

(19) **RU** (11) **2 100 657** (13) **C1**
(51) **МПК⁶** **F 04 D 29/18, 29/28**

РОССИЙСКОЕ АГЕНТСТВО
ПО ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

(21), (22) Заявка: 95104526/06, 22.03.1995

(46) Дата публикации: 27.12.1997

(56) Ссылки: Рис Б.Ф. Центробежные компрессорные машины. - Л.: Машиностроение, 1981, с. 25.

(71) Заявитель:

Шишков Валерий Михайлович

(72) Изобретатель: **Шишков Валерий Михайлович**

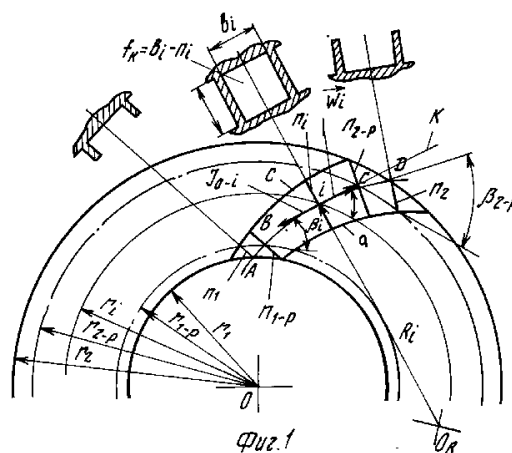
(73) Патентообладатель:

Шишков Валерий Михайлович

(54) СПОСОБ ОРГАНИЗАЦИИ ЭНЕРГООБМЕНА РАБОЧЕЙ СРЕДЫ И РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЛОПАТОЧНОЙ МАШИНЫ

(57) Реферат:

Использование: область энергетики, более конкретно при создании насосов, вентиляторов, газовых компрессоров и турбин. Сущность изобретения: способ организации энергообмена рабочей среды и рабочего колеса лопаточной машины включает перемещение рабочей среды по всей длине межлопаточного канала для обеспечения безотрывного течения рабочей среды при условии коллинеарности векторов абсолютного ускорения и ее относительной скорости. 4 ил.





(19) **RU** ⁽¹¹⁾ **2 100 657** ⁽¹³⁾ **C1**
 (51) Int. Cl.⁶ **F 04 D 29/18, 29/28**

RUSSIAN AGENCY
 FOR PATENTS AND TRADEMARKS

(12) **ABSTRACT OF INVENTION**

(21), (22) Application: 95104526/06, 22.03.1995

(46) Date of publication: 27.12.1997

(71) Applicant:

Shishkov Valerij Mikhajlovich

(72) Inventor:

Shishkov Valerij Mikhajlovich

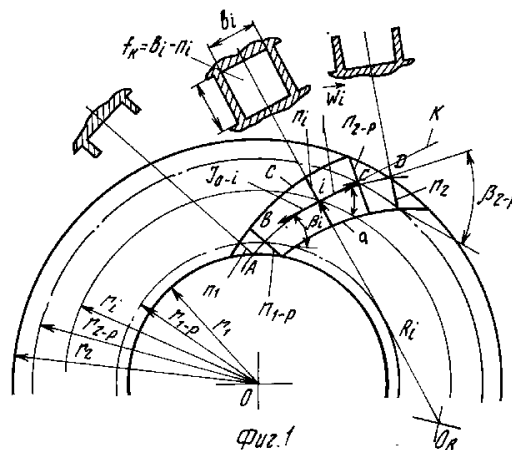
(73) Proprietor:

Shishkov Valerij Mikhajlovich

(54) **METHOD FOR ORGANIZING ENERGY EXCHANGE BETWEEN WORKING MEDIUM AND BLADED MACHINE IMPELLER**

(57) Abstract:

FIELD: power engineering; pumps, fans, gas compressors and turbines. SUBSTANCE: method involves displacement of working medium through entire length of interblade channel to ensure continuous flow of working medium on condition that absolute acceleration and its relative speed vectors are collinear. EFFECT: facilitated procedure. 4 dwg



Изобретение относится к энергетическим машинам и касается способа организации энергообмена рабочей среды и рабочего колеса лопаточной машины. Изобретение может быть использовано при создании насосов, вентиляторов, газовых компрессоров и турбин различных классов и назначений.

