

DOI: 10.15825/1995-1191-2025-3-125-133

ОПТИМИЗАЦИЯ РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ROTAFLW

А.П. Кулешов, Н.В. Грудинин, А.С. Бучнев

ФГБУ «Национальный медицинский исследовательский центр трансплантологии и искусственных органов имени академика В.И. Шумакова» Минздрава России, Москва, Российская Федерация

В процессе разработки отечественного аналога была выполнена модернизация рабочего колеса насоса RotaFlow (Maquet, Германия). Работа проводилась в рамках исследования условий эксплуатации центробежного насоса в терапии с использованием ЭКМО. Предложен новый дизайн крыльчатки ротора, который включает два типа лопастей – основные удлиненные, обеспечивающие значительную долю создаваемого напора, и укороченные дополнительные лопасти. В работе была создана трехмерная компьютерная модель центробежного насоса RotaFlow (Maquet, Германия) с обновленным рабочим колесом, выполненным в соответствии с предложенными изменениями. Кроме того, проведено сравнение разработанной крыльчатки с оригинальной крыльчаткой насоса для определения эффективности модернизации. Произведены расчеты параметров потока жидкости, таких как турбулентность и скорость течения жидкости в диапазоне режима насоса (расход от 1 до 5 л/мин, перепад давления 350 мм рт. ст.). Комбинация лопастей демонстрирует более оптимальную характеристику потока, чем оригинальная конструкция в условиях математических испытаний.

Ключевые слова: 3-мерная компьютерная модель, центробежный насос, турбулентность, рабочее колесо.

OPTIMIZATION OF IMPELLER DESIGN IN THE ROTAFLW CENTRIFUGAL PUMP

A.P. Kuleshov, N.V. Grudin, A.S. Buchnev

Shumakov National Medical Research Center of Transplantology and Artificial Organs, Moscow, Russian Federation

As part of the development of a domestic counterpart, the impeller of the RotaFlow centrifugal pump (Maquet, Germany) was modernized within the framework of research into the operating conditions of centrifugal pumps used in extracorporeal membrane oxygenation (ECMO) therapy. A novel rotor impeller design was proposed, featuring two types of blades: the primary elongated blades responsible for generating most of the pressure, and secondary shortened auxiliary blades. A three-dimensional computational model of the RotaFlow pump was created incorporating the redesigned impeller. To evaluate the effectiveness of the modernization, the new design was compared to the original Maquet impeller. Computational simulations were conducted to analyze key fluid dynamics parameters, such as turbulence intensity and flow velocity, within the typical operating range of the pump (flow rates from 1 to 5 L/min at a pressure drop of 350 mmHg). Mathematical modeling demonstrated that the new blade configuration yields improved flow characteristics compared to the original design.

Keywords: 3-dimensional computer model, centrifugal pump, turbulence, impeller.

ВВЕДЕНИЕ

Несмотря на то что насосы для ЭКМО рассчитаны на определенное значение расхода и давления, их часто используют в широком диапазоне параметров гемодинамики. Насосы ЭКМО часто используются

в условиях, требующих от них создания высокого давления – 300–400 мм рт. ст. – для преодоления сопротивления мембраны оксигенатора и создания в данных условиях требуемого организму пациента расхода до 5 л/мин [1]. Центробежные насосы

Для корреспонденции: Кулешов Аркадий Павлович. Адрес: 123182, Москва, ул. Щукинская, д. 1. Тел. (915) 292-47-98. E-mail: ilovemylene@yandex.ru

Corresponding author: Arkady Kuleshov. Address: 1, Shchukinskaya str., Moscow, 123182, Russian Federation. Phone: (915) 292-47-98. E-mail: ilovemylene@yandex.ru

создают преимущественно компактными с габаритами рабочего колеса не более 50 мм, как, например, RotaFlow (Maquet, Германия) [2], CentriMag (США) [3] или Deltastream Medos (Германия) [4]. Снижение габаритов РК неизбежно приводит к увеличению скорости вращения, а также к увеличению шага изменения скорости при регулировке параметров гемодинамики. Эмпирически КПД при уменьшении диаметра рабочего колеса в 2 раза снижается на 5–10 процентных пунктов [5]. Это объясняется изменением соотношения площади поверхности к объему и снижением относительных гидравлических потерь. При этом малогабаритные насосы часто применяют в режимах ЭКМО при минимальном расходе, в то время как насос рассчитан на применение в рабочей точке, с гораздо большим значением. Это также снижает эффективность насоса и повышает турбулентные и застойные зоны в нем ввиду увеличения времени экспозиции. В данных условиях насос выходит из своего рассчитанного диапазона применения, тем самым снижая свою эффективность. Одновременное увеличение времени экспозиции при высоких оборотах способствует травме крови [6]. Образование зон касательного напряжения и увеличение времени экспозиции крови резко повышают уровень гемолиза. Одновременно с этим широко признано, что тромбогенный потенциал систем ЭКМО также обусловлен механическим воздействием, который способствует инициированию биохимических каскадов. *In vivo* характеристика тромбообразования изучалась группой Гастингс et al. [7], которая оценивала тромбогенность путем анализа различных компонентов контура ЭКМО, где было обнаружено, что центробежный насос, трубки и соединители являются основными факторами образования тромбов. Сегодня существует метод оценки насоса не только в валидированном режиме для ОЛЖ, описанном в различных статьях [8–10], но также режим испытания насоса в условиях ЭКМО [11]. Часто насосы применяют универсальным образом, но устройство с хорошими характеристиками потока при ОЛЖ могут иметь не самые лучшие характеристики при ЭКМО.

