявителем был определен подход к формообразованию лопасти лопаточного аппарата рабочего колеса, заключающийся в формировании утолщенной части лопасти вблизи входной кромки при том, что максимальная толщина лопасти в ее корневом сечении (т.е. в сечении лопасти поверхностью ступицы) больше, чем максимальная толщина лопасти в сечении ее поверхностью

обода, при этом толщина лопасти по всей протяженности в направлении от ступицы к ободу плавно уменьшается.

Распределение толщины сечения лопасти поверхностью ступицы (фиг.2) вдоль распрямленной срединной линии сечения - отрезка AF - выполнено следующим образом.

Первый участок (на фиг.2 обозначен I - от точки A до точки S_1) рассматриваемого сечения относительно распрямленной срединной линии выполнен выпуклым с плавным увеличением толщины сечения от входной кромки (от точки A) до достижения максимального значения толщины данного сечения Δ_{max} (в точке S_1) на расстоянии X от входной кромки, составляющем $(8 \div 16)\%$ длины срединной линии сечения.

Значение максимальной толщины корневого сечения лопасти Δ_{max} составляет $(2,7 \div 4,5)\%$ значения номинального диаметра рабочего колеса гидротурбины.

Следующий участок (на фиг.2 обозначен II - от точки S_1 до точки S_2) также является выпуклым, но на этом участке толщина сечения плавно постепенно уменьшается, при этом толщина сечения в точке S_2 превышает толщину выходной кромки (в точке F).

Далее, участок III (на фиг.2: от точки S_2 до выходной кромки в точке F) выполнен вогнутым с постепенно уменьшающейся толщиной до выходной кромки.

Распределение толщины сечения лопасти поверхностью обода (фиг. 3) вдоль распрямленной срединной линии сечения - отрезка A'F' - является традиционным и выполнено следующим образом.

Профиль сечения лопасти поверхностью обода относительно распрямленной срединной линии от входной до выходной кромки (на фиг.3: от точки A' до точки F') выполнен выпуклым.

Толщина сечения на участке I' (от точки A' до точки S_1') плавно увеличивается от входной кромки (точки A') и достигает максимального значения Δ'_{max} в точке S_1' на расстоянии X' от входной кромки, составляющем $(12 \div 34)\%$ длины срединной линии рассматриваемого сечения. Затем, на участке II' (от точки S_1' до точки F'), толщина сечения плавно уменьшается до выходной кромки.

Значение максимальной толщины сечения лопасти поверхностью обода Δ'_{max} составляет $(1,4 \div 2,2)\%$ значения номинального диаметра рабочего колеса гидротурбины.

Толщина лопасти от ступицы к ободу плавно уменьшается. Например, лопасть лопаточного аппарата может быть выполнена таким образом, что максимальная толщина лопасти в поперечных сечениях осесимметричными поверхностями тока D-D (фиг.1) линейно уменьшается от ступицы к ободу, т.е точки максимальной толщины на срединных линиях сечений лопасти осесимметричными поверхностями тока D-D плавно, в частности, линейно, удаляются от входных кромок по всей протяженности лопасти.

Все приведенные выше значения интервалов параметров определены заявителем эмпирическим путем и являются оптимальными для достижения указанного технического результата, что подтверждается трехмерным математическим моделированием потока и проведенными модельными испытаниями.

Лопаточный аппарат рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины работает следующим образом.

Поток воды после прохождения через направляющий аппарат гидротурбины поступает на лопаточный аппарат рабочего колеса, где происходит его дальнейшее формирование под воздействием вращающихся лопастей 3, выполненных с

оптимальным пространственным профилем согласно заявляемому техническому решению.

Набегающий поток на входе в рабочее колесо обтекает входную кромку 4 каждой из лопастей 3, выполненных согласно изобретению, что обеспечивает распределение давлений с градиентами, позволяющими на режимах повышенных напоров и частичных нагрузок, для которых характерны малые расходы проходящего потока воды и большие углы натекания потока на входные кромки лопастей, предотвратить отрыв потока за входными кромками и образование вихря в межлопастном канале, уменьшить потери энергии в указанных режимах работы гидротурбины, улучшить кавитационные характеристики и стабильность потока.