Известен способ организации энергообмена рабочей среды и рабочего колеса лопаточной машины, имеющего межлопаточные каналы, образованные лопатками, заключающийся в том, что рабочая среда, поступающая в рабочее колесо с абсолютной скоростью $\vec{c}_1$ и

статическим давлением P_1 , подвергается сложному движению, включающему в себя переносно-вращательное движение рабочего колеса с векторами окружной скорости $\vec{u}_1$ и $\vec{u}_2$ на входе и выходе соответственно и

относительное движение рабочей среды вдоль межлопаточного канала с векторами скорости $\vec{w}_1$ и $\vec{w}_2$ на входе и выходе

соответственно, при этом на рабочую среду в межлопаточных каналах воздействует сложная система ускорения, приводимая к единому вектору абсолютного ускорения $\vec{I}_a$,

в результате которого среда приобретает приращение статического давления до значения P_2 , а в результате изменений переносной и относительной скоростей до значений $\vec{u}_2$ и $\vec{w}_2$ соответственно

изменяется величина абсолютной среды до значения $\vec{c}_2$ (Рис В.Ф. Центробежные

компрессорные машины. Л. Машиностроение, 1981, с. 25). Данный способ (см. фиг.1) основан на теоретических посылах вывода уравнения Бернулли для относительного движения.

Известный способ основан на следующем принципе. Рабочая среда подводится к входу в межлопаточные каналы рабочего колеса лопаточной машины с абсолютной скоростью $\vec{c}_1$ и статическим давлением P_1 . В рабочем

колесе рабочая среда подвергается сложному движению, включающему переносно-вращательное движение с окружной скоростью $\vec{u}_1$ и $\vec{u}_2$ на входе и

выходе рабочего колеса соответственно и относительное движение среды вдоль канала с относительной скоростью $\vec{w}_1$ и $\vec{w}_2$ на

входе и выходе соответственно. Здесь значения $\vec{u}_1$, $\vec{u}_2$ и $\vec{w}_1$, $\vec{w}_2$ принимаются

по соответствующим радиусам r_1 и r_2 кромкой лопаток. При этом в пределах всей длины канала на рабочую среду воздействует система ускорений, включающая (см. фиг.2) переносное ускорение $\vec{I}_n$, относительное

ускорение $\vec{I}_\omega$, состоящее из суммы

ускорений, действующих вдоль оси S канала

$\vec{I}_{\omega-s}$ и вдоль нормали n к оси канала $\vec{I}_{\omega-n}$, ускорения Корриолиса $\vec{I}_k$. Воздействие этих

ускорений на массу рабочей среды вдоль оси канала дает приращение статического давления среды ΔP_{1-2} , в результате которого среда приобретает на выходе рабочего колеса статическое давление P_2 . А изменение относительной скорости с $\vec{c}_1$ до

$\vec{c}_2$ и переносной с $\vec{u}_1$ до $\vec{u}_2$ приводит к изменению абсолютной скорости рабочей среды до значения $\vec{c}_2$. При этом удельная

энергия h_3 , подводимая в данном процессе, в зависимости от характера энергообмена со знаком (+) или (-), к среде выражается уравнением (см. там же, формула 1.11):

$$2h_3 = U_2^2 - U_1^2 + W_1^2 - W_2^2 + C_2^2 - C_1^2, \quad (1)$$

а приращение статического давления уравнением Бернулли в относительном движении (см. там же, формула 1.12):

$$\langle P_2 - P_1 \rangle = \frac{1}{\gamma_{cp}} \left[\frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2} + h_{r_{1-2}} \right], \quad (2)$$

где γ_{cp} средняя плотность среды;

$h_{r_{1-2}}$ потери энергии на участке 1-2.

Приведенное уравнение (2) получено для бесконечного числа лопаток. В связи с этим в практике создания лопаточных машин и расчета реального процесса энергообмена применяется достаточно большое количество полуэмпирических формул, позволяющих с большей либо меньшей точностью учесть влияние конечного числа лопаток рабочего колеса, например, формула А. Стодолы (формулы 1.101). По этой причине получение приемлемого КПД лопаточной машины требует большого объема экспериментальных и доводочных работ.