Правильным решением является создание линейки насосов, которые имеют эффективные диапазоны расхода и давления для индивидуальных режимов применения и для использования разных оксигенаторов с разным сопротивлением. Примером данного подхода является линейка имплантируемых систем Jarvis [12]. К сожалению, данный подход является крайне дорогостоящим, и насосы продолжают применяться как универсальный компонент для любого режима работы ЭКМО. Одним из вариантов улучшения существующих систем является оптимизация или переработка крыльчатки насоса. Улучшение должно приводить к снижению скорости вращения РК при сохранении давления и расхода или же к улучшению

течения жидкости в насосе со снижением времени экспозиции. В данном исследовании показан метод оптимизации крыльчатки насоса RotaFlow, который приводит к снижению гемолиза насоса за счет снижения скорости вращения импеллера, что может улучшить работу насоса при высоких нагрузках.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Следующее описание предназначено для получения представления о способе модернизации рабочего колеса (РК) насоса RotaFlow. Начальным этапом работы было сканирование деталей насоса для воссоздания 3D-модели насоса. Сканирование производилось с помощью 3D-сканера 3DMakerpro Seal (Китай). В результате по образам полученного сканирования с точностью 0,01 мм прорисовывались эскизы насоса и 3-мерные конструкции, образующие каждую деталь в отдельности. Финальная сборка редактировалась в графическом модуле Solidworks PhotoView 360, в котором загружались материалы и текстуры. Итоговый вариант насоса показан на рис. 1.

РК включает в себя ротор, который разделяется на две части: колпак и крыльчатку. В свою очередь крыльчатка представляет собой разработанный набор лопастей, непосредственно созданный для генерации напора. Лопастей РК сконструированы таким образом, чтобы минимизировать напряжение сдвига, оказываемое на кровь, проходящую через насос. Настоящая модель имеет в своем составе комбинацию из сопряжения двух типов лопастей, обозначаемых далее как основная удлиненная лопасть и дополнительная укороченная. Вариант преобразования оригинальной крыльчатки в оптимизированную показан на рис. 2.

Комбинация лопастей использует одинаковое количество одной и другой лопасти в роторе по три с равномерным распределением на колпаке для поддержания секторальной симметрии. При этом основная



Рис. 1. Воссозданная 3D-модель насоса RotaFlow (Maquet)

Fig. 1. Reconstructed 3D model of the RotaFlow pump (Maquet, Germany)

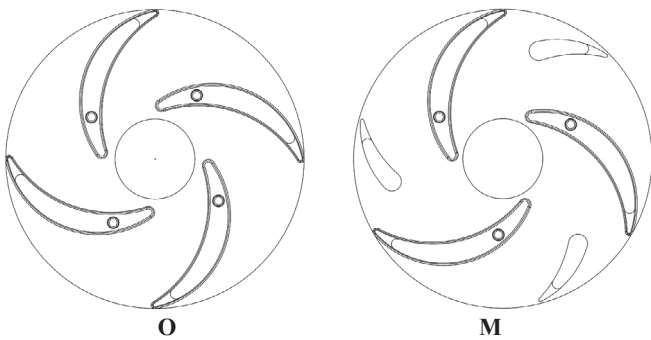


Рис. 2. Профили крыльчатки оригинального (О) и модифицированного (М) исполнения

Fig. 2. Impeller blade profiles of the original (O) and modified (M) RotaFlow pump designs

лопасть на 50° отстает от следующей за ней по часовому направлению дополнительной лопасти. В частности, дополнительная лопасть является урезанной версией основной лопасти, имеющей $\frac{1}{3}$ длины от нее.

Лопастей дополнительно имеют обтекаемый профиль, рассчитанный по упрощенной методике построения, в которой лопасти построены по дуге окружности. Профиль лопастей оптимизирован с помощью компьютерного моделирования гидродинамики, для уменьшения напряжения сдвига, приложенного к крови, протекающей через устройство.

Метод создания крыльчатки иллюстрирован рис. 3, на котором изображен общий чертеж построения лопасти, где показан профиль срединной дуги лопасти.

Построение ведется следующим образом. Проводятся окружности начала 1 и конца лопасти 2 с диаметрами D_1 и D_2 . На окружности конца лопасти выбираем точку А, которую соединяем с центром окружности О. От радиуса ОА откладываем угол, равный сумме углов наклона лопасти на входе β_1 и выходе β_2 . Под этим углом проведем радиус ОВ окружности начала лопасти. Пересечением отрезка ОВ и окружности (1) является точка С. Через точки А и С проводим луч до пересечения с окружностью диаметра входа колеса в точке D. Точка D является точкой начала лопасти, а точка А ее концом. Далее из точки А проводим луч под углом β_2 к АО, который откладываем влево от ОА. Из середины Е линии AD восстанавливаем перпендикуляр до пересечения его с лучом из точки А в точке О1. Точка О1 является центром, а отрезки АО1 и ЕО1 являются равными радиусу дуги лопасти R_L . Из точки О проводим дугу, образующую среднюю линию профиля лопасти. Дуга АД условно является мерой длины лопасти. В граничных условиях окружность начала лопасти и конца лопасти совпадают с диаметром входа ротора 3 и диаметром ротора 4. Радиус лопаток колеса в таком случае может быть определен по формуле:

$$R_L = \frac{\left(\frac{D_2}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_1}{2}\right)^2}{D_2 \cdot \cos \beta_2 - D_1 \cdot \cos \beta_1}$$

