DOI: 10.15825/1995-1191-2018-3-32-39

РАЗРАБОТКА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА КАНАЛЬНОГО ТИПА

А.П. Кулешов¹, Г.П. Иткин^{1, 2}, А.С. Байбиков¹

¹ ФГБУ «Национальный медицинский исследовательский центр трансплантологии и искусственных органов имени академика В.И. Шумакова» Минздрава России, Москва, Российская Федерация ² Московский физико-технический институт, кафедра физики живых систем, Москва, Российская Федерация

На основе 3-мерного компьютерного моделирования разработан макет центробежного насоса (ЦН) канального типа. Произведены расчеты геометрических параметров проточного тракта колеса вращения с оптимизацией потока жидкости в диапазоне номинального режима насоса (расход 5 л/мин, перепад давления 100 мм рт. ст.). Дополнительно рассматривались условия работы насоса в режиме ЭКМО при высоких перепадах давления в 200–300 мм рт. ст. и скорости вращения ротора в диапазоне 3500 об/мин. При расчетах основными условиями было создание новой модели ЦН канального типа с допустимыми порогами сдвигового напряжения (не более 150 Па) и сведением к минимуму зон стагнации и рециркуляции потока. Полученные данные явились также результатом использования в конструкции ротора каналов постоянного сечения, сформированными по логарифмической кривой, обеспечивающими минимальную турбулентность за счет минимального выходного угла потока. Основные характеристики изготовленного макета полностью соответствуют расчетным данным.

Ключевые слова: механическая поддержка кровообращения, канальный насос, центробежный насос, рабочее колесо, спиральный отвод, диффузор.

DEVELOPMENT OF THE CHANNEL TYPE CENTRIFUGAL PUMP

A.P. Kuleshov¹, G.P. Itkin^{1, 2}, A.S. Baybikov¹

 ¹ V.I. Shumakov National Medical Research Center of Transplantology and Artificial Organs of the Ministry of Healthcare of the Russian Federation, Moscow, Russian Federation
 ² Moscow Institute of Physics and Technology, Department of physics of living systems, Moscow, Russian Federation

A channel centrifugal pump has been developed which have calculated parameters during the nominal operating mode based on 3-dimensional computer simulation (flow rate 5 l/min, pressure drop 100 mm). In addition, pump's operating conditions in ECMO mode are considered at high pressure drops of 200–300 mm Hg with a speed of rotor up to 3500 rpm. Simulation result was a creation of a new channel-type centrifugal pump with shear stress that do not exceed the allowable threshold of 150 Pa, and also minimizing stagnation and flow recirculation zones. The obtained data were also the result of use design of rotor with constant cross-section channels formed along a logarithmic curve and ensuring minimum turbulence due to the minimum outlet angle of the flow.

Key words: mechanical support of blood circulation, channel pump, centrifugal pump, impeller, spiral branch.

введение

При проектировании насосов для крови основным критерием является соответствие заданным в медико-техническом задании расходно-напорным характеристикам. Анализ литературных источников [1–5], посвященных 3-мерному компьютерному моделированию потока (CFD), показал достаточно упрощенный подход к моделированию гидродинамики внутри насоса. В этих работах основное внимание уделяется детальному построению расчетной сетки с выбором заданной модели турбулентности. Тем не менее данные расчеты не обеспечивают детальной картины течения крови с учетом условий течения крови в реальных условиях работы насоса в системе кровообращения, о чем дополнительно показано в работах [6–10]. Кроме того, одна из ошибок данных

Для корреспонденции: Иткин Георгий Пинкусович. Адрес: 123182, Москва, ул. Щукинская, д. 1. Тел. (499) 190-60-34. E-mail: georgeitkin@mail.ru

For correspondence: Itkin George Pinkusovich. Address: 1, Shchukinskaya st., Moscow, 123182, Russian Federation. Tel. (499) 190-60-34. E-mail: georgeitkin@mail.ru

расчетов заключается в отсутствии идеальной модели турбулентности. При этом постоянно необоснованно увеличиваются компьютерные мощности на повышение точности расчетов, что приводит к необоснованному увеличению числа слоев сетки при оценке течения жидкости. К тому же изготовление насоса за счет неточности механической обработки приводит к большой погрешности элементов насоса относительно рассчитанной геометрии. При этом основным критерием эффективности разрабатываемых насосов является оценка работы насосов in vitro и в экспериментах на животных. В отличие от методов проектирования в указанных работах, нами были использованы классические методы расчета гидродинамики и проведения анализа общей оценки движения потока на макроуровне, что позволило значительно приблизить полученные характеристики к оптимальному результату при минимальных компьютерных ресурсах. В данной работе основными оцениваемыми параметрами CFD-моделирования являлись оценка сдвиговых напряжений и векторных скоростных составляющих потока с точки зрения минимизации зон стагнации и рециркуляции потока, а также соответствие модельных и полученных на гидродинамическом стенде расходно-напорных характеристик (РНХ) насоса.