Существенным недостатком известного способа организации энергообмена рабочей среды и рабочего колеса лопаточной машины является то, что в нем не обусловлено оптимальное сочетание кинематических параметров движения рабочей среды в межлопаточном канале (фиг.3) и геометрии собственно канала, имеющего определенную ширину в плоскости действия ускорения. Этот недостаток не позволяет реализовать максимально возможный КПД центробежной или центростремительной лопаточной машины. Например, осевой многоступенчатый воздушный компрессор, как правило, имеет более высокий КПД, чем центробежный при равных расходах рабочей среды и степени сжатия.

Настоящее изобретение направлено на решение технической задачи по выполнению условия коллинеарности векторов относительного движения $\vec{w}$ и абсолютного ускорения $\vec{I}_a$ рабочей среды при ее движении

по всей длине межлопаточного канала. Достижимый при этом технический эффект заключается в повышении КПД.

Указанный технический эффект

достигается тем, что в способе организации энергообмена рабочей среды и рабочего колеса лопаточной машины, заключающемся в подаче в рабочее колесо рабочей среды с абсолютной скоростью $\vec{c}_1$ и статическим

давлением P_1 , создании сложного движения среды, включающего переносно-вращательное движение рабочего колеса с векторами окружной скорости $\vec{u}_1$ и $\vec{u}_2$ на входе и выходе соответственно и

относительное движение рабочей среды вдоль межлопаточного канала с векторами скорости $\vec{w}_1$ и $\vec{w}_2$ на входе и выходе

соответственно с воздействием на рабочую среду системы ускорений, приведенную к единому вектору абсолютного

ускорения $\vec{I}_a$ для приращения статического

давления до значения P_2 , а в результате изменений переносной и относительной скоростей до

значений $\vec{u}_2$ и $\vec{w}_2$ соответственно изменяют величину абсолютной скорости среды до значения $\vec{c}_2$, процесс энергообмена

осуществляется при условии равенства нулю вектора абсолютного ускорения

среды $\vec{I}_{a=0}$ на участках входа рабочей

среды в межлопаточный канал и выхода из канала, а на расположенном между ними активном участке канала обеспечивается условие коллинеарности вектора абсолютного ускорения $\vec{I}_a$ среды и ее относительной

скорости $\vec{w}$, при этом границами активного участка являются поверхности крайних по отношению активного участка изобар, в которых линии пересечения с поверхностями канала имеют замкнутый контур.

Указанные признаки для способа являются существенными и взаимосвязаны между собой с образованием устойчивой совокупности существенных признаков, достаточных для получения требуемого технического эффекта.

Условие коллинеарности вектора абсолютного ускорения $\vec{I}_a$ и вектора

относительной скорости $\vec{w}$ рабочей среды в межлопаточном канале рабочего колеса лопаточной машины обеспечивает безотрывочное течение рабочей среды в канале, что обуславливает получение максимального приращения статического давления.

На фиг.1 показана схема иллюстрации формирования стенок канала по данному способу; на фиг.2 схема иллюстрации вектора абсолютной скорости, относительной скорости и окружной скорости по прототипу; на фиг.3 схема действия векторов ускорений

по фиг.1; на фиг.4 треугольник скоростей для иллюстрации сложного движения рабочей среды в рабочем колесе.

В центробежной (центростремительной) лопаточной машине все действующие и присущие сложному движению ускорения лежат в радиальной плоскости (фиг.2). Геометрической суммой этих ускорений является вектор абсолютного ускорения $\vec{I}_a$,

действующий на рабочую среду в межлопаточном канале. Так как в соответствии с теоретическими посылаками вывода уравнения Бернулли в относительном движении полезное приращение статического давления среды обусловлено ускорением, действующим вдоль траектории движения среды (оси канала), то отклонение вектора абсолютного ускорения $\vec{I}_a$ в какой-либо

точке i траектории от направления касательной "к" линии к ней в этой точке приводит, с одной стороны, к снижению величины действующего вдоль траектории ускорения, как проекции вектора абсолютного ускорения на данную касательную $\vec{I}_{a-s}$, а

с другой стороны, к появлению составляющей вектора абсолютного ускорения $\vec{I}_{a-n}$,