Заявителем были проведены модельные испытания двух рабочих колес диаметром 460 мм, при проектировании которых срединная поверхность лопастей принималась одинаковой. При этом лопаточный аппарат для первой модели был выполнен согласно заявляемому техническому решению, а для второй модели - согласно описанному выше прототипу, с традиционным распределением толщины сечений лопасти. Также для данных рабочих колес было выполнено трехмерное математическое моделирование картины течения потока для одного и того же режима частичной нагрузки - при расходе воды 75% от оптимального расхода.

Результаты расчетов и проведенных испытаний позволили провести сравнительный анализ характеристик рабочих колес.

Полученные на основе численного трехмерного моделирования картины течения потока для режима частичной нагрузки (при расходе 75% от оптимального расхода) гидротурбин с лопаточным аппаратом, выполненным по заявляемому решению или согласно традиционному подходу, приведены на фиг.4-8.

На фиг.4 и 5 представлено течение потока за входной кромкой по ступице лопаточного аппарата рабочего колеса с традиционным распределением толщины лопасти при работе турбины в режиме частичной нагрузки. На данных фигурах четко видно возникновение вихря за входной кромкой лопасти в области примыкания ее к ступице и распространение вихря в межлопастном канале рабочего колеса (при работе гидротурбины в режиме частичной нагрузки и выполнении лопастей с традиционным распределением толщины), причем четко видно, что на традиционных лопастях вихрь становится весьма развитым.

Распределение линий тока, представленное на фиг.6, показывает, что за входной кромкой участка лопасти, примыкающего к ободу, не происходит отрыва потока (при работе гидротурбины в режиме частичной нагрузки и выполнении лопастей с традиционным распределением толщины).

Таким образом, фиг.4, 5, 6 подтверждают, что при режиме частичной нагрузки гидротурбины с лопаточным аппаратом, лопасти которого выполнены с традиционным распределением толщины, за входными кромками лопастей возникает вихрь и происходит отрыв потока, при этом вихрь возникает в непосредственной близости от входной кромки в примыкании ее к ступице и развивается в межлопастном канале от ступицы к ободу по направлению к выходной кромке.

На фиг.7 представлена картина течения в каналах между лопастями на ступице лопаточного аппарата, выполненного согласно заявляемому решению, при работе гидротурбины в режиме частичной нагрузки. На фиг.8 показаны линии тока в межлопастном канале на ободу лопаточного аппарата, также выполненного согласно заявляемому решению, при частичной нагрузке гидротурбины.

Из фиг.7 и 8 видно, что на лопастях, выполненных по предлагаемому техническому

решению, отрыв потока и образование вихря на указанных режимах отсутствуют.

Сравнение фигур 4-6 и фигур 7-8 наглядно показывает, что при одном и том же режиме частичной нагрузки заявляемое техническое решение исключает образование вихря и обеспечивает предотвращение отрыва потока за входными кромками лопастей. Этот вывод подтверждается результатами модельных и натурных испытаний, проведенных заявителем.

Следует отметить, что аналогичные результаты получены и для режимов работы гидротурбины с повышенными напорами.

Проведенные испытания показали, что выполнение лопаточного аппарата согласно заявляемому техническому решению позволяет улучшить характеристики стабильности, кавитационной эрозии, обеспечивает повышение КПД гидротурбины в диапазоне расходов от 70% до 120% от оптимального расхода, при напорах от 110% до 120% от оптимального напора, при этом не происходит снижения КПД гидротурбины при оптимальном напоре, а также при пониженных напорах, составляющих даже менее 80% от оптимального напора.