РАЗРАБОТАННАЯ МОДЕЛЬ

Разработанный центробежный насос условно состоит из 4 зон: входной тракт, рабочее колесо, спиральный отвод, выходной канал (диффузор). В отличие от известных моделей центробежных насосов проточный тракт рабочего колеса сформирован каналами постоянного сечения. При выборе скорости вращения для ротора мы пользовались опытом разработки центробежного насоса RotaFlow (Maquet, США), широко применяемым в клинической практике для экстракорпоральной мембранной оксигенации (ЭКМО) [13]. В отличие от Rotaflow в нашей конструкции наружные размеры насоса, включая диаметр рабочего колеса, в процессе разработки были уменьшены на 9%, что позволило уменьшить объем заполнения насоса и использовать данную конструкцию к предполагаемому варианту его имплантируемой модификации. Важным условием проектирования является обеспечение выходного и входного диаметра сечения в 10 мм.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ КАНАЛЬНОГО РОТОРА

Расчет центробежного насоса начинается с определения коэффициента быстроходности, который представляет собой значение, характеризующее полную гидравлическую картину насоса. С помощью данного коэффициента определяются некоторые константы проектирования и определяется тип рабочего колеса. Существует несколько типов колес, каждому из которых соответствует свое отношение входного и выходного диаметров и констант проектирования. Коэффициент быстроходности рассчитаем по формуле:

$$n_s = 3,65 \times n \times \frac{\sqrt{Q}}{H_{\rm B}^{\frac{3}{4}}} = 125,3,$$
 (1)

где Q – расход насоса, который составляет 5 л/мин в обычном режиме; H – требуемый напор, рассчитанный исходя из значения давления, которое нужно преодолеть насосу; n – скорость вращения ротора, которая теоретически должна обеспечить заданные расход и напор. Тип колеса по полученному значению – нормальный [11]. Также производится расчет приведенного диаметра входа в колесо по формуле:

$$D1_{pr} = 4500 \times \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = 15,113 \text{ MM.}$$
 (2)

В процессе расчета выбор параметров расхода и напора должен привести к получению гидравлического КПД выше 50%. Параметры коэффициента быстроходности и приведенного диаметра влияют на определение двух главных показателей коэффициента полезного действия (КПД):

 объемный КПД, который рассчитывается по формуле:

$$\eta_{\rm ob} = \frac{1}{1 + 0.68 \times n_s^{-\frac{2}{3}}} = 0.974, \tag{3}$$

гидравлический КПД:

$$\eta_{\rm r} = \frac{0.42}{\left(\log(D1_{pr}) - 0.172\right)^2} = 0.586.$$
 (4)

По данным объемного и гидравлического КПД можно сделать вывод об эффективности данной конструкции для обеспечения заданных параметров, что также даст возможность их корректировки. Тогда с учетом механического КПД, принятого равным $\eta_r = 0,96$, общий КПД будет иметь следующее значение:

$$\eta = \eta_{o5} \times \eta_{r} \times \eta_{M} = 0,55.$$
 (5)

Значения КПД определяют затрачиваемую мощность на раскрутку ротора и корректируют входные параметры. Таким образом, расход с учетом объемного КПД:

$$Q_k = \frac{Q}{\eta_{o5}} = 8,56 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{c.}$$
 (6)

Скорость на входе в рабочее колесо определяется с учетом полученного нового значения потока:

$$\upsilon_{in} = \alpha \times \sqrt[3]{Q_k \times n^2} = 0,559 \text{ m/c}^2, \tag{7}$$

где α – безразмерный коэффициент из формулы Руднева, который выбирается из диапазона 0,06–0,08 [11]. Входной диаметр рабочего колеса выводится из формулы:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \times Q_k}{\pi \times \upsilon_{in}}} = 0,0125 \text{ M.}$$
(8)

Применяя методику расчета [11], можно получить скорость потока на выходе и рассчитать диаметр рабочего колеса. В нашем рабочем колесе получены следующие значения:

$$\upsilon_{out} = 5,326 \text{ M/c}^2,$$

$$D_r = 2 \times R_r = 2 \times \frac{\upsilon_{out}}{\omega} = 0,046 \text{ M}.$$
(9)

На основе полученных габаритных размеров ротора строится модель рабочего колеса.

