

F01 K 21/00

F02 K 9/76

F03 B 3/08

## **ВОДО-ВОДОРОДНЫЙ, РОТОРНЫЙ, ДВУХКОНТУРНЫЙ, ИМПУЛЬСНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ**

Изобретение относится к области энергетики. В частности, к роторным двигателям, использующим для разгона агрегата и работы первого контура сопла Лавалья, работающие на перекиси водорода, а для второго - экологически чистую, возобновляемую энергию силы инерции центробежного ускорения воды, в сочетании с перегретым паром, нагретым электроэнергией, вырабатываемой собственным генератором.

Наиболее близким по технической сущности является роторный инерционный двигатель - патент на изобретение RU2729308C1, МПК F03B3/08, F03B13/00, F03B17/00, опубликован 2020.08.05, автор Щербатюк Анатолий Дмитриевич. Компактный, портативный и работоспособный в любом положении в пространстве, включает в себя цилиндрический, расположенный вертикально статор и ротор, размещенный в нем, при этом, внутренние свободные объемы статора и ротора заполнены водой. Вода, заполняющая ротор, вращается вместе с ротором, с одинаковой угловой скоростью посредством передачи воде потенциальной энергии внутренними элементами конструкции ротора. На его боковой цилиндрической поверхности размещены сквозные реактивные окна, обеспечивающие возможность создавать дополнительный реактивный импульс тяги под действием импульса силы инерции центробежного ускорения вращающейся с ротором воды и передавать его ротору, увеличивая крутящий момент и выходную мощность на валу двигателя с увеличением скорости вращения. Набор угловой скорости осуществлен посредством привода, выполненного в виде разгонного устройства, содержащим обгонную муфту.

Недостаток конструкции – дополнительный реактивный импульс тяги очень слабый из-за выхода воды из реактивных окон в водяную среду, имеющую большое гидравлическое сопротивление, в следствии чего снижается момент реактивного импульса. Также отсутствует охлаждение воды. При постоянной циркуляции воды между ротором и статором из зоны низкого давления в зону повышенного, возникает внутренний разогрев воды и при работе на больших оборотах в зоне низкого давления могут

возникнуть паровые пузырьки. Это режим т.н. кавитации – режим, опасный для любых технических средств. Входные окна ротора расположены близко от оси вращения ротора, но недостаточно, поскольку за счет вращения в местах расположения входных окон уже возникает давление воды внутри ротора, возникающее из-за вращения ротора, которое препятствует нормальной циркуляции воды от входных окон к реактивным, что еще больше снижает возможность создавать дополнительный реактивный импульс тяги при работе ротора.

Технической задачей изобретения является создание импульса силы вращательного движения первым контуром, создаваемого использованием химической энергии разложения перекиси водорода на катализаторах, установленных в сужающейся части диффузоров сопел Лавалья первого контура и продление по времени момента силы инерции вращательного движения во втором контуре, по принципу маховика с дополнительным приданием импульса силы вращательного движения ротору двигателя посредством тепловыделяющих элементов в суживающейся части диффузора второго контура, путем подведения электроэнергии к этим элементам, минимизация гидравлического сопротивления среды при работе второго контура, исключение возможности возникновения режима кавитации при работе предлагаемого устройства.

Техническая задача решается добавлением в конструкцию первого контура для разгона ротора за счет использования химической энергии разложения перекиси водорода на катализаторе и, как минимум, двух форсунок на боковой поверхности цилиндра ротора каждого контура, с внутренними каналами, имеющими поворот на 90 градусов в плоскости перпендикулярной оси вращения ротора, заканчивающиеся соплами Лавалья. При этом форсунки второго контура выполнены с тепловыделяющими элементами в суживающейся части диффузора с подведением электроэнергии к этим элементам, с дополнительным добавлением в конструкцию двигателя дополнительных отдельных емкостей для каждого вида рабочей жидкости

Форсунки предназначены для создания импульса силы вращательного движения за счет действия нескольких сил:

1. Форсунки первого контура предназначены для создания импульса силы вращательного движения ротору первого контура водо-водородного, двухконтурного, импульсного двигателя для разгона ротора за счет использования химической энергии разложения перекиси водорода на катализаторе, расположенном в сопле Лавалья этого контура.

2. Форсунки второго контура предназначены для создания импульса силы вращательного движения ротору второго контура водо-водородного, двухконтурного, импульсного двигателя, возникающей при истечении из цилиндра ротора рабочей жидкости (воды), на повороте канала - за счет силы инерции, возникающей при изменении прямолинейного движения потока рабочей жидкости на движение по радиусу, с поворотом на 90 градусов, в плоскости перпендикулярной к оси вращения ротора.

3. Кроме того, каналы форсунок второго контура водо-водородного, двухконтурного, импульсного двигателя заканчиваются соплами Лавалья, диффузоры которых, как неотъемлемая часть сопла Лавалья, имеют тепловыделяющие элементы в суживающейся части диффузора с подведением электроэнергии к этим элементам, что приводит к превращению воды в пар, а это, в свою очередь, приводит к разгону водяного пара в сопле Лавалья и созданию дополнительного импульса силы вращательного движения ротору двигателя.

Момент силы инерции вращательного движения во втором контуре, по принципу маховика, возникает после разгона ротора первым контуром за счет выделения тепловой энергии и обильного газообразования при разложении перекиси водорода на катализаторах установленных непосредственно в форсунках первого контура, после подачи этой перекиси водорода самотеком из отдельной ёмкости, расположенной выше подающей полости. Функцию маховика выполняет второй контур, выполненный на одной оси с первым контуром, после заполнения водой цилиндра ротора посторонним насосом и выхода воды через форсунки под давлением, что позволяет ротору перейти на самовращение и самостоятельный забор воды осевым насосом, установленным перед заборным окном в оси ротора для подачи её в цилиндр ротора, минуя подающий центробежный насос. Одновременно с этим генератор, имеющий привод от этой же оси, раскручивается до рабочей частоты вращения и переключается на подачу электроэнергии от аккумуляторных батарей на возбуждение и выработку электроэнергии генератором для подачи её на тепловыделяющие элементы форсунок второго контура. При этом, водяной пар, при выходе из сопла Лавалья, попадает в газовую среду, которая характеризуется низким сопротивлением.

Водяной пар, попадая на стенку корпуса, имеющую ребра охлаждения снаружи, конденсируется и собирается в специально предназначенном для этого месте.