Построение профиля внутренней и внешней стенок основной лопасти выполнено также в соответствии с методом построения с корректировкой параметров для придания толщины (рис. 3, б). В данном случае показан пример построения срединной дуги лопасти с углами входа β_1 и выхода β_2 для образца модифицированной модели равными 33° и 22° соответственно. Угол входа β_1 и выхода β_2 может варьироваться в пределах от 10 до 60 градусов, в зависимости от гидродинамических расчетов для разработки устройства с конкретными условиями эксплуатации.

Построение дополнительной лопасти происходит по такому же методу, как и построение основной лопасти, с тем отличием, что длина дуги этой лопасти составляет $\frac{1}{3}$ от дуги основной лопасти. В данном случае оптимальная модель была получена из нескольких вариантов исполнения и показала себя лучше вариантов с параметрами соотношения длин короткой и длинной лопастей $\frac{1}{4}$ и $\frac{1}{2}$.

Каждая из лопастей имеет утолщение в средней части изгиба с максимальным значением не более 4 мм, которая приблизительно в 1,5–2 раза превышает толщину на выходной кромке.

Анализ компьютерной гидродинамики (CFD)

Геометрия двух насосов, полученная путем измерения реальных компонентов устройства, была

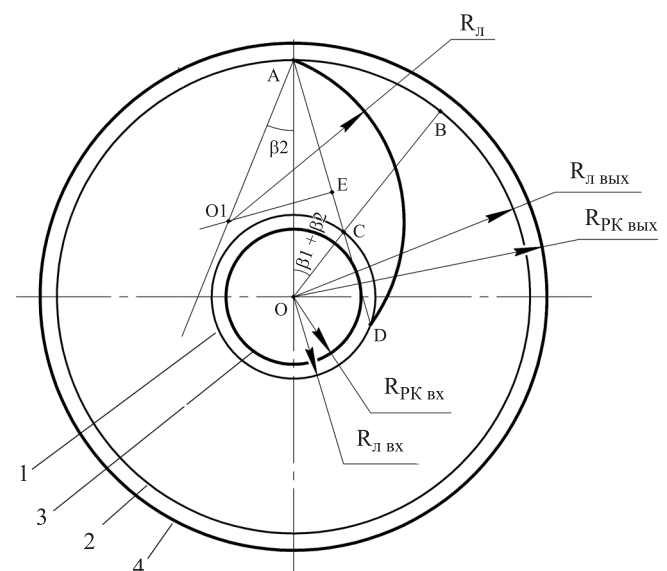


Рис. 3. Построение основной лопасти модифицированной крыльчатки

Fig. 3. Structural design of the main blade in the modified RotaFlow pump impeller

преобразована в CAD-формат для экспорта в системы автоматизированного проектирования. Численное моделирование потока внутри трех насосов было проведено с использованием коммерческого пакета CFD (Fluent 14.2, ANSYS, Inc, Canonsburg, Пенсильвания). Для расчета расхода использовалась как структурированная, так и неструктурированная сетка. Подробности процедуры создания сетки можно найти в публикациях [13]. Распределение течения в насосах было получено путем численного решения уравнений, определяющих течение жидкости, с использованием коммерческого CFD-решателя FLUENT 14.2 на основе неструктурированной сетки конечного объема (ANSYS Inc., Канонсбург, Пенсильвания). На входе и выходе насоса были заданы граничные условия нулевого давления и высокого давления, которое способен преодолеть насос при заданной скорости вращения, соответственно. Стенки насосов считались жесткими с заданной шероховатостью 5 мкм, что соответствует качеству поверхности, произведенной методом литья под давлением. Кровь рассматривалась как несжимаемая ньютоновская жидкость с плотностью 1060 кг/м^3 и вязкостью $0,003763 \text{ Па}\cdot\text{с}$ [14]. Для решения всех уравнений, определяющих движение жидкости, была использована k-ε-модель. Соответствующие скорости вращения насосов были установлены на уровне 2000, 2500, 3000, 3500 об/мин. Сходимость результатов 10^{-4} . Диапазон скорости вращения РК как на модели, так и в макетном образце устанавливался в пределах от 1100 до 3500 об/мин. В исследовании на модели была использована сетка с минимальным размером элементов (тетраэдра) в 50 мкм. Данный размер позволяет провести расчеты с меньшими затратами времени и программных ресурсов.

Моделирование течения потока и РНХ

Проведена оценка расходно-напорной характеристики двух вариантов исполнения крыльчатки – оригинальной и модифицированной. Был использован метод замороженного ротора (англ. Frozen rotor). Давление на входе устанавливалось равным 1 мм ртутного столба, давление на выходе регулировалось для достижения расхода в диапазоне от 1 до 5 л/мин. При этом на входе насоса устанавливались минимальные параметры турбулентности: интенсивность 1% и масштаб 0,1 мм.