РОТОР КАНАЛЬНОГО ТИПА

Как указывалось, основным отличием проектируемой геометрии проточной зоны рабочего колеса является то, что в нем сформированы каналы постоянного сечения, что способствует созданию условий ламинарного потока крови внутри них. Каждый канал представляет собой трубку с круглым сечением постоянного диаметра, изогнутую по логарифмической спирали. Основным преимуществом такой конструкции канала является то, что угол касательной в произвольной точке кривой по отношению к радиус-вектору точки касания остается постоянным. Это позволяет при заданном диаметре канала получить постоянную скорость движения жидкости в нем. При этом угол выхода канала из ротора α, составляемый касательными логарифмической кривой и окружности диска ротора, в точке их пересечения должен стремиться к нулю. Это обеспечит максимальное сопряжение потока жидкости при переходе из ротора в выходную магистраль (спиральный отвод и диффузор).

Диаметр сечения канала D_{κ} и количество каналов n_k зависят от суммарной площади сечений выхода всех каналов, которая должна быть не меньше площади входа S_{in} в ротор, а также от размера боковой (радиальной) стенки ротора h. Диаметр конкретного канала может варьироваться при следующем соблюдении условия:

$$h > D_k,$$

$$S_{in} = \sum_{1}^{nk} S_n.$$
(10)

Количество витков спирали, образующей канал, предполагает плавное протекание объема жидкости за счет создания ламинарного течения в канале постоянного сечения.

На рис. 1, а, показаны основные элементы проектирования канала: α – угол выхода канала из ротора, который определяется касательной между вектором скорости потока в точке выхода из канала и касательной к вектору радиальной скорости в той же точке; θ – угол отклонения от нуля (параметр логарифмической спирали); D_k – диаметр трубчатого канала; r – радиус-вектор точки спирали; R – радиус-вектор точки выхода канала из ротора.

Параметры спирали, такие как угол отклонения от нуля θ , коэффициент радиуса витков *а* и коэффициент расстояния между витками *b* варьируются в зависимости от заданных габаритных параметров ротора и канала.

На основании проведенных расчетов был изготовлен макет центробежного насоса с ротором, проточная часть которого состоит из четырех каналов, закрученных по логарифмической кривой. Трехмер-



Рис. 1. Канальный ротор: а – схема проектирования канала; б – изометрический вид Fig. 1. Channel rotor: a – channel design scheme; б – isometric view

ный вид ротора показан на рис. 1, б. Сечение каналов имеет диаметр 5 мм. Вход в канал имеет касательное расположение ко входному внутреннему диаметру ротора. Оптимальный угол α составил 9 градусов с учетом отсутствия пересечения каналов внутри ротора. Выходная суммарная площадь всех каналов на боковой стенке ротора намного превышает площадь входного отверстия.

РАСЧЕТ СПИРАЛЬНОГО ОТВОДА

Одним из важных элементов расчета центробежного насоса является оптимизация входной и выходной области насоса. Расстояние от оси вращения, на которой начинается вход в пространство спирального отвода, определяется величиной рассчитанного диаметра ротора. Коэффициент соотношения выбирается из диапазона 1,03–1,05. Диаметр расположения входа в улитку вычисляется по формуле:

$$D_{\nu} = 1.04 \times D_r = 0.048 \text{ M.}$$
 (11)

Далее производится расчет площади сечения отвода на круговом диапазоне. Основное условие заключается в линейности увеличения потока, протекающего с каждым следующим сечением. Соответственно, этот поток напрямую зависит от площади сечения. Начальное сечение является началом построения спирали, конечное сечение определяет заданный в условии проектирования поток. В начальном сечении язык спирали должен касаться начальной окружности с диаметром D_y . Расчет предполагает построение 16 сечений для улучшения точности. Сечения расположены по окружности равномерно. Соотношение площади промежуточного сечения в зависимости от угла определяется линейным соотношением [12]:

$$F_i = Q_1 \times \frac{\varphi_i}{\varphi_p} \times \frac{\rho'}{K},\tag{12}$$

где ρ' – полюсное расстояние, принимаемое равным $D_y/2$ (м), *K* – момент скорости на выходе из рабочего колеса (м²/с), который рассчитывается по формуле:

$$K = \frac{g \times H}{\omega \times \eta_{\rm r}}.$$
 (13)