Расположение входного окна внутри оси ротора, как начало канала для подачи рабочей жидкости (воды) в цилиндр ротора, выполненного в оси вращения ротора с установленным перед ним осевым колесом подпорного насоса не только облегчает

циркуляцию воды в агрегате во время его работы, но и помогает бороться с режимом кавитации, который может возникать на максимальных оборотах работы агрегата. А электрические тепловые элементы, подведенные к диффузорам сопел Лавалья позволяют разогнать газо-воздушную смесь в соплах Лавалья до сверхзвуковых скоростей.

Для описания работы и взаимодействия элементов агрегата использовалась литература:

1. Башта М. и др. Гидравлика, гидромашины, гидроприводы, - М.: Машиностроение, 1982 г. - 423 с.
2. Стесин С. П. и др. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод, - М.: Академия, 2005 г. – 336 с.
3. Лепешкин А. В. Гидравлические и пневматические системы, - М.: Академия, 2005 г. – 336 с.
4. Некрасов Б. Б. и др. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу, - М.: Высшая школа, 1989 г. – 192 с.

Мы знаем, что движение газов и жидкостей подчиняется одним и тем же законам, поэтому из опытов с вращением жидкости в цилиндре видим, что вода получает потенциальную энергию от вращающихся деталей цилиндра, которая характеризуется её давлением.

Рассмотрим вращение воды в незаполненном цилиндре. На фиг. 2 хорошо видно распределение нагрузок и инерционных сил в цилиндре высотой  $Z_p$ , заполненном жидкостью на высоту  $Z$ , вращающемся вокруг своей оси с угловой скоростью  $\omega$ . На жидкость будут действовать силы атмосферного давления, момент сил инерции кругового движения, а на дно цилиндра ещё и вес этой жидкости.

При вращении сосуда вокруг вертикальной оси с угловой скоростью  $\omega$  на каждую частицу жидкости массой  $m$ , кроме силы тяжести  $g$ , действует инерционная сила (центробежная)  $f = m \omega^2 r$ , Н/м; ( 1 )

Где:  $f$  – центробежная сила, Н/м;

$m$  – масса элементарного объема, выбранного для проведения расчетов, кг;

$\omega$  – угловая скорость,  $c^{-1}$ ;

$r$  – расстояние до центра вращения, м.

Под действием центробежной силы свободная поверхность искривляется – в центре жидкость опускается, у стенок поднимается. Свободная поверхность принимает форму параболоида вращения, описываемую уравнением ( 2 ):

$$z_n = z + \frac{\omega^2 r^2}{2g}, \text{ м}; \quad (2)$$

Где:  $Z_n$  – высота динамического подъема жидкости, в зависимости от радиуса вращения и максимальной она будет непосредственно у стенки вращающегося сосуда, м;

$Z$  – первоначальная высота налива жидкости в цилиндре, м;

$r$  – расстояние до центра вращения, м.

$\omega$  – угловая скорость,  $\text{с}^{-1}$ .

Из данной формулы видно, что от плотности рабочей жидкости не зависит на какую высоту поднимется у стенок цилиндра параболоид верхнего зеркала жидкости, а зависит только от величины угловой скорости и радиуса вращения.

Подставляя значения, определенные по уравнению (1) в дифференциальное уравнение неразрывности потока жидкости Бернулли и интегрируя его с учетом того, что при больших угловых скоростях атмосферное давление -  $P_{\text{атм}}$  в цилиндре ротора не существенно влияет на величину получаемого давления, мы можем пренебречь его значением и для практического применения получим уравнение, с помощью которого можно определить давление жидкости (воды) в любой точке вращающегося сосуда:

$$P_M = \rho \cdot g \cdot \left( \frac{\omega^2 \cdot r_i^2}{2} - z \right), \quad (3)$$

Где:  $P_M$  - давление жидкости, Па;

$\rho$  - плотность жидкости,  $\text{кг/м}^3$ ;

$g$  - ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;

$\omega$  – угловая скорость единицы объема,  $\text{с}^{-1}$ ;

$r$  - радиус вращения рассматриваемой единицы объема, м;

$z$  - высота столба жидкости в роторе, м.

В центре цилиндра уровень жидкости понижается на величину:

$$P_0 = V^2/2g, \text{ м}; \quad (4)$$

Давление на днище цилиндра  $P_{\text{ст}}$  на оси вращения не зависит от скорости вращения цилиндра, соответствует гидростатическому и зависит только от высоты столба жидкости.

(Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / А.И. Башта, С.С. Руднев, Б.Б.

Некрасов и др. - М.: Машиностроение, 1982. - 423 с.)

Величина  $z$  является постоянной в данном цилиндре, при больших угловых скоростях мала и существенно не влияет на величину давления. Поэтому, ею так же можно пренебречь.

Проведя анализ формулы (3), мы видим, что давление жидкости, используемой в качестве рабочей в цилиндре ротора (в том числе и вода), при его вращении возрастает по мере удаления от центра вращения. Причем – если радиус вращения единицы объема увеличится в 10 раз, потенциальная энергия её возрастает примерно в 50 раз при той – же скорости вращения.

Это видно на Фиг. 3 - эпюры давлений на крышку, стенку и дно герметичного, вращающегося, полностью заполненного жидкостью цилиндра. В центре вращающегося цилиндра ротора возникает разрежение, которое поможет циркуляции рабочей жидкости (воде) внутри предлагаемого устройства, если жидкость из цилиндра будет выходить через отверстия в самых отдаленных от оси вращения местах цилиндра ротора (или через форсунки). Поэтому входное окно с крыльчаткой подпорного осевого насоса располагаются в максимальном приближении к центру вращения цилиндра, т.е. в центре этого вращения.

При вращении цилиндра ротора с угловой скоростью  $\omega_{угловая}$  в указанном на схеме (Фиг.8) направлении, единица объёма рабочей жидкости (воды) на входе в форсунку имеет давление  $P$ , согласно формулы (5).

Зная давление рабочей жидкости (воды) на входе в форсунку, можно рассчитать реактивную силу  $R$ , действующую на внутреннюю стенку канала, при повороте этого канала на  $90^0$  в форсунке, в объеме, обозначенном на фиг. 8 между двумя штриховыми линиями, по формуле ( 5 ):

$$R = P \cdot \frac{\pi d^2}{2} \cdot \sin \frac{\alpha}{2}, \quad \text{Н/м}; \quad (5)$$

Где:  $R$  – реакция стенки канала на изгибе, Н/м;

$P$  - давление рабочей среды (воздуха), мПа;

$\pi$  - постоянная, равная 3,14;

$d$  – диаметр канала форсунки, м;

$\alpha$  – угол поворота канала форсунки;

( см. Учеб. пособие для вузов. Примеры расчетов по гидравлике: под редакцией А. Д. Альтшуль. – М.: Стройиздат, 1976. – 255 с, стр. 32.)