Сравнение КПД двух моделей рабочих колес с диаметром 460 мм (фиг.9, 10: график 1 - КПД модели рабочего колеса, лопаточный аппарат которого выполнен по заявляемому решению; график 2 - КПД модели рабочего колеса, лопаточный аппарат которого выполнен с традиционным распределением толщины лопасти) при работе гидротурбины в режиме повышенного напора, составляющего 112% оптимального напора (фиг.9), показывает, что при частичных расходах (в диапазоне от 70% до 90% оптимального расхода) заявляемое решение обеспечивает увеличение КПД гидротурбины на величину от 1,7% до 2,5%, а в режиме пониженного напора, составляющего 80 % оптимального напора (фиг.10), применение заявляемого технического решения обеспечивает увеличение КПД при частичных расходах на величину до 0,5%.

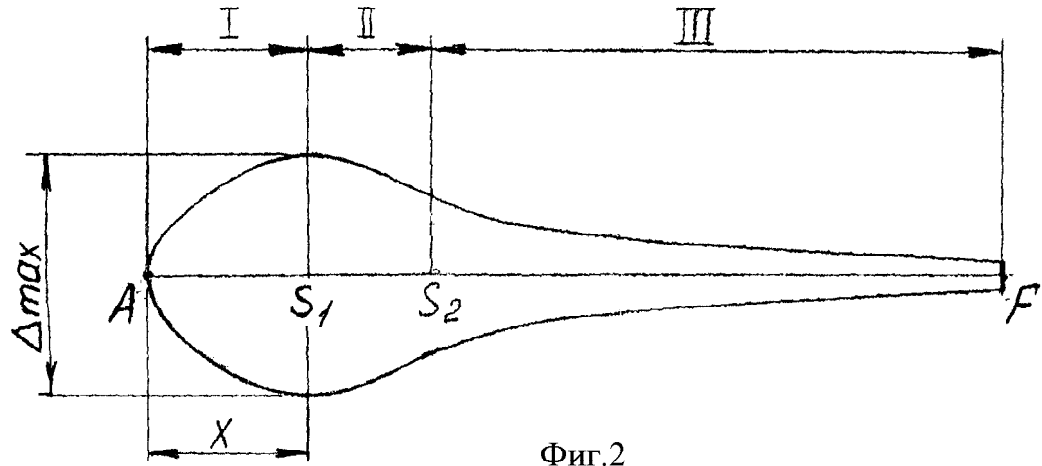
Увеличение КПД на рассмотренных режимах происходит за счет меньшей чувствительности к углам атаки лопастей лопаточного аппарата, выполненного согласно предлагаемому техническому решению.

Выполнение лопаточного аппарата рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины согласно заявляемому техническому решению позволяет исключить образование вихрей и отрыв потока за входными кромками лопастей, достичь минимального уровня профильных потерь энергии в лопаточном аппарате и, тем самым, обеспечить снижение кавитационной эрозии на лопастях рабочего колеса, оптимальную гидродинамику и стабильность течения потока в проточной части гидротурбины, а также высокий уровень КПД в широком диапазоне режимов работы гидротурбины.