Моделирование и анализ течения потока в режиме ЭКМО производились в несколько измененных условиях. По полученным данным расходно-напорных характеристик выбирались точки двух насосов, в которых давление составляло 350 мм ртутного столба, расход составлял 1, 3 и 5 л/мин. При этом на входе насоса были повышены начальная интенсивность и масштаб турбулентности в два раза, которые теперь составили следующие значения. В данных условиях

были оценены картина течения и параметры турбулентности, такие как интенсивность турбулентности, масштаб турбулентности в различных зонах насоса, а также в горизонтальном сечении ротора. Были проведены аналитические сравнения картин турбулентности обеих моделей.

Численная оценка турбулентности проведена с помощью расчета числа Рейнольдса (Re). Максимальные скоростные значения потока находятся на выходе из каналов РК, а более низкие значения – в области входного и выходного тракта насоса. Число Рейнольдса было оценено для проточной области с использованием программных данных и формулы:

$$\text{Re}_{\text{imp}} = \frac{2r^2\omega}{\nu},$$
$$\nu = \eta/\rho,$$

где динамическая вязкость $\eta = 0,0035 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-1}\cdot\text{с}^{-1}$; плотность крови $\rho = 1050 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-3}$; ω – допустимые максимальные обороты РК; r – радиус РК.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Гидродинамические характеристики

Оценка CFD-моделей проводилась путем сравнения численного прогноза напора оригинальной конструкции РК и разработанной. Зависимости давления от расхода показаны на рис. 4.

На графиках сплошные линии представляют данные ротора с четырьмя лопастями до модификации, прерывистые линии представляют моделируемые данные модели с тремя длинными и тремя укороченными лопастями. Цвет соответствует заданной скорости вращения насосов. Наблюдается увеличение напора при оптимизации РК.

Распределение турбулентности и течения жидкости

На рис. 5 представлены движения потоков жидкости в поперечном осевом сечении улитки при выходе из канала РК. Свойством потока в сечении, перпендикулярном радиальному потоку, является симметричный вихрь в выходном сечении, заполняющий всю площадь. Цветом обозначены уровни масштаба турбулентности и интенсивности турбулентности при потоках 1, 3 и 5 л/мин. На рис. 6 представлены векторы скорости движения в продольном сечении.

Сводная табл. 1 численных изменений структуры потока показывает динамику улучшения течения крови. Рассмотрены основные параметры турбулентного потока, такие как масштаб, интенсивность и время экспозиции. Численная оценка турбулентности также проведена с помощью расчета числа Рейнольдса (Re). Максимальные скоростные значения потока находятся на выходе из каналов РК, а более низкие значения в области входного и выходного тракта насоса.

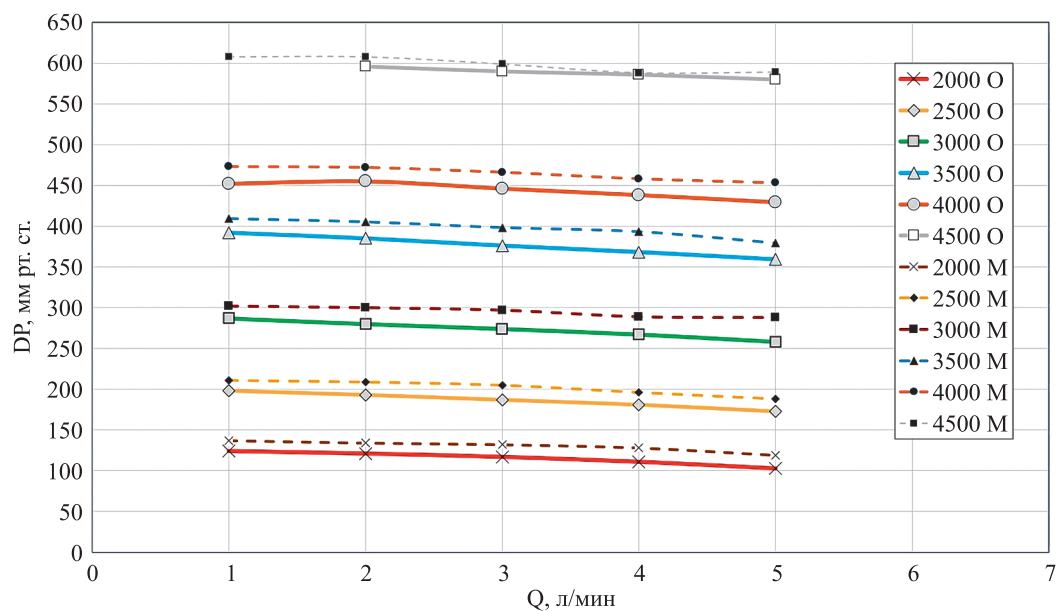


Рис. 4. Измерение РНХ насоса RotaFlow. Сплошные линии – оригинальный ротор, прерывистые линии – модифицированный ротор

Fig. 4. Measurement of the Rotaflow pump's head-capacity curve (HCC). Solid lines represent the original rotor, dashed lines correspond to the modified rotor