В таблице приведены значения площади сечения в зависимости от угла поворота. С полученными значениями построены 16 сечений. Каждое сечение имеет круговой профиль, что обеспечивает равномерное распределение вихревого потока в нем. На рис. 2 показан пример полученного круглого сечения улитки.

Таблица

Характеристики сечения

Section	charactoristics
Section	CHAI ACIEI ISUICS

Nº	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
φ _i , град.	0	22,5	45,0	67,5	90,0	112,5	135,0	157,5	180,0	202,5	225,0	247,5	270,0	292,5	315,0	337,5	360,0
F _i , мм ²	0	0,15	3,48	6,95	10,43	13,91	17,39	20,86	24,34	27,34	31,30	34,77	38,25	41,73	45,21	48,68	52,16



Рис. 2. Круглое сечение выходного тракта

Fig. 2. Round section of the output tract

Разработанный в результате расчетов спиральный отвод имеет форму, показанную на рис. 3, а. Сечение корпуса произведено по срединной линии выходного канала. Рис. 3, б, изображает векторное распределе-

ние скоростей в том же сечении при расчетах рабочей точки в программах моделирования.

На рис. 4 представлены векторы скоростей, показаны движения потоков жидкости в поперечном



Рис. 3. Выходной тракт насоса: а – программный вид; б – распределение скоростей потока

Fig. 3. Output pump path: a – program view; δ – distribution of flow rates



Рис. 4. Распределение скоростей потока в поперечном сечении насоса

Fig. 4. Distribution of flow velocities in the cross section of the pump

осевом сечении улитки при выходе из канала ротора. Важным свойством потока в сечении, перпендикулярном радиальному потоку, является разделение потока на два симметричных вихря с одинаковыми радиусами закрутки вместо единственного вихревого потока, заполняющего всю площадь сечения. Два вихря, обозначенных белыми крестами, дают меньшее значение турбулентности выходного потока и снижают энергетические потери.

В результате предварительных компьютерных исследований была построена 3-мерная модель насоса, показанная на рис. 5, а. К основным частям в виде корпуса и ротора был добавлен выходной штуцер, внутренний диаметр которого равен 10 мм. На основании данной модели с помощью компьютерного прототипирования были изготовлены детали макета насоса. Ротор также состоит из рабочей части и платформы, в которой размещаются неодимовые магниты с замыкающим кольцом из стали 10, являющиеся элементами внешнего привода насоса. Рабочая часть соединяется с платформой и фиксируется на шарнирно закрепленном шарике, установленном в центре нижней половины корпуса. Вращение осуществляется внешним приводом с помощью магнитной муфты. Сборка изготовленного образца из биосовместимого полимера показана на рис. 5, б.

К особенностям модели также стоит отнести изогнутый входной тракт. Объем заполнения рабочей камеры насоса составляет 23 мл.

Численная оценка турбулентности проведена с помощью расчета числа Рейнольдса (Re). Максимальные значения находятся вблизи рабочего колеса, а более низкие – на входном и выходном тракте насоса. Число Рейнольдса было оценено для проточной области с использованием программных данных и формулы:

$$Re_{imp} = \frac{2r^2\omega}{\upsilon},$$
$$\upsilon = \frac{\eta}{\rho},$$
(14)

где динамическая вязкость $\eta = 0,0035 \text{ кг} \times \text{м}^{-1} \times \text{c}^{-1}$; плотность крови $\rho = 1050 \text{ кг} \times \text{м}^{-3}$; ω – допустимые максимальные обороты рабочего колеса; *r* – радиус рабочего колеса. Для входного и выходного отверстий использовалась формула:

$$Re_{in} = \frac{v \times d}{v}.$$
 (15)

Скорость потока v является средней скоростью в отверстиях, зависит от расхода и сечения и вычисляется по формуле. Число Рейнольдса при рабочей скорости 2200 об/мин для входного отверстия составило – 2020, для области вращения – 64 680 и для выходного отверстия – 5700. Максимальное число Рейнольдса для входного отверстия составило 2600, для области вращения – 94 910 и для выходного отверстия – 8300 при сверхвысоких режимах вращения ротора насоса 3500 об/мин.