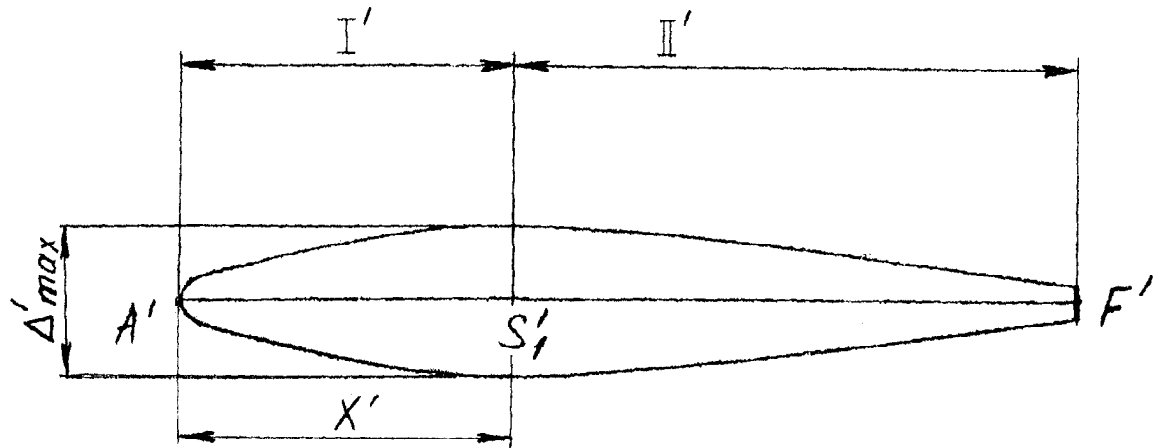
Формула изобретения

Лопаточный аппарат рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины, содержащий обод, ступицу и лопасти, каждая из которых соединена с ободом и ступицей и выполнена с входной и выходной кромками изогнутого профиля и плавно изменяющейся толщиной в направлении от входной к выходной кромке и в направлении от ступицы к ободу, отличающийся тем, что профиль сечения лопасти поверхностью ступицы относительно распрямленной срединной линии сечения выполнен с начинающимся от входной кромки выпуклым участком, толщина которого сначала увеличивается, а затем уменьшается, и следующим за ним вогнутым участком, при этом толщина сечения лопасти поверхностью ступицы плавно

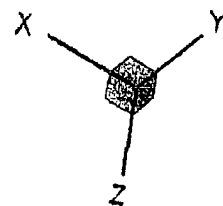
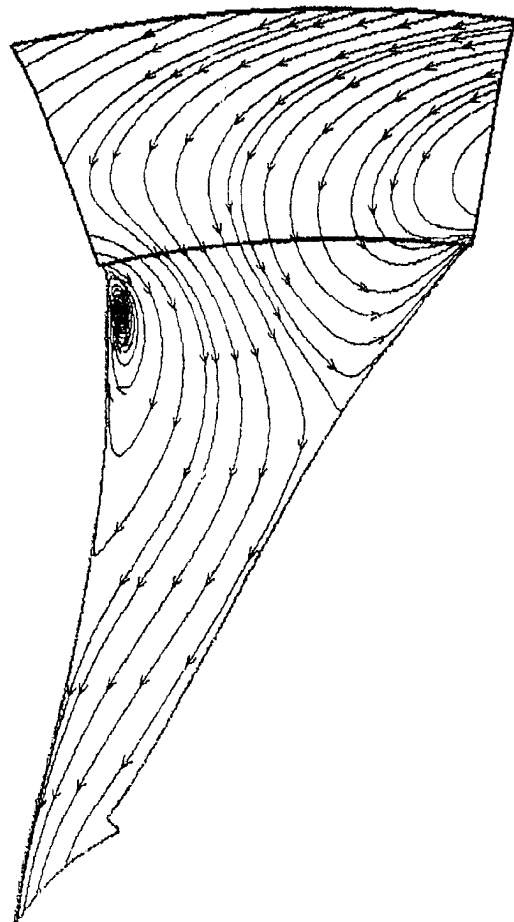
увеличивается от входной кромки, достигая максимального значения на расстоянии от входной кромки, составляющем $(8 \div 16)\%$ длины срединной линии сечения лопасти поверхностью ступицы, после чего толщина сечения лопасти плавно уменьшается до выходной кромки, причем максимальное значение толщины сечения лопасти поверхностью ступицы составляет $(2,7 \div 4,5)\%$ номинального диаметра рабочего колеса гидротурбины; профиль сечения лопасти поверхностью обода относительно распрямленной срединной линии сечения выполнен выпуклым, толщина сечения лопасти поверхностью обода от входной кромки плавно увеличивается, достигая максимального значения на расстоянии от входной кромки, составляющем $(12-34)\%$ длины срединной линии сечения лопасти поверхностью обода, после чего толщина сечения лопасти плавно уменьшается до выходной кромки, причем максимальное значение толщины сечения лопасти поверхностью обода составляет $(1,4 \div 2,2)\%$ номинального диаметра рабочего колеса гидротурбины.