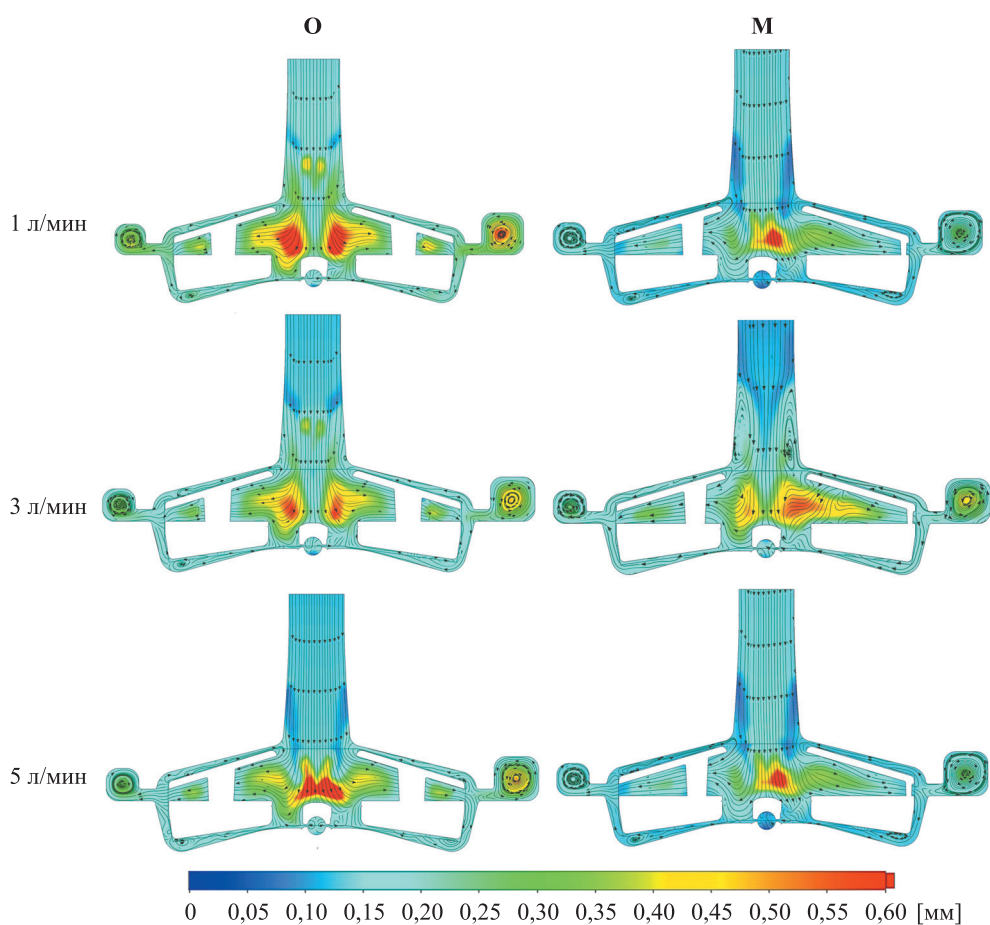


Рис. 5. Распределение турбулентных зон интенсивности в поперечном сечении насоса с крыльчаткой оригинального (О) и модифицированного (М) исполнения

Fig. 5. Distribution of turbulence intensity in a cross-sectional view of the pump, comparing the original (O) and modified (M) impeller designs