действующей вдоль нормали к касательной "к" в этой точке (i). Если первое приводит к снижению уровня приращения давления вследствие неравенства $|\vec{I}_{a-s}| < |\vec{I}_a|$,

то второе из-за достаточной ширины канала n в рассматриваемой плоскости к появлению градиента давления в потоке среды вдоль нормали к касательной "к". Последнее означает неравномерность подвода потенциальной энергии давления к разным частям потока среды. В районе выхода потока среды из каналов рабочего колеса в зону равномерного по окружности статического давления избыточная потенциальная энергия соответствующих частей потока переходит в кинетическую, что сопряжено с уменьшением площади сечения потока и, как следствие, к отрыву его от той либо другой стенки канала. Вызванная градиентом давления неравномерность абсолютной скорости дает дополнительные потери энергии в процессах смешения.

Таким образом, в рассматриваемом процессе энергообмена условие коллинеарности вектора абсолютного ускорения $\vec{I}_a$ и вектора относительной

скорости $\vec{w}$ рабочей среды в межлопаточном канале рабочего колеса лопаточной машины является необходимым условием обеспечения безотрывного течения рабочей среды в канале и получения максимального приращения статического давления.

Математически коллинеарность векторов $\vec{I}_a$ и $\vec{w}$ в рассматриваемом процессе энергообмена выражается условием равенства нулю градиента давления вдоль нормали к траектории движения элемента массы потока среды (там же, формула 1.13).

$$\frac{\partial p}{\partial n} = \gamma \left(\frac{w^2}{R} + r\omega^2 \cos\beta - 2\omega w \right) = 0 \quad (3)$$

или

$$\frac{w^2}{R} + r\omega^2 \cos\beta - 2\omega w = 0 \quad (4)$$

Приняв во внимание $\omega = \frac{u}{r}$, получим

$$\frac{w^2}{R} + \frac{u^2}{r} \cos\beta - \frac{2uw}{r} = 0 \quad (5)$$

Решая это уравнение относительно, получим

$$\frac{w}{u} = \frac{R}{r} \pm \sqrt{\left(\frac{R}{r}\right)^2 - \frac{R}{r} \cos\beta} \quad (6)$$

Кинематические параметры сложного движения рабочей среды в рабочем колесе однозначно определяются треугольником скоростей (фиг.3). Обозначив относительные значения этих параметров как

$$\varphi_w = \frac{w}{u}, \quad \varphi_r = \frac{Cr}{u}, \quad \varphi_u = \frac{Cu}{u}, \quad \varphi_c = \frac{C}{u},$$

а также $\frac{r}{R} = \frac{R}{r}$ для формулы (6), с учетом

соотношений треугольника скоростей получим

$$\varphi_w = \frac{R}{r} \pm \sqrt{\frac{R^2}{r^2} - \frac{R}{r} \cos\beta} \quad (7)$$

$$\varphi_r = \varphi_w \sin\beta \quad (8)$$

$$\varphi_u = 1 - \varphi_w \cos\beta \quad (9)$$

$$\varphi_c = \sqrt{1 + \varphi_w^2 - 2\varphi_w \cos\beta} \quad (10)$$

Полученные зависимости (7) (10) функции безотрывного течения для лопаточной машины однозначно определяют оптимальное сочетание кинематических параметров движения рабочей среды в межлопаточном канале и геометрические параметры собственно канала (R , β) и с учетом уравнения расхода площадь сечения канала

$$f_k = \frac{G_k}{\gamma w}, \quad (11)$$

где G_k расход рабочей среды через канал.

На фиг. 4 представлены две поверхности лопаток "а" и "с", формирующие профиль канала в радиальной плоскости, и ряд секущих плоскостей, нормальных к оси S канала и проходящих через характерные точки оси A , B , C , D , а также текущую точку i .

Данные плоскости дают в сечении канала нормали n_1 , n_{1-p} , n_{2-p} , n_2 и делят ось канала на три участка:

AB участок входа,
BC активный участок,
CD участок выхода.