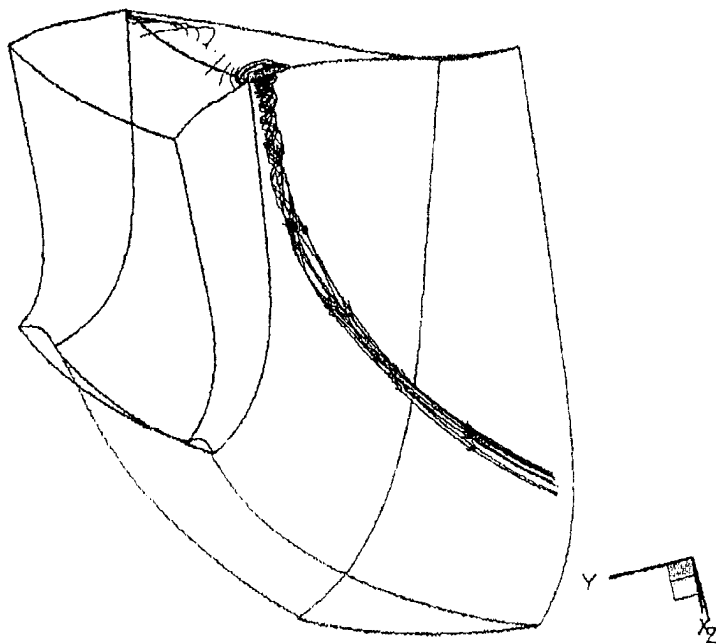
Фиг.2



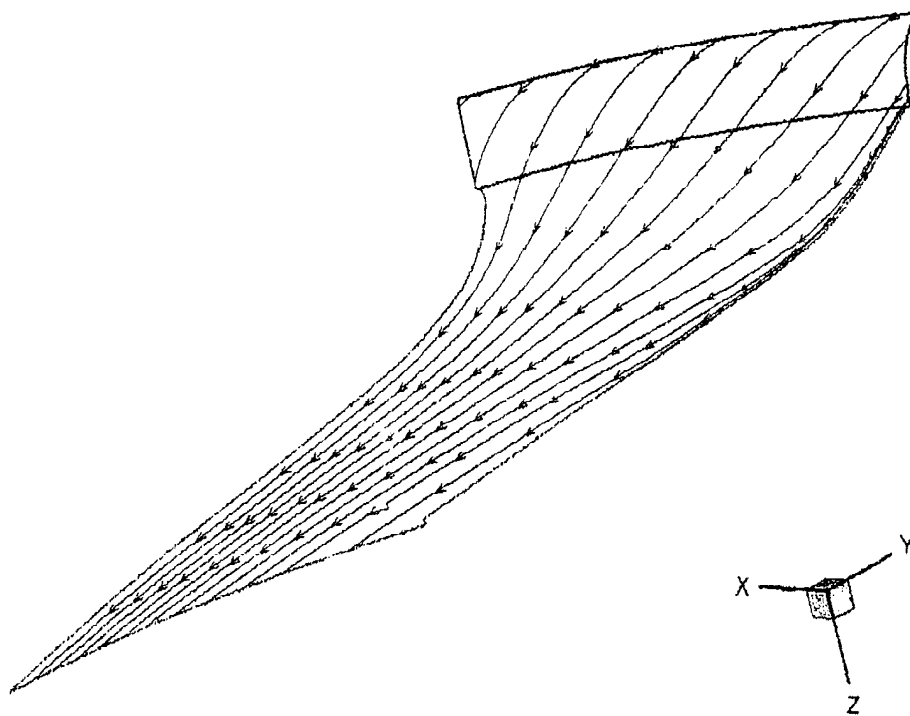
Фиг.3