Реактивный момент импульса силы, возникающий при движении воды на повороте канала форсунки, усиливается за счет скорости истечения паро-воздушной смеси через диффузор этой форсунки и особенно усиливается при нагреве воды тепловыделяющими элементами за счет адиабатического расширения паро-воздушной смеси после прохождения паром самого узкого участка диффузора в сопле Лавалья, которыми заканчивается внутренний канал каждой форсунки.

На основании материалов, изложенных в трудах:

1. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.;
2. Касилов В.Ф. Справочное пособие по гидрогазодинамике для теплоэнергетиков. – М.: МЭИ, 2000. – 272 с.;

Мы знаем, что по мере движения паро-воздушной смеси по соплу, его температура и давление снижаются за счет адиабатического расширения в канале форсунки после диффузора, а скорость истечения паро-воздушной смеси (особенно в самом узком сечении канала сопла) значительно возрастает, за счет чего внутренняя энергия паро-воздушной смеси преобразуется в кинетическую энергию движущейся паро-воздушной смеси (см. таблицу фиг. 10).

В наименьшем по размеру сечении внутреннего канала форсунки, между сужающейся и расширяющейся частью сопла Лавалья происходит переход от дозвукового течения паро-воздушной смеси к сверхзвуковому. При этом параметры потока, также как и само сечение называют «критическим».

Массовый расход паро-воздушной смеси  $m$ , в канале, определяется по формуле (6):

$$m = \rho VS, \text{ кг/с}; \quad (6)$$

Где:  $\rho$  – плотность паро-воздушной смеси,  $\text{кг/м}^3$ ;

$V$  – скорость потока паро-воздушной смеси в канале сопла,  $\text{м/с}$ ;

$S$  – площадь сечения канала,  $\text{м}^2$ ;

Исходя из того, что массовый расход паро-воздушной смеси  $m$  постоянен во всех сечениях сопла Лавалья, определяем геометрические размеры самого узкого сечения канала, называемого «критическим», по формуле (7);

$$S_* = \frac{\dot{m} \sqrt{T_0}}{B p_0} ; \text{ м}^2 \quad (7)$$

Где;  $S_*$  - площадь «критического» сечения канала,  $\text{м}^2$ ;

$m$  - массовый расход паро-воздушной смеси в канале,  $\text{кг/с}$ ;

$T_0$  - температура торможения паро-воздушной смеси в сопле из-за аэродинамического сопротивления сужающейся сечения канала (определяется опытным путем и при нормальных условиях равен 1120 К), К;

$B$  - коэффициент сжимаемости паро-воздушной смеси. Показывает величину изменения давления паро-воздушной смеси при изменении температуры и скорости истечения. При нормальных условиях равен  $0,04041 \text{ с} \cdot \text{К}^{0,5} / \text{м}$ ;

$\rho_0$  - полное давление в самом узком сечении канала сопла Лавалья, Па.

Теперь диаметр самого узкого сечения канала сопла Лавалья, которое называют «критическим», найдем по формуле (8):

$$d_* = 2 \sqrt{\frac{S_*}{\pi}} \quad ; \text{ м} \quad (8)$$

Где;  $S_*$  - площадь «критического» сечения канала,  $\text{м}^2$ ;

$\pi$  - математическая постоянная;

Проанализировав результаты расчета сопла Лавалья, указанных в методических указаниях к выполнению расчетного задания по «газогидродинамике» (составители: Н.Д. Черепенин, Н.Д. Якимов. – Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2015. – 24 с, УДК 532.5, ББК 22.253.3.), можно прийти к выводам, что если на входное сечение сопла Лавалья, с геометрическими размерами указанными на Фиг. 10, подать давление воздуха в 2,5 мПа, с расходом  $10 \text{ м}^3 / \text{сек}$ , то согласно расчетам, приведенным в этой методичке, скорость на выходе из этого сопла достигнет сверхзвуковых величин. Следовательно, определив скорость истечения потока из выходного сечения канала и зная массовый расход пара в этом канале сопла Лавалья, можно определить момент силы тяги в нем. Для этого воспользуемся формулой Циолковского (9):

$$F = -V_e \cdot \frac{\Delta m_e}{\Delta t}, \quad \text{Н} \quad (9)$$

Где:  $F$  - момент силы тяги сопла Лавалья, Н;

$V_e$  – скорость течения пара по каналу сопла, м/с;

$m_e$  - масса пара, протекающая по каналу сопла в единицу времени, кг/с;

$t$  - время, сек.

Зная силу тяги, можно определить величину момента силы  $M_R$  вращательного движения на валу ротора по формуле (10):

$$M_R = Fl, \text{ н/м}; \quad (10)$$



Где:  $F$  - момент силы тяги сопла Лавалья, Н;

$l$  – плечо. В нашем случае радиус цилиндра ротора, м.

На нижнем конце оси ротора, расположено входное окно и рабочий орган подпорного, осевого насоса, закрепленное на нем ( см. фиг 1 ), необходимые для подачи рабочей жидкости (воды) в цилиндр ротора и создания в нем необходимого напора для обеспечения выхода работы агрегата на оптимальный режим работы сопла Лавалья.

За счет расширения потока паро-воздушной смеси на выходе из диффузора, после её сжатия на входе в диффузор, понижается температура потока, что приводит к увеличению скорости потока паро-воздушной смеси в сопле Лавалья. Т.е. за счет адиабатического расширения паро-воздушной смеси на выходе из диффузора, после сжатия её на входе в диффузор, происходит превращение внутренней потенциальной энергии этой паро-воздушной смеси в кинетическую.

На фиг. 7 представлен поперечный разрез по линии D – D на уровне входного окна на оси вращения ротора, которое служит началом канала для рабочей жидкости (воды) внутри оси вращения ротора с установленным перед ним осевым колесом подпорного насоса.