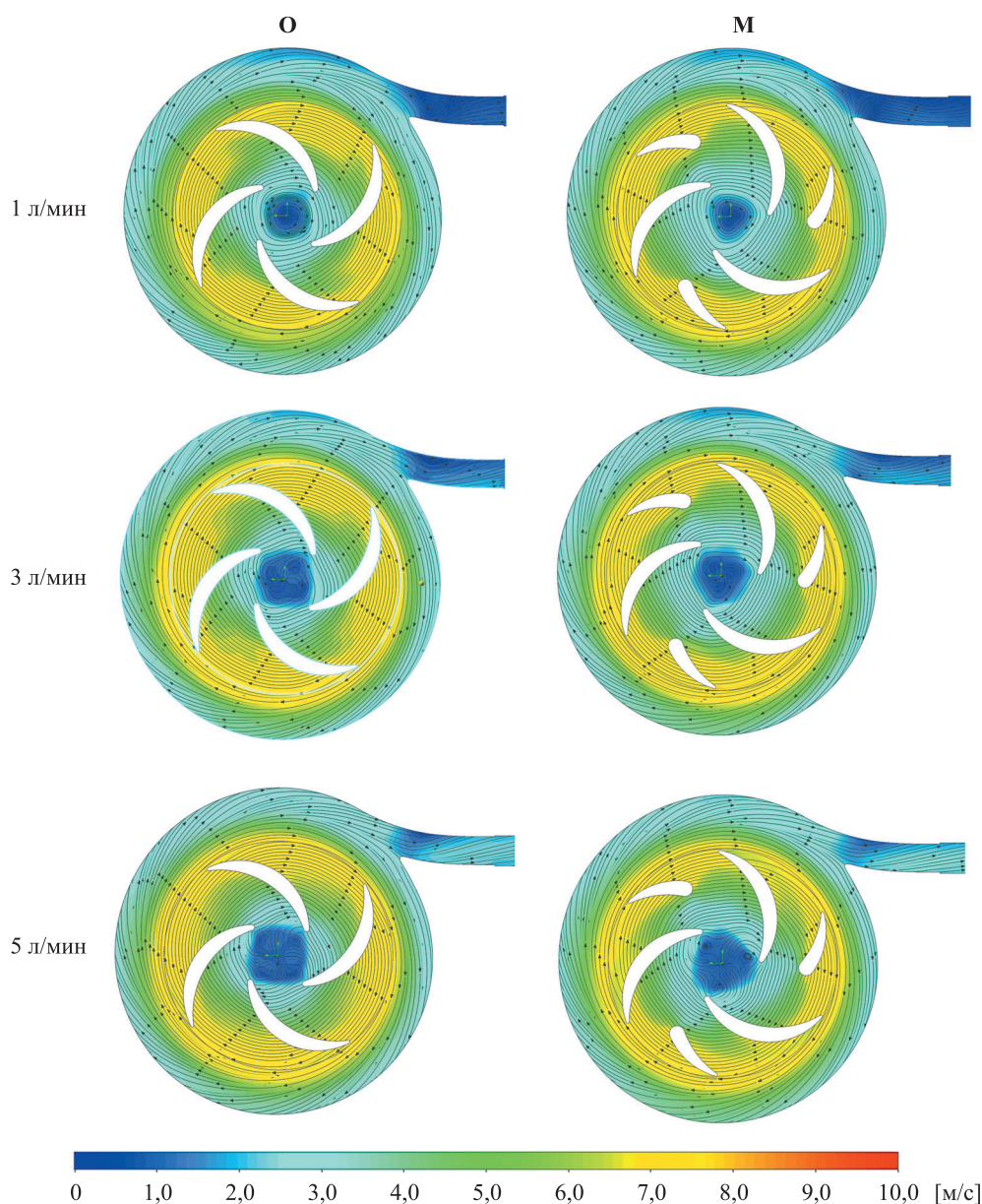


Рис. 6. Распределение скоростей потока в продольном сечении насоса с крыльчаткой оригинального (О) и модифицированного (М) исполнения. Выделены активные зоны турбулентности и застойных зон

Fig. 6. Distribution of flow velocities in the longitudinal section of the pump with the original (O) and modified (M) impeller designs. Zones of active turbulence and flow stagnation are highlighted

Таблица 1

Параметры потока насоса с крыльчаткой оригинального и модифицированного исполнения

Flow parameters of the pump with the original and modified impeller designs

Параметры потока	Давление 350 мм рт. ст., расход 1 л/мин		Давление 350 мм рт. ст., расход 3 л/мин		Давление 350 мм рт. ст., расход 5 л/мин	
Модель	Оригинал	Модификация	Оригинал	Модификация	Оригинал	Модификация
Скорость вращения РК, об/мин	3470	3375	3535	3445	3595	3505
Масштаб турбулентности, мм (ср./макс.)	0,37/0,70	0,44 / 0,68	0,33 / 0,62	0,26 / 1,03	0,71 / 1,02	0,71 / 1,2
Интенсивность турбулентности, %	40 / 211	20 / 118	18 / 247	30 / 223	13 / 474	15 / 823
Время экспозиции, с (ср./макс.)	0,53 / 0,87	0,32 / 0,51	0,28 / 0,438	0,3 / 0,45	0,27 / 0,34	0,31 / 0,41
Максимальная скорость, м/с	3,5 / 9,0	3,4 / 8,9	3,6 / 9,3	3,6 / 9,0	3,4 / 9,2	3,5 / 9,1
Число Рейнольдса	25505	25034	26026	25322	26243	25531

ОБСУЖДЕНИЕ

Проведенные расчеты и испытания двух образцов ЦН показали возможность небольшого улучшения гидродинамики без применения полной перестройки центробежного насоса. РНХ оптимизированного ротора также имеет пологие участки до расхода 5 л/мин, свойственные характеристикам ЦН, и при этом среднее давление при фиксированной скорости вращения увеличилось на 80–90 мм рт. ст. Это означает, что с данной модификацией можно снизить на 70–100 об/мин вращение ротора, что увеличит гидравлический КПД на 3–5%. Как следствие, вращение шести лопаток лучше вымывает поток из центральной осевой зоны, что также проявляется в сниженном времени экспозиции. Максимальная скорость прохождения частицы уменьшилась на 0,10–0,15 с.

Масштаб турбулентности претерпел изменение в сторону уменьшения размеров вихрей. При этом среднескоростные параметры скорости потока и визуального количества вихрей уменьшились умеренно, что в целом может внести небольшой вклад в снижение общей нагрузки на клетки крови.

Следует подчеркнуть важность сохранения плавности скоростного перехода поверхностей в проточной области для предотвращения возникновения турбулентного течения в модифицированном роторе центробежного насоса. Это можно наблюдать на рис. 5 и 6. Высокие значения числа Рейнольдса присущи обоим роторам, хотя имеют значения ниже в модифицированной модели на 500 пунктов. Картины распределения векторов скорости потока и параметров турбулентности указывают на наличие турбу-

лентности на выходе и в зоне соединения потоков, выходящих из каналов в область спирального отвода. Однако данные о распределении векторов скоростей потока в поперечном сечении насоса демонстрируют сбалансированное и равномерное течение в новой модели ротора, что способствует снижению падения энергии и уменьшению сдвиговых напряжений.

Также были выявлены явные различия между тремя картинками рециркуляции при разном расходе. У обеих моделей при снижении расхода наблюдается образование зон рециркуляции на сопряжении спирального отвода и выходного тракта, характерного острым краем, который называется языком. Эта область рециркуляции была заметно больше в оригинальной модели и связана с увеличением времени экспозиции. На высокой скорости вращения при снижении расхода у обоих вариантов в верхнем и нижнем зазорах между дном и ротором появились взаимно ориентированные вихри, так называемые вихри Тейлора–Куэтта (рис. 7).