Участки входа и выхода имеют в нормальном сечении разомкнутый профиль, а участок BC замкнутый. Из этого следует, что в активном участке канала (участок BC) рабочая среда подчиняется действию уравнения расхода $G_k = \gamma w f_k$ и, следовательно, при условии соблюдения безотрывного течения для него справедливо уравнение Бернулли (2) в относительном движении. На участках входа (AB) и выхода (CD) поток не контролируется площадью сечения, в связи с этим наложение ускорения

на поток приводит к неконтролируемой деформации поля скоростей, т.е. к неравномерности потока. Последнее приводит к нерасчетному характеру течения в активном участке канала и, как следствие, к неравномерности подвода энергии к его различным частям.

В связи с вышеизложенным в предлагаемом способе энергообмена процесс подвода энергии осуществляется только в границах активного участка. Поэтому на участках входа и выхода вектор абсолютного ускорения среды $\vec{I}_a$ принимается равным

нулю, что соответствует частному случаю коллинеарности векторов, а за расчетные значения радиусов начала и окончания процесса энергообмена принимаются радиусы точек пересечения граничных нормалей n_{1-p} и n_{2-p} с осью канала S , т.е. радиусы r_{1-p} и r_{2-p} . В этих границах межлопаточного канала рабочего колеса уравнение Бернулли (2), полученное для бесконечного числа лопаток, применимо для реальных рабочих колес. При этом более точное положение границ активного участка канала и величины расчетных значений r_{1-p} и r_{2-p} определяются поверхностями соответствующих граничных изобар, положение которых для сжимаемой среды зависит от числа Маха (M) на входе и выходе канала. Последнее подтверждается фактом повышения политропного КПД воздушных центробежных компрессоров с повышением числа M , в результате которого граничные изобары "разворачиваются" в сторону концов лопатки, увеличивая эффективную длину активного участка, и, как следствие, увеличивается степень сжатия ступени компрессора.

Анализ уравнений (6) и (7) дает следующее.

Знак (+) перед корнем соответствует кривизне оси канала, центр которой расположен впереди оси канала по отношению направления вращения рабочего колеса (лопатки, "загнутые" вперед). Знак (-) соответствует кривизне с центром, расположенным за осью канала по отношению направления вращения (лопатки, "загнутые" назад). Условие коллинеарности векторов $\vec{I}_a$ и $\vec{w}$ выполняется:

для центробежной лопаточной машины в диапазоне угла β

$$0 < \beta < 90^\circ$$

для центроостремительных машин в диапазоне угла β

$$90^\circ < \beta < 180^\circ.$$

Настоящее изобретение позволяет повысить КПД лопаточной машины за счет обеспечения безотрывного течения рабочей среды в межлопаточном канале рабочего колеса.

Формула изобретения:

Способ организации энергообмена рабочей среды и рабочего колеса лопаточной машины, заключающийся в подаче в рабочее колесо рабочей среды с начальными абсолютной скоростью $\vec{C}_1$ и статическим

давлением P_1 осуществлении переносно-вращательного движения рабочего

колеса с векторами окружной скорости $\vec{u}_1$ и $\vec{u}_2$ на входе и выходе межлопаточного канала соответственно и относительного движения рабочей среды вдоль межлопаточного канала с векторами скорости $\vec{w}_1$ и $\vec{w}_2$ на входе и выходе соответственно при воздействии на рабочую среду единого вектора абсолютного ускорения $\vec{I}_a$ для

приращения статического давления до конечного значения P_2 и изменения величины абсолютной скорости рабочей среды до конечного значения $\vec{c}_2$, отличающийся тем, что на всей длине межлопаточного канала перемещение рабочей среды осуществляется при условии коллинеарности вектора абсолютного ускорения $\vec{I}_a$ и ее относительной скорости $\vec{w}$.