Поступающая в насос жидкость (вода) попадает на рабочее колесо, которое вращается с угловой скоростью  $\omega$ ,  $\text{с}^{-1}$ . Далее при движении между вращающимися лопатками частицы жидкости (воды) участвуют в относительном движении вдоль канала оси с линейной скоростью  $w$  и угловой  $u$ , возникающей из-за вращения крыльчатки пропеллерного типа, рабочего органа осевого насоса, со скоростью, определяемой по формуле ( 11 ):

$$u = \omega r, \text{ м/с} \quad ( 11 )$$

где  $r$  — расстояние частицы жидкости от оси вращения, м.

Следовательно, абсолютная скорость потока жидкости (воды) на входе в рабочее колесо, согласно формуле (12 ) будет равна:

$$C_1 = u + w_1. \quad ( 12 )$$

Абсолютная скорость потока жидкости (воды) на выходе из рабочего колеса:

$$C_2 = u + w_2 .$$

Обтекая установленные под углом (как показано на фиг. 7, разрезы по линиям  $J_1J_1$  и  $J_2J_2$ ) лопатки (пропеллерного типа) вращающегося колеса, поток жидкости перед каждой лопаткой разветвляется на две части и вновь смыкается у задних кромок лопаток.

Скорости жидкости в ветвях потока между лопатками будут различные, поскольку за один и тот же промежуток времени до точки схода ветвей частицы жидкости (воды)

вдоль тыльной поверхности лопаток проходят больший путь, чем частицы, движущиеся вдоль передней (рабочей) поверхности.

Поэтому относительная скорость частиц жидкости вдоль передней стороны будет меньше скорости частиц, проходящих вдоль тыльной поверхности. Это обуславливает повышение давления вдоль передней поверхности и уменьшение давления с тыльной стороны лопаток, а разность скоростей перед точкой схода ветвей приводит к отклонению потока, где  $u$  — окружная скорость на данном радиусе;  $C_{1u}$ ,  $C_{2u}$  — проекции абсолютной скорости на направление угловой скорости.

Отклонение потока лопатками свидетельствует о том, что в осевом насосе передача энергии от лопаток к потоку происходит за счет изменения направления абсолютных скоростей в межлопаточных каналах потока жидкости, проходящей через насос. Применяя на этом основании к потоку жидкости (воды) в межлопаточных каналах теорему об изменении момента количества движения, запишем выражение для определения теоретического напора осевого насоса:

$$H_T = \frac{u(c_{2u} - c_{1u})}{g} \quad ; \text{ Па} \quad (13)$$

Где:  $u$  — угловая скорость на данном радиусе,  $\text{с}^{-1}$ ;

$C_{1u}$ ,  $C_{2u}$  — проекции абсолютной скорости на направление угловой скорости;

$g$  - ускорение свободного падения,  $\text{м}/\text{с}^2$ .

При отсутствии вращения потока на входе в насос жидкость (вода) входит в колесо, имея только осевую скорость, или  $C_{1u} = 0$ .

В этом случае уравнение теоретического напора  $H_T$  осевого насоса можно найти по формуле (14):

$$H_T = \frac{uc_{2u}}{g} \quad ; \text{ Па} \quad (14)$$

Лопатки рабочего колеса насоса конструируются таким образом, чтобы напор, создаваемый элементами лопатки, расположенными на различных радиусах  $r$ , оставался одинаковым. С этой целью лопатки выполняются закрученными, т. е. каждому радиусу  $r$  соответствует свой угол установки профиля - В связи с увеличением окружной скорости вдоль радиуса  $r$  эти углы уменьшаются при переходе от корня к концу лопасти.

Действительный напор  $H$ , развиваемый насосом, меньше теоретического. При

ориентировочных подсчетах величину напора осевого насоса  $H$  можно определить по формуле ( 15 ):

$$H = \frac{1}{K_n^2} \cdot \frac{u^2}{2g} \quad , \text{ Па} \quad ( 15 )$$

$K_n$  — коэффициент напора, зависящий от коэффициента быстроходности насоса  $n_s$

и в инженерных расчетах принимается равным:  $K_n \cong 0,0244n_s^{2/3}$

$U$  — линейную скорость на внешнем диаметре рабочего колеса находим по формуле ( 16 );

$$U = \frac{\pi D_n}{60} \quad , \text{ м/с} \quad ( 16 )$$

Где:  $D$  — внешний диаметр рабочего колеса, м;

$\pi$  - константа геометрии, 3,14.

Производительность осевого насоса можно определить, пользуясь уравнением расхода Вентури ( 17 ):

$$Q = V_z S \quad , \text{ м}^3/\text{с} \quad ( 17 )$$

Где:  $V_z$  — линейная скорость на данном радиусе, м/с;

$S$  — площадь выходного сечения потока, м<sup>2</sup>.

Площадь выходного сечения  $S$  осевого насоса определяется по формуле ( 18 ):

$$S = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad , \text{ м}^2 \quad ( 18 )$$

Где:  $D$  — диаметр рабочего колеса, м;

$d$  — диаметр внутренней втулки рабочего колеса, м.

Следовательно, производительность осевого насоса, согласно формулы ( 19 ) равна:

$$Q = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) V_z \quad \text{ м}^3/\text{с} \quad ( 19 )$$

Осевая скорость  $V_z$  при ориентировочных расчетах может быть принята по формуле ( 20 ):

$$V_z = K_T \sqrt{2gH} \quad , \text{ м/с} \quad ( 20 )$$

где  $K_T = 0,0055 \cdot n_s^{2/3}$  ,

$H$  —полный напор насоса в Па.

Осевые насосы имеют высокий коэффициент полезного действия, простую и компактную конструкцию, небольшой вес по сравнению с насосами других видов и обладают большой производительностью при относительно низких угловых скоростях рабочего органа (крыльчатки).

Конструкция водо-водородного, роторного, двухконтурного, импульсного двигателя и схема его работы поясняется фиг. 1...10, где:

На фиг. 1 – изображен разрез агрегата по оси вращения со схемой движения рабочих жидкостей;

на фиг. 2 – представлена схема распределения сил в сосуде, вращающемся вокруг своей оси в открытом сосуде;

на фиг. 3 – изображены эпюры распределения нагрузок во вращающемся вокруг своей оси в закрытом сосуде;

на фиг. 4 – изображен разрез по оси А - А;

на фиг 5 – изображен разрез по оси В – В;

на фиг 6 – изображен разрез по оси С – С;

на фиг 7 – изображен разрез по оси D – D;

на фиг 8 – изображен вид E;

на фиг 9 – изображен вид G;

на фиг. 10 – изображен разрез сопла Лавая с таблицей итоговых значений параметров паро-воздушной смеси в 5 сечениях этого сопла.