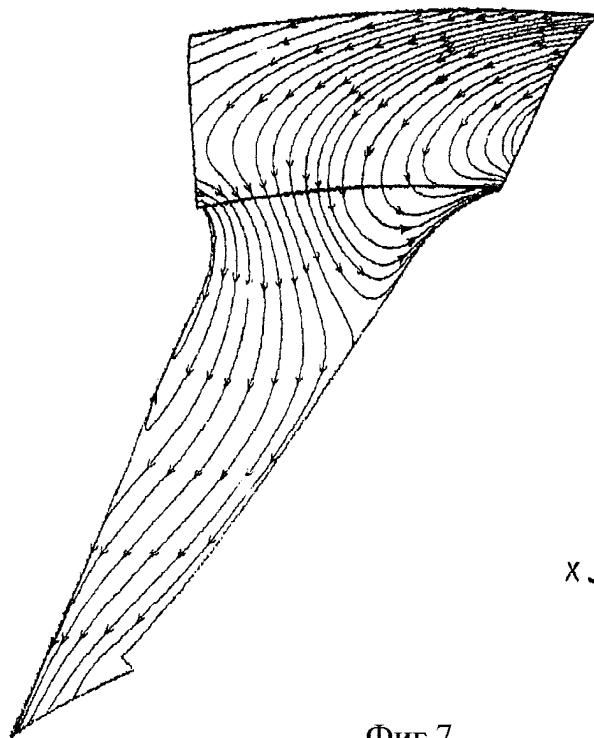
Фиг.4



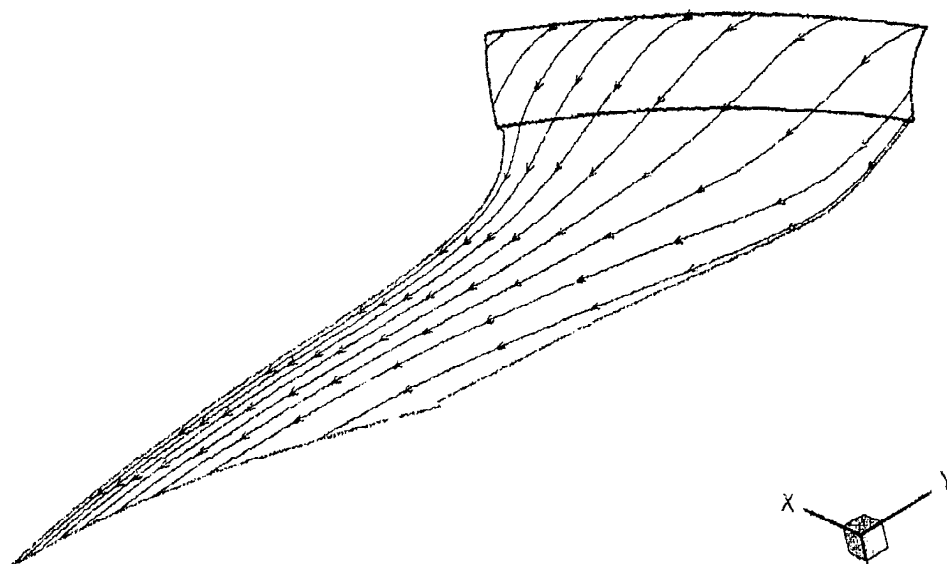
Фиг.5