5

10

15

20

25

30

35

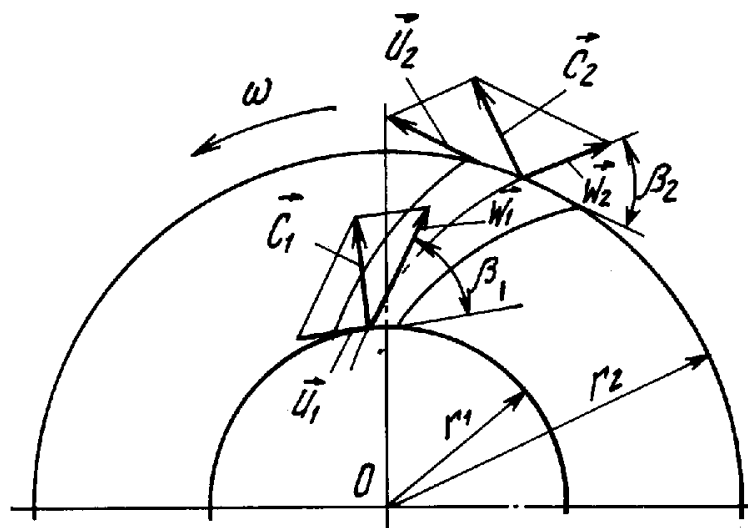
40

45

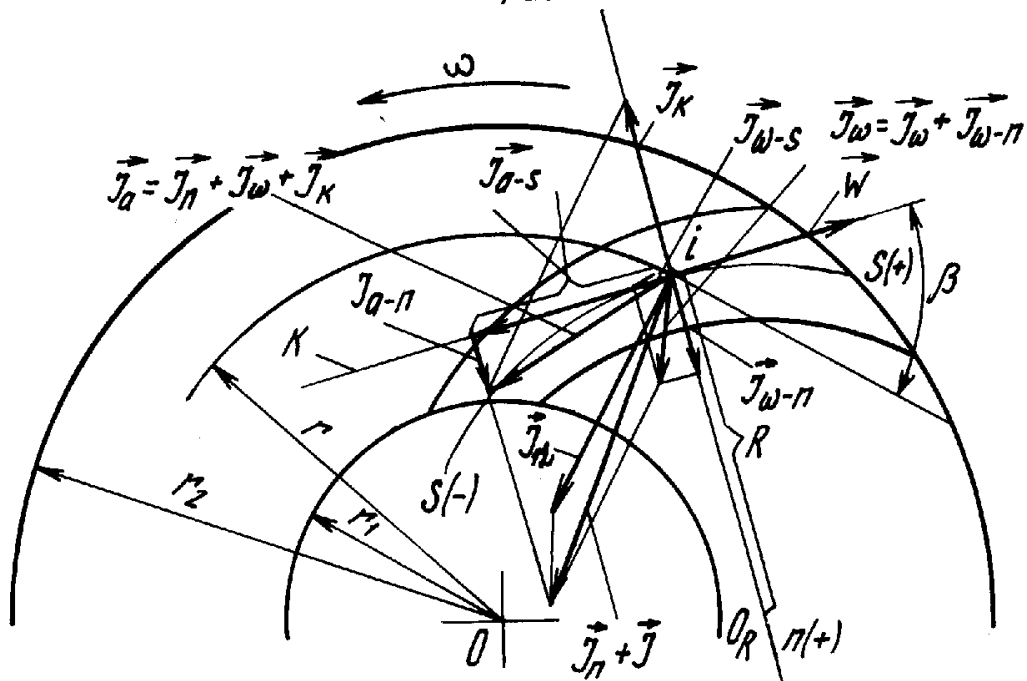
50

55

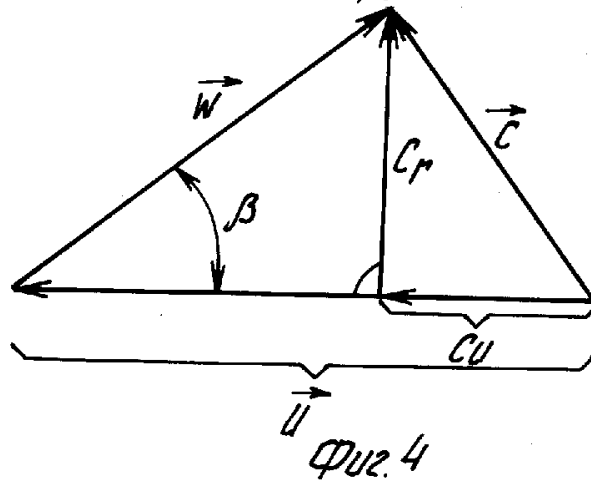
60



$\varphi_{U2.2}$



$\varphi_{U2.3}$



$\varphi_{U2.4}$