Диапазон скорости вращения рабочего колеса как на модели, так и на макете устанавливался в пределах от 1100 до 3500 об/мин. В исследовании на модели была использована сетка с минимальным размером ее элемента (тетраэдра) в 50 мкм. Данный размер позволяет провести расчеты с меньшими затратами времени и программных ресурсов.

На этапе программного расчета зазоры между ротором и внутренней поверхностью составили 800 мкм. Данный параметр выбран для обеспечения меньшего контакта поверхностей при работе макета насоса. Для уменьшения потерь на проток жидкости в зазорах была обеспечена соосность высоты выхода



Рис. 5. Виды спроектированного насоса: a - 3d-модель; δ – макет насоса Fig. 5. Types of the projected pump: a - 3d-model; δ – model of pump.

канала b_1 , которая равна диаметру канала, и толщины входа в улитку b_2 . Данный параметр предполагает также рекомендуемое соотношение этих величин: $b_2 = m \times b_1$, где m - коэффициент, зависящий от типа рабочего колеса. В данном случае m = 1,2 для нормального колеса, а $b_2 = 6$ мм (рис. 2).

На рис. 6 показан пример распределения давления в условиях рабочей точки. Поток имеет плавные переходы в области улитки. Улучшение распределения потока во многом определяется геометрией и позиционированием области сопряжения спирального отвода и выходного тракта. В нашем случае наибольшее значение сдвигового напряжения составило 32 Па на внутренней поверхности спирального отвода. Перепад давления составил 96,6 мм рт. ст. при расходе в 5 л/мин. Как уже отмечалось, важным параметром является вихреобразование, особенно при сопряжении выходного потока канала и пространства улитки.

Для сравнения расчетные значения расходно-напорной характеристики показаны на рис. 7. Полученные на гидродинамическом стенде РНХ (рис. 7, б) макета насоса показали минимальные расхождения с компьютерной моделью (рис. 7, а). Испытания проводились на гидродинамическом стенде, в котором насос последовательно соединен с резервуаром 35%



Рис. 6. Распределение давления при скорости вращения 2200 об/мин, расходе 5 л/мин и перепаде давления 97 мм рт. ст. Fig. 6. Pressure distribution at a speed of rotation of 2200 rpm, a flow rate of 5 l/min and a pressure drop of 97 mm Hg



Рис. 7. Расходно-напорная характеристика: а – полученная в стендовых испытаниях на 35% водном растворе глицерина; б – полученная с помощью моделирования

Fig. 7. Consumption-pressure characteristic: a - obtained in bench tests on a 35% aqueous solution of glycerin; $\delta - obtained$ by means of modeling

раствора глицерина. Минимальное отличие расчетных РНХ и полученных в испытаниях на стенде связано с потерями давления в трубках по закону Пуазеля, а также с наличием давления столба жидкости в резервуаре, составили в среднем 3,8%.

ОБСУЖДЕНИЕ И ВЫВОДЫ

Проведенные расчеты и испытания макетного образца центробежного насоса показали высокую корреляцию с заданными техническими параметрами, в первую очередь реальный перепад давления на рабочей точке, который отличается от теоретического на 3.6%. Расходно-напорная характеристика содержит достаточно плоские участки до расхода 5 л/ мин. Насос имеет возможность прокачивать объем жидкости более 10 л, что дает возможность использовать его в режиме пульсации. Режим работы ЭКМО имеет место при режимах вращения 3000-3500 об/ мин. В данном режиме насос выдерживает нагрузку 200-300 мм рт. ст. при расходе в 3 л/мин, которую требуется обеспечить при работе со взрослым пациентом [13]. Разработанная конструкция рабочего колеса позволила получить минимальные вихревые потоки и достаточно высокую ламинарность течения жидкости в каналах. Высокие значения числа Рейнольдса свидетельствуют о наличии турбулентности потока на выходе и в области сопряжения потоков, выходящих из каналов в область спирального отвода. С другой стороны, картина распределения векторов скоростей в поперечном сечении насоса свидетельствует о равномерном уравновешенном течении двух симметричных вихрей, что снижает падение энергии потока и уменьшает сдвиговые напряжения. Расчетное значение максимального касательного напряжения на рабочей точке насоса составило 32 Па при максимально допустимом пороге 150 Па. Местоположение этого максимального значения находилось в области сопряжения спирального отвода и выходного тракта. Данная зона является проблемной в каждом центробежном насосе ввиду сложности моделирования геометрии. Зачастую приходится изменять множество вариантов построения спирального отвода для выбора оптимального варианта. Стоит отметить важность плавности поверхностей проточной области для предотвращения турбулентного течения потока. Следующий этап разработки насоса включает в себя оптимизацию крепления корпусов, оптимизацию конструкции области сопряжения спирального отвода и выходного тракта, регулировку зазора между неподвижными и вращающимися поверхностями.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов. The authors declare no conflict of interest.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