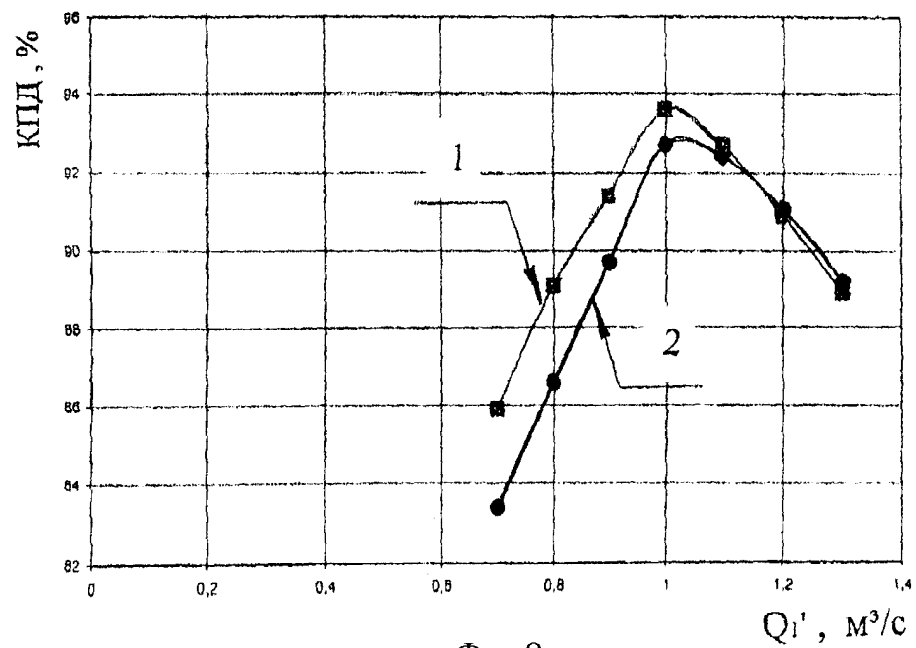
Фиг.6



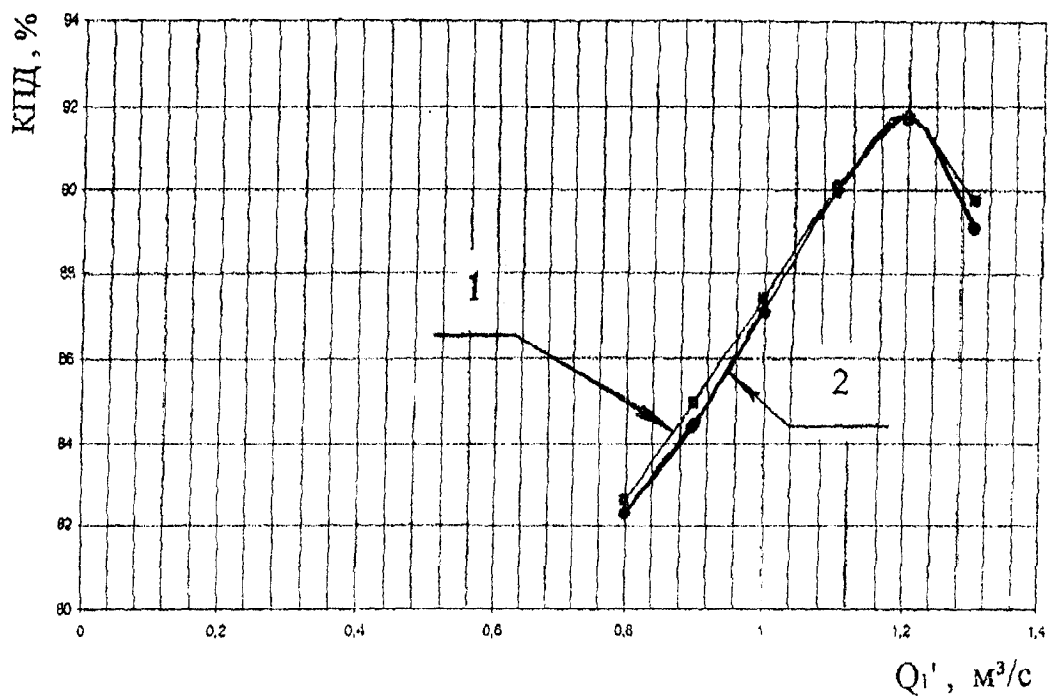
Фиг.7



Фиг.8



Фиг.9



Фиг.10