Было обнаружено, что вихри на кончиках лопастей более выражены в режимах с использованием оригинального РК по сравнению с модифицированным благодаря более низкой скорости потока и скорости вращения крыльчатки.

Максимальное количество траекторий с увеличенным временем экспозиции характерно для низкого расхода, при котором частицы дольше оставались в спирали насоса. Траектории частиц, попавших в рециркуляционный поток в таком случае, составляют до 30 % общего потока частиц. Время прохождения траектории до выхода сильно завышается из-за

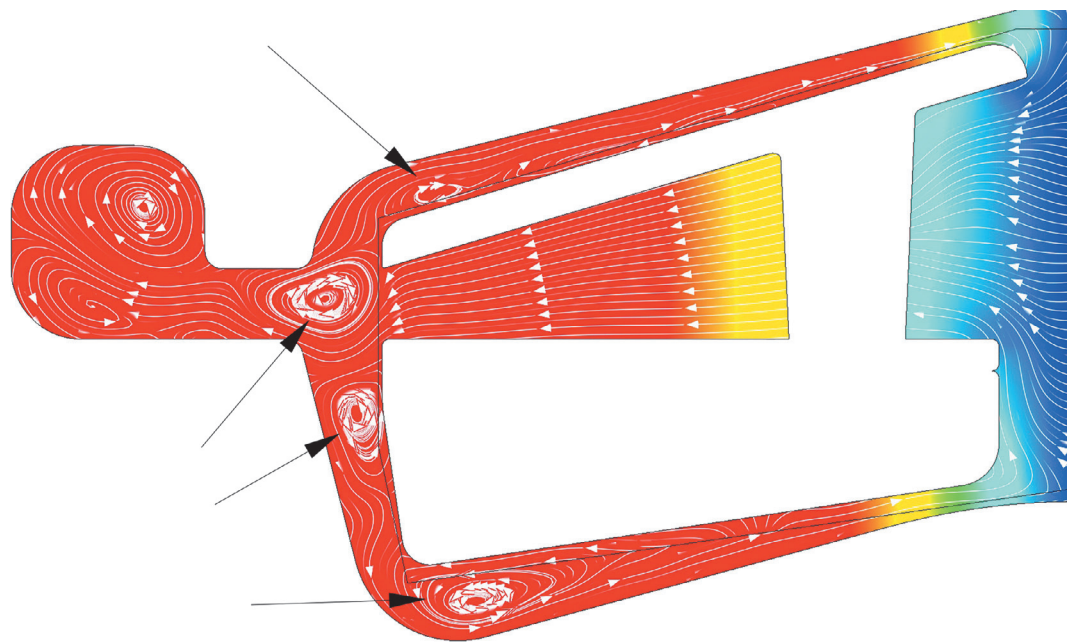


Рис. 7. Вихри Тейлора–Куэтта при расходе 1 л/мин

Fig. 7. Formation of Taylor–Couette vortices in the flow path of the pump at a flow rate of 1 L/min

попадания в вихревой поток Тейлора–Куэтта. Этот обратный поток вызвал обратное закручивающее движение во впускной трубе вблизи стенки трубопровода, изображенное на рис. 7. Чтобы подтвердить этот вывод, было проведено дополнительное моделирование с использованием как воды, так и ньютоновского анализа крови. Это явление наблюдалось для обеих жидкостей при скорости 1 л/мин, но также и при скорости 3 л/мин. Однако это явление не было замечено при моделировании насоса с расходом 5 л/мин.

Эффективность работы насосов является ключевым экономическим и технологическим показателем. Современные стандарты проектирования и эксплуатации требуют соблюдения минимальных показателей КПД для обеспечения энергоэффективности насосных систем. При номинальной нагрузке КПД не должен быть ниже 65%. Этот показатель в системах ЭКМО резко снижается ввиду стремления к миниатюризации систем.

Эмпирическое правило зависимости КПД от размеров насоса: для геометрически подобных насосов при увеличении диаметра рабочего колеса в 2 раза КПД повышается на 5–8 процентных пунктов [5]. Это объясняется изменением соотношения площади поверхности к объему и снижением относительных гидравлических потерь и поясняется формулой прироста КПД:

$$\Delta\eta \approx 6\% \cdot \log(D_1/D_2),$$

где D_1 и D_2 – диаметры ротора до и после изменения.

Увеличение расхода насоса также положительно сказывается на увеличении эффективности, что показывает соотношение:

$$\eta_{\max} \approx 0,8 + 0,0323 \cdot \log(Q),$$

где Q – расход [$\text{м}^3/\text{ч}$].