- Thamsen B, Blümel B, Schaller J, Paschereit CO, Affeld K, Goubergrits L, Kertzscher U. Numerical Analysis of Blood Damage Potential of the HeartMate II and HeartWare HVAD Rotary Blood Pumps. Artif. Organs. 2015; 39 (8): 651–659. DOI: 10.1111/aor.12542.
- 2. Taskin ME, Fraser KH, Zhang T, Gellman B, Fleischli A, Dasse KA, Griffith BP. Computational characterization of flow and hemolytic performance of the UltraMag Blood Pump for circulatory support. Artificial Organs. 2010; 34 (12): 1099–1113.
- 3. Koert A, Gellman B, Gempp T, Dasse K, Gilbert R et al. Optimization of a miniature Maglev ventricular assist device for pediatric circulatory support. ASAIO J. 2007; 53: 23–31.
- 4. Burgreen G, Loree H, Bourque K, Dague C, Poirier V, Farrar D et al. Computational fluid dynamics analysis of a maglev centrifugal left ventricular assist device. Artif. Organs. 2004; 28: 874–880.
- 5. Yu H, Janiga G, Thévenin D. Computational fluid dynamics-based design optimization method for archimedes screw blood pumps. *Artif. Organs.* 2016; 40 (4): 341– 352.
- 6. *Mizunuma H, Nakajima R*. Experimental study on the shear stress distributions in a centrifugal blood pump. *Artif. Organs.* 2007; 31: 550–559.
- 7. Nishida M, Yamane T, Tsukamoto Y, Ito K, Konishi T, Masuzawa T et al. Shear evaluation by quantitative flow visualization near the casing surface of a centrifugal blood pump. JSME International Journal. 2002; 45: 981–988.
- 8. *Miyazoe Y, Sawairi T, Ito K, Konishi Y, Yamane T, Nishida M et al.* Computational fluid dynamics analysis to establish the design process of a centrifugal blood pump: second report. *Artif. Organs.* 1999; 23: 762–768.
- 9. *Miyazoe Y, Sawairi T, Ito K, Konishi Y, Yamane T, Nishida M et al.* Computational fluid dynamic analyses to establish design process of centrifugal blood pumps. *Artif. Organs.* 1998; 22: 381–385.
- 10. Kido K, Hoshi H, Watanabe N, Kataoka H, Ohuchi K, Asama J et al. Computational fluid dynamics analysis of the pediatric tiny centrifugal blood pump (TinyPump). *Artif. Organs.* 2006; 30: 392–399.
- Ломакин АА. Центробежные и осевые насосы. 2-е изд., перераб. и доп. М.–Л.: Машиностроение, 1966: 364. Lomakin AA. Centrifugal and axial pumps. 2-nd ed. M.: Mechanical Engineering, 1966: 364.
- Машин АН. Расчет и проектирование спирального отвода и полуспирального подвода центробежного насоса. Учебное пособие. М.: МЭИ, 1980: 43. Mashin AN. Calculation and design of the spiral branch and semi-helical approach of the centrifugal pump. Tutorial. M.: MEI, 1980: 43.
- 13. Готье СВ, Попцов ВН, Спирина ЕА. Экстракорпоральная мембранная оксигенаци кардиохирургии и трансплантологии. М.: Триада, 2013: 272. Gautier SV, Popcov VN, Spirina EA. Exstracorporeal membrane oxygenation. М.: Triada, 2013: 272.

Статья поступила в редакцию 18.04.2018 г. The article was submitted to the journal on 18.04.2018