

Ю. А. Гришин, И. В. Москалев

ЧИСЛЕННЫЙ РАСЧЕТ ВИХРЕВОГО ПНЕВМОСТАРТЕРА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

С помощью программного комплекса Flow Vision, предназначенного для пространственных расчетов течений жидкости и газа, выполнено моделирование работы вихревого турбостартера для дизельного двигателя на номинальной частоте вращения при различных перепадах давления. Получены расчетные поля скоростей и зависимость крутящего момента от перепада давления, хорошо согласующаяся с результатами соответствующих экспериментов.

E-mail: grishin@power.bmstu.ru; moskaleviv@gmail.com

Ключевые слова: стартерные системы, вычислительная гидродинамика, Flow Vision, роторно-вихревые турбины, пуск дизельных двигателей, пневмопуск.

Пусковые системы являются неотъемлемой частью силовых установок с двигателями внутреннего сгорания (ДВС). Дальнейшее улучшение пусковых качеств этих систем — одно из важнейших направлений совершенствования двигателей. Существует несколько способов пуска ДВС: инерционно-ручной, пневмопуск, с помощью пускового ДВС, пуск стартером. Применяют стартеры с силовой установкой двух типов: электродвигатель и воздушная турбина.

Наиболее распространенной системой пуска ДВС является электростартерная. Однако данная система имеет ряд недостатков: высокий удельный вес, наличие вредных веществ, необходимость применения цветных дорогостоящих металлов, заметное снижение емкости аккумуляторов при низких температурах вследствие чего существенно снижается мощность. Кроме того, электростартеры являются пожароопасными устройствами.

В северных широтах для пуска мощных транспортных дизельных двигателей целесообразно использовать турбостартеры, которые лишены недостатков, свойственных электростартерам. В настоящее время для пуска таких двигателей начинают применять роторно-пластинчатые и радиально-осевые турбины. Важным достоинством турбостартеров являются пожаробезопасность, низкая стоимость производства и эксплуатации [1], высокая мощность. К недостаткам роторно-пластинчатых турбостартеров относятся высокий уровень шума, большой расход масла, быстрый износ трущихся деталей [2]. Кроме того, при низких температурах отмечается примерзание пластин к стенкам статора вследствие наличия конденсата.

Более высокий КПД благодаря отсутствию трения между ротором и статором имеют стартерные системы с радиально-осевыми

турбинами. Пионером в области производства турбостартеров является компания TDI, США [3] — крупнейший производитель таких систем. Ко всем перечисленным выше достоинствам турбостартеров следует добавить отсутствие необходимости в жидкой смазке рабочей полости и весьма длительный срок эксплуатации (от 12 до 20 лет) [1]. В работах [4, 5] отмечается и более высокий КПД этих систем по сравнению с роторно-пластинчатыми.

Однако данные турбостартерные системы имеют и серьезный недостаток. Радиально-осевые турбины эффективно работают в диапазоне десятков и сотен тысяч оборотов в минуту, а пусковые частоты мощных средне- и низкооборотных транспортных дизелей не превышают $1\,500\text{ мин}^{-1}$. В сложных дорогостоящих редукторах, заметно снижающих КПД системы, необходимо применение смазки. Число оборотов можно понизить при использовании многоступенчатых турбин, однако такое усложнение конструкции нерационально. Альтернативным решением является использование низкооборотных вихревых турбин, в которых поток в процессе вихревого движения многократно вступает во взаимодействие с лопатками ротора. При этом вихревые турбины имеют достаточно простую конструкцию даже в случае многоступенчатого исполнения.

При сравнении технико-экономических показателей (таблица) электростартерной и пневмостартерной систем, обеспечивающих одинаковую мощность пуска, показано значительное преимущество системы с вихревой турбиной. Пониженные обороты вихревой турбины приводят к повышению ресурса, снижению стоимости, габаритов и массы приводного редуктора. Габариты такой стартерной системы и низкие обороты позволяют устанавливать турбостартер на посадочные места электростартеров.

Однако конструкция проточной части существующих вихревых турбин неоптимальна, и в ряде исследований показано, что имеются большие резервы совершенствования вихревых агрегатов [6, 7]. Наиболее эффективным инструментом исследования и оптимизации конструкции этих турбин сегодня служит трехмерное математическое моделирование сложнейших газодинамических процессов в их проточных частях.

На рис. 1 представлен фрагмент рабочего канала вихревой турбины, состоящего из двух половин. В данном случае внешняя относится к ротору и снабжена рабочими лопатками, внутренняя половина канала свободна и относится к статору. Такое расположение вращающейся части турбины продиктовано необходимостью использования центробежной силы в вихревом потоке, многократно взаимодействующем с лопатками ротора. Струя, подаваемая под высоким давлением из соплового устройства в рабочий канал, приобретает вихревой спиралеобразный характер. Многократное взаимодействие с рабочим колесом можно сравнить с использованием нескольких ступеней в турбине, что позволяет фактически в одной вихревой ступени создать

значительный перепад давления и передать рабочему колесу большой запас располагаемой энергии потока. Принцип многоступенчатости дает возможность также существенно снизить рабочую частоту вращения, что весьма актуально для практического применения таких турбин. Для увеличения мощности агрегата в ограниченных габаритах применяется схема с несколькими параллельно работающими турбинными секциями, расположенными на одном валу.

Характеристики различных стартерных систем

Параметр	Вихревая трубостартер- ная система (прогноз)	Электростартер- ная система (отечественное производство)	Роторно- пластинчатая система (зарубежное производство)
Масса, кг:			
привод	10	51	38
ресивер	80	—	94
управляющий клапан	4	—	4
трубопровод	8	—	8
батареи	41	316	41
электропровод	1	7	1
контактная батарея	4	25	4
ИТОГО	148	399	190
Ресурс (число пусков)	50 000	10 000	18 000
Удельная мощность, кВт/кг	0,088	0,033	0,069

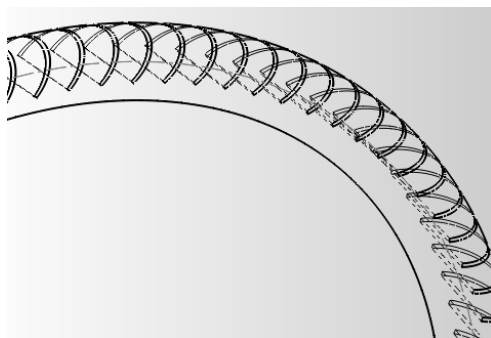


Рис. 1. Схема тороидального рабочего канала с лопатками