Водо-водородной, роторный, двухконтурный, импульсный двигатель изготавливается из прочного, жаростойкого металла и состоит из несущего корпуса 9 (он же статор), внутри которого монтируются ротор 3, закрепленный на 5 подшипниках качения в верхней 7 и нижней 27 опорах. На корпусе выполнены ребра 15 в области второго контура двигателя, предназначенные для лучшего охлаждения и конденсации отработанного пара и вентиляционные окна 10 в области первого контура.

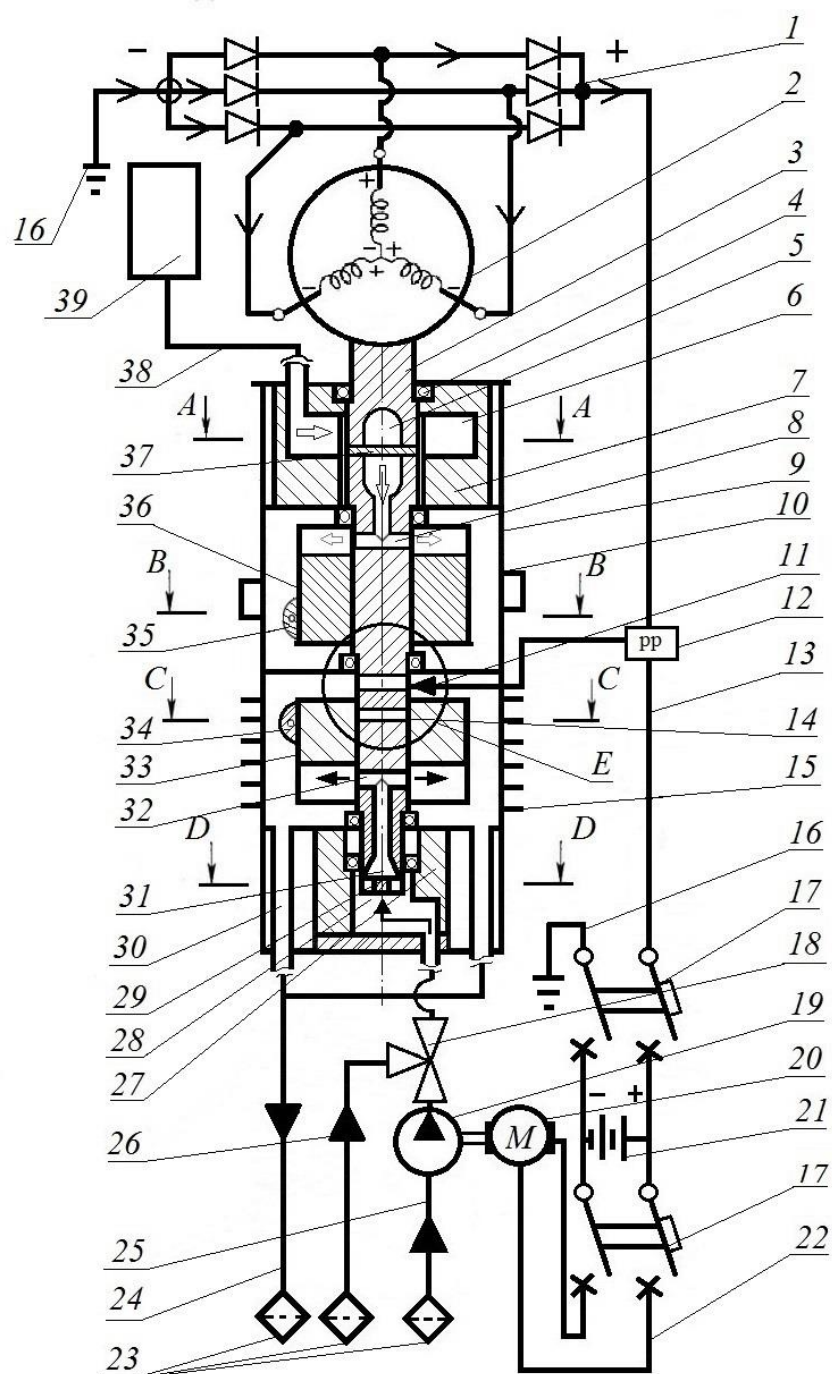
В верхней опоре 7 выполнена полость 6 в которую самотеком поступает перекись водорода из емкости 39 по трубопроводу 38, далее через входные окна первого контура 5, выполненные в верхнем конце оси 3, через крыльчатку 37 подпорного осевого насоса по каналу, выполненному внутри верхнего конца оси 3, через выходные окна 8 перекись водорода поступает в цилиндр ротора первого контура 36, имеющего внутренние перегородки 40. На боковой стороне цилиндра ротора 36 выполнены форсунки 35, имеющие съемные сопла 43, предназначенные для удобства доступа к катализаторам 44, в случае необходимости их замены при очередном техобслуживании.

Форсунки 35 на входе в канал форсунки имеют ирисовые диафрагмы (на схеме не показаны), которые автоматически перекрывают подачу перекиси водорода в форсунки при достижении заданного числа оборотов ротором 3 путем привода ирисовой диафрагмы от подпружиненного калиброванной пружиной 42 рычага 41, который сжимая пружину 42, прижимается к стенкам форсунки с увеличением числа оборотов и поворачивает исполнительный механизм ирисовой диафрагмы, перекрывая этим доступ перекиси водорода в форсунки 35 и вновь, в автоматическом режиме, открывая доступ перекиси водорода в форсунки при снижении числа оборотов. Исполнительный механизм контроля подачи перекиси водорода можно выполнить путем установки автоматического клапана на трубопровод 38 (на схеме не показан), получающего сигнал от датчика частоты оборотов ротора (на схеме не показан).