Эмпирическое правило для практического использования законов аффинности: при увеличении частоты вращения на 10% расход повышается на 10%, давление – на 21%, при снижении частоты вращения на 10% расход снижается на 10%, давление – на 19% [5]. Модифицированная конструкция ротора снизила частоту вращения РК, но за счет улучшения крыльчатки сохранила расход и напор. Модификации ротора привели к небольшому увеличению КПД системы, что отражено в табл. 2.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Законы аффинности применительно к центробежным насосам работают с точностью до 5% в диапазоне изменения частоты вращения $\pm 30\%$ от номинальной. В условиях проектирования насосов для ЭКМО важным фактором становится травма крови и небольшой объем заполнения, особенно в условиях педиатрии. Проточный тракт проектируется с

Таблица 2

Изменение КПД насоса при использовании исследуемых роторов

Comparison of pump efficiency using the original and modified rotor designs

Ротор	КПД, %	
	Оригинальный	Модификация
Расход 1 л/мин	47,7	48,3
Расход 3 л/мин	39,7	40,2
Расход 5 л/мин	14,0	15,2

плавными переходами, максимально эффективной крыльчаткой, которая должна работать при минимальном скоростном режиме и относительно низком для центробежных систем расходе. В таких условиях трудно добиться высокого КПД таких систем. Но также нерационально использовать насосы на всем промежутке их РНХ. При больших отклонениях от рабочей точки происходит снижение гидравлического КПД и режима течения.

Можно сделать вывод, что переход к устройству с тремя длинными и тремя короткими лопастями имеет положительные стороны. Но при этом создание линейки насосов, которые смогут перекрыть диапазон расхода и давления для разных пациентов, остается более актуальным.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

The authors declare no conflict of interest.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. Гомье СВ, Попцов ВН, Спирина ЕА. Экстракорпоральная мембранная оксигенация кардиохирургии и трансплантологии. М.: Триада, 2013; 272. Gautier SV, Poptsov VN, Spirina EA. Extracorporeal membrane oxygenation in cardiac surgery and transplantation. M.: Triada, 2013; 272.
2. Orime Y, Shiono M, Yagi S. Jostra Rota Flow RF-30 Pump System: A New Centrifugal Blood Pump for Cardiopulmonary Bypass. *Artificial Organs*. 2000; 24 (6): 437–441.
3. Nagaoka E et al. MedTech Mag-Lev, single-use, extracorporeal magnetically levitated centrifugal blood pump for mid-term circulatory support. *ASAIO J*. 2013. 59: 246–252.
4. Fleck T, Benk C, Klemm R et al. First serial *in vivo* results of mechanical circulatory support in children with a new diagonal pump. *Eur J Cardiothorac Surg*. 2013; 44 (5): 828–835. doi: 10.1093/ejcts/ezt427.
5. Карелин ВЯ, Минаев АВ. Насосы и насосные станции. М.: Стройиздат, 2016; 320. Karelin VYa, Minaev AV. Nасы и насосные станции. М.: Stroyizdat, 2016; 320.
6. Liu GM, Jin DH, Jiang XH et al. Numerical and *In Vitro* Experimental Investigation of the Hemolytic Performance at the Off-Design Point of an Axial Ventricular

- Assist Pump. *ASAIO J.* 2016; 62 (6): 657–665. doi: 10.1097/MAT.0000000000000429.
7. *Hastings SM, Ku DN, Wagoner S et al.* Sources of circuit thrombosis in pediatric extracorporeal membrane oxygenation. *ASAIO J.* 2017. 63: 86–92.
8. Бучнев АС, Кулешов АП, Есипова ОЮ, Дробышев АА, Грудинин НВ. Гемодинамическая оценка устройства генерации пульсирующего потока в системах обхода левого желудочка сердца. *Вестник трансплантологии и искусственных органов.* 2023. 25 (1): 106–112. *Buchnev AS, Kuleshov AP, Esipova OYu, Drobyshev AA, Grudin NV.* Hemodynamic evaluation of pulsatile-flow generating device in left ventricular assist devices. *Russian Journal of Transplantology and Artificial Organs.* 2023; 25 (1): 106–112. <https://doi.org/10.15825/1995-1191-2023-1-106-112>.
9. *Itkin GP, Bychnev AS, Kuleshov AP et al.* Haemodynamic evaluation of the new pulsatile-flow generation method *in vitro*. *The International Journal of Artificial Organs.* 2020; 43 (6): 157–164.
10. *Roberts N, Chandrasekaran U, Das S et al.* Hemolysis associated with Impella heart pump positioning: *In vitro* hemolysis testing and computational fluid dynamics modeling. *Int J Artif Organs.* 2020. Mar 4: 391398820909843. doi: 10.1177/0391398820909843.
11. *Li P, Mei X, Ge W et al.* A comprehensive comparison of the *in vitro* hemocompatibility of extracorporeal centrifugal blood pumps. *Front Physiol.* 2023. May 9; 14: 1136545. doi: 10.3389/fphys.2023.1136545.
12. *Kilic A, Nolan TD, Li T et al.* Early *in vivo* experience with the pediatric Jarvik 2000 heart. *ASAIO J.* 2007; 53 (3): 374–378. doi: 10.1097/MAT.0b013e318038fc1f.
13. *Tanikawa C, Kamatani Y, Terao C et al.* Risk Loci Identified in a Genome-Wide Association Study of Urolithiasis in a Japanese Population. *J Am Soc Nephrol.* 2019; 30 (5): 855–864. doi: 10.1681/ASN.2018090942.
14. *Fiusco F, Broman LM, Prahl Wittberg L.* Blood Pumps for Extracorporeal Membrane Oxygenation: Platelet Activation During Different Operating Conditions. *ASAIO J.* 2022; 68 (1): 79–86. doi: 10.1097/MAT.0000000000001493.

Статья поступила в редакцию 5.06.2025 г.
The article was submitted to the journal on 5.06.2025