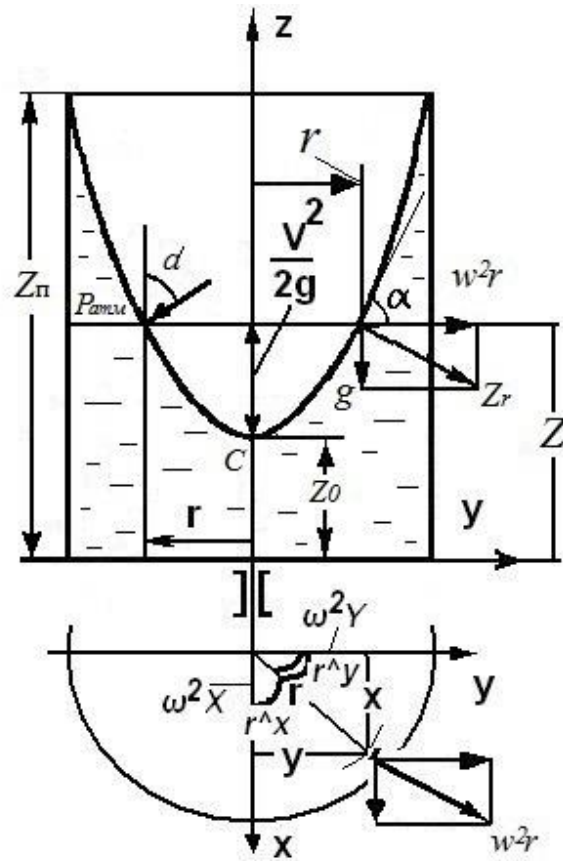
С началом запуска водо-водородного, роторного, двухконтурного, импульсного двигателя, во время раскрутки ротора 3 первым контуром, путем переключения автоматического переключателя 17 подается питание от АКБ 21, по проводам 22 на двигатель 20 привода насоса 19, который подает воду из отдельного бака (на схеме не показан) через фильтры 23 по трубопроводу 25 в подающую полость 28 нижней опоры 27 ротора 3 и далее, через входное окно 31, выполненное с крыльчаткой 29 подпорного, осевого насоса, по каналу, выполненному в нижнем конце оси ротора 3, через выходные окна 32 в цилиндр ротора 33 второго контура, имеющего перегородки 45. При достижении ротором 3 заданного числа оборотов, трехходовой клапан 18, получив сигнал от датчика вращения (на схеме не показан) переключается на всасывающую линию 26, для подачи воды в цилиндр ротора 33 минуя насос, одновременно с этим автоматический переключатель 17 отключает мотор 20 привода насоса 19 и переключает подачу питания от генератора 2, через выпрямитель 1, по проводам 13, положительного провода к скользящим контактам 11 на роторе 3, через реле регулятор 12. Отрицательный провод запитывается на массу 16 и по проводам, через перегородку 51 между первым и вторым контуром и далее провода через отверстия 14, выполненные в оси 3, через крышку цилиндра ротора 48 идут в направлении, указанном стрелками 49 к тепловыделяющим элементам 46, расположенными на сужении диффузора 47 форсунок 34. Причем провод 16 через специальное отверстие 52, заполненное в крышке цилиндра ротора и заполненное изолирующим материалом типа эпоксидной смолы, поступает к нижнему концу тепловыделяющего элемента 46 форсунок 34.

После заполнения цилиндра ротора 33 вода, раскручиваясь в этом цилиндре приобретает потенциальную энергию от перегородок 45 цилиндра ротора и поступает в

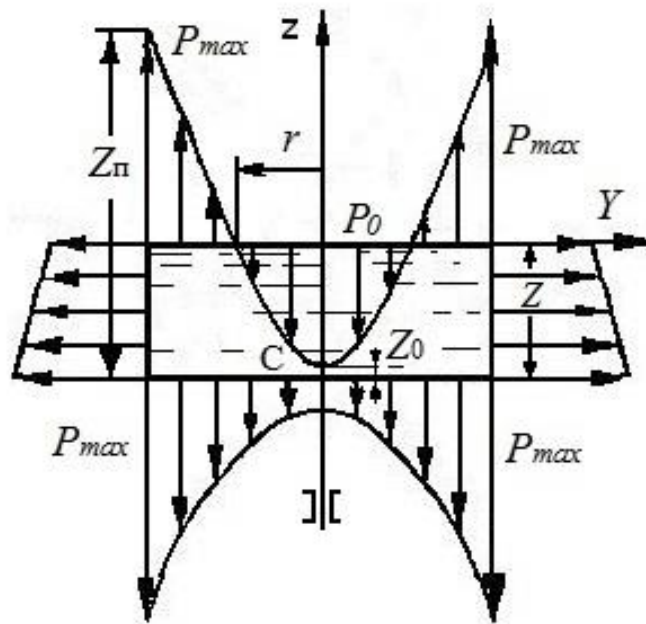
форсунки 34, где нагреваясь от тепловыделяющих элементов 46 до парообразного состояния проходит через диффузоры 47 сопла Лавали где потенциальная энергия жидкости превращается в кинетическую энергию паро-водяной смеси и за счет адиабатического расширения охлаждается, а за счет охлаждения на стенках корпуса статора 9, за счет охлаждения ребрами 15 конденсируется превращается в жидкость, которая по отводным каналам 30, выполненным в нижней опоре 27, по трубопроводу 24 отводится в отдельный бак.



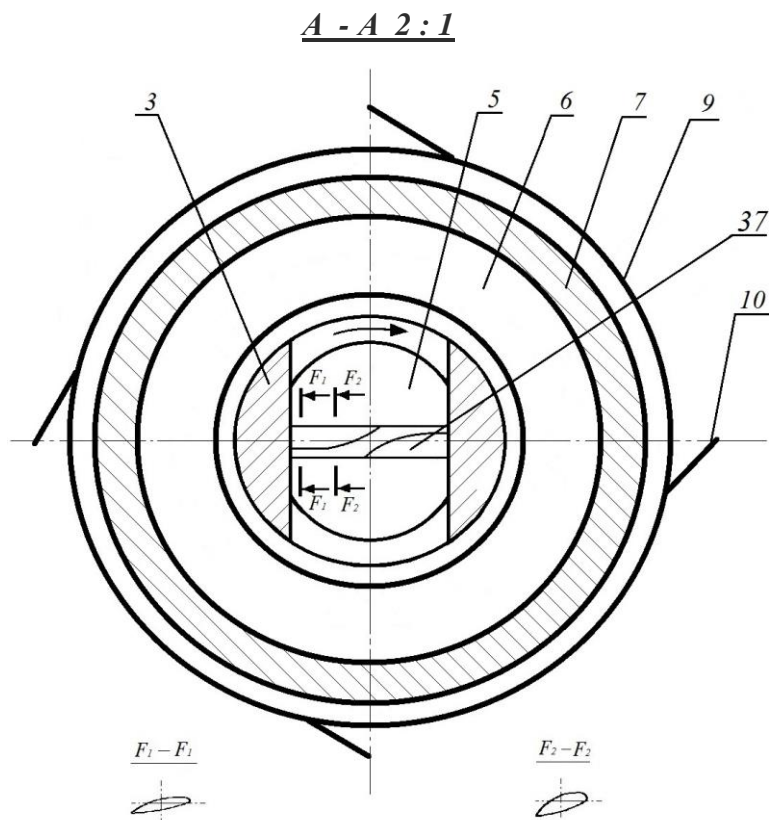
Фиг. 1



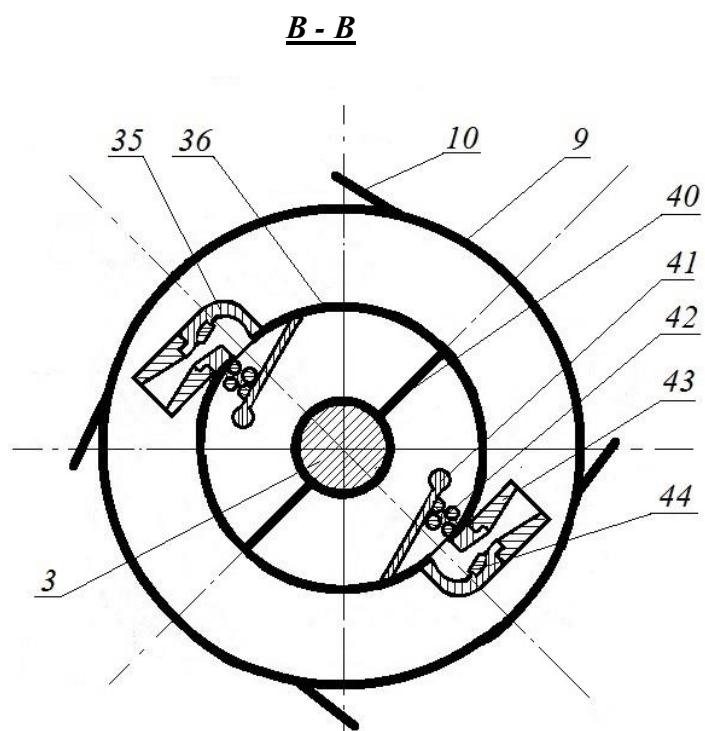
Фиг. 2



Фиг. 3

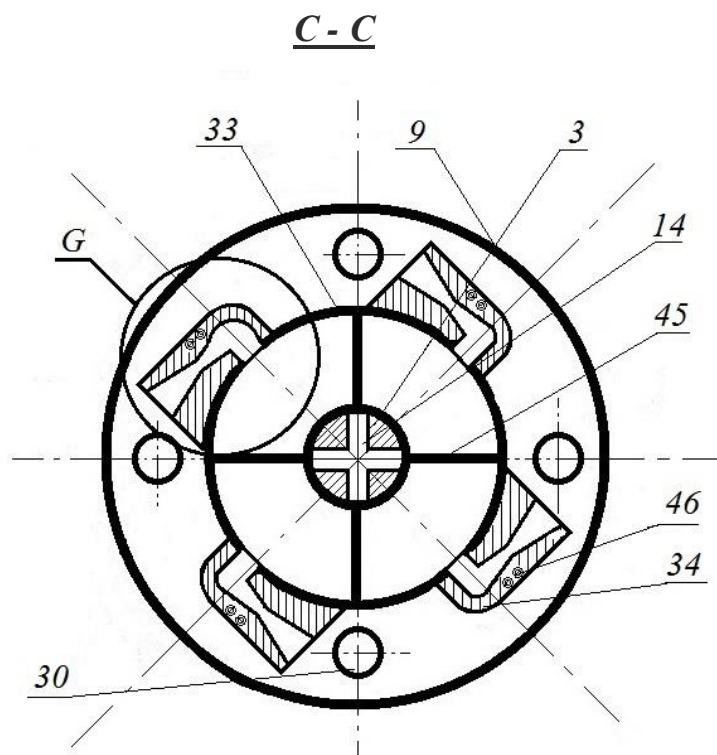


Фиг. 4

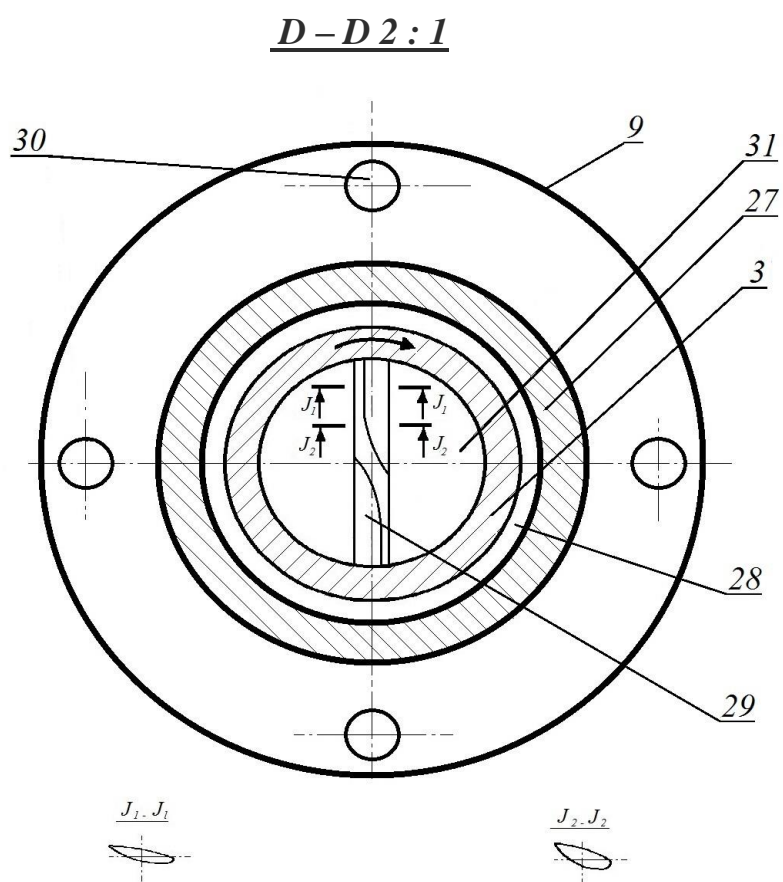


Фиг. 5



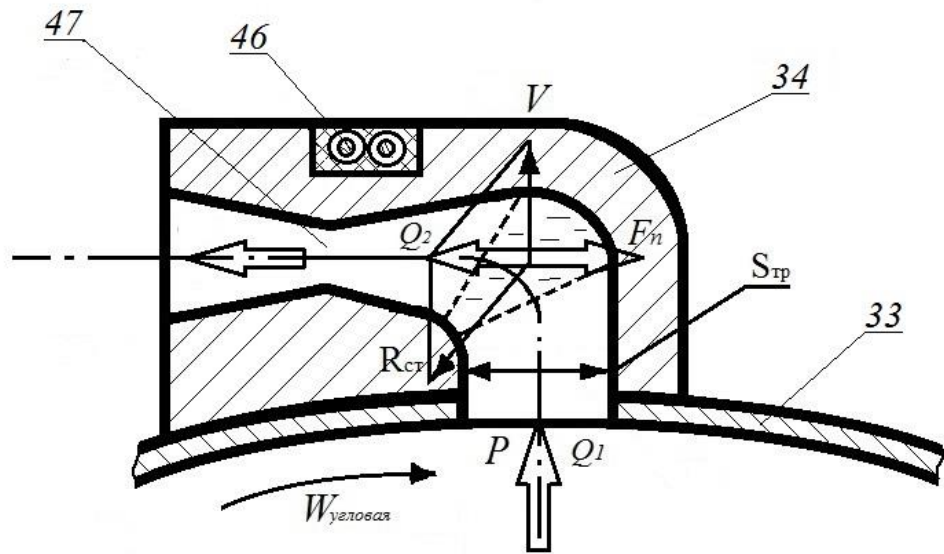


Фиг. 6



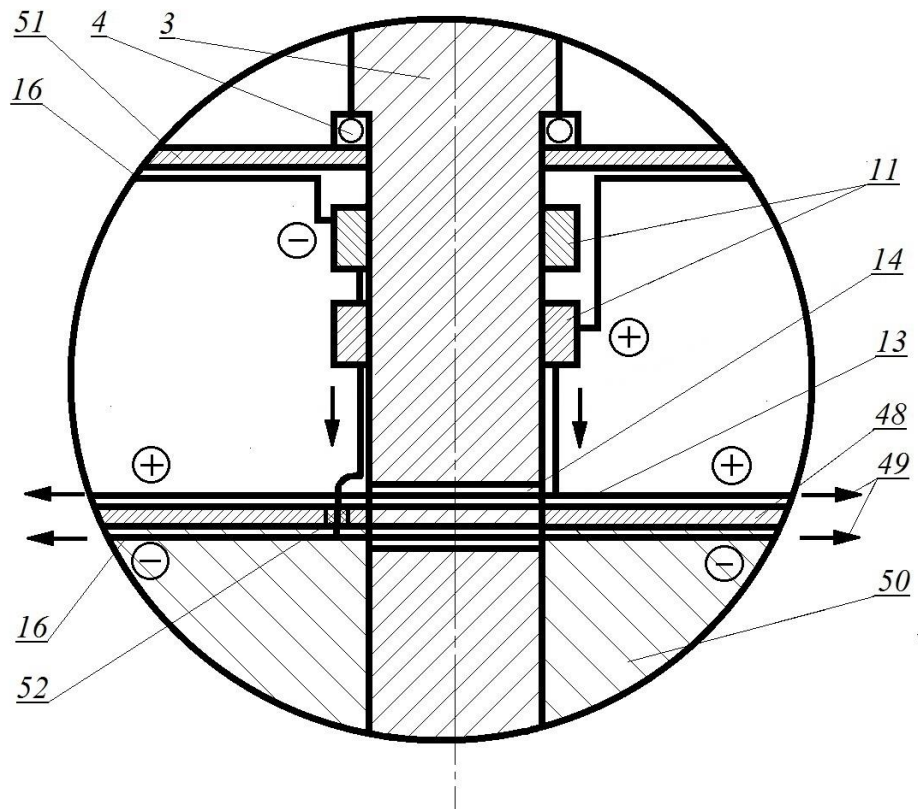
Фиг. 7

Вид G 2 : 1



Фиг. 8

Вид E 2 : 1

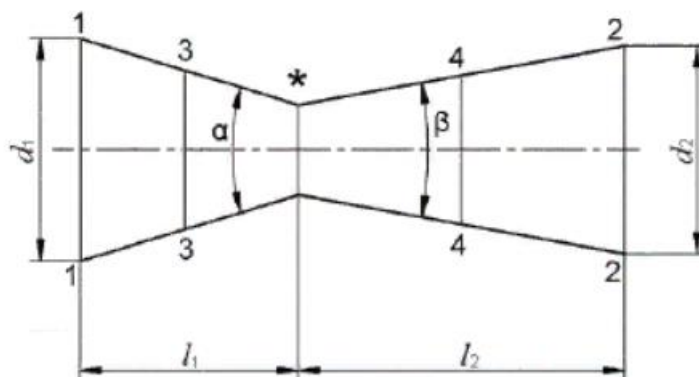


Фиг. 9

F01 K 21/00

F02 K 9/76

F03 B 3/08



Фиг. 10

Таблица результатов

Параметры	Сечения				
	1 - 1	3 - 3	критическое	4 - 4	2 - 2
$x$ , м	0	0,07570	0,1514	0,3290	0,506
$d$ , м	0,1456	0,1107	0,07570	0,1099	0,1441
$S$ , м <sup>2</sup>	0,01665	0,009617	0,004501	0,009486	0,01630
$\lambda$ ,	0,1735	0,3088	1,0	1,740	1,924
$p$ , 10 <sup>5</sup> Па	22,60	21,75	12,15	1,968	0,8
$V$ , м/с	106,3	189,1	612,4	1066	1178
$a$ , м/с	669,2	665,6	612,4	472,3	415,3
$T$ , К	1114	1102	933,3	554,8	429,0
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	7,066	6,875	4,534	1,236	0,6495
$M$ ,	0,1588	0,2841	1,0	2,257	2,837
$q$ ,	0,2703	0,4680	1,0	0,4745	0,2754

Где:

 $x$  – продольная осевая координата $d$  – диаметр; $S$  – площадь; $\lambda$  – приведенная скорость; $p$  – статическое давление; $V$  – скорость потока; $a$  – скорость звука; $T$  – абсолютная температура; $\rho$  – плотность; $M$  – число Маха; $q$  – приведенный удельный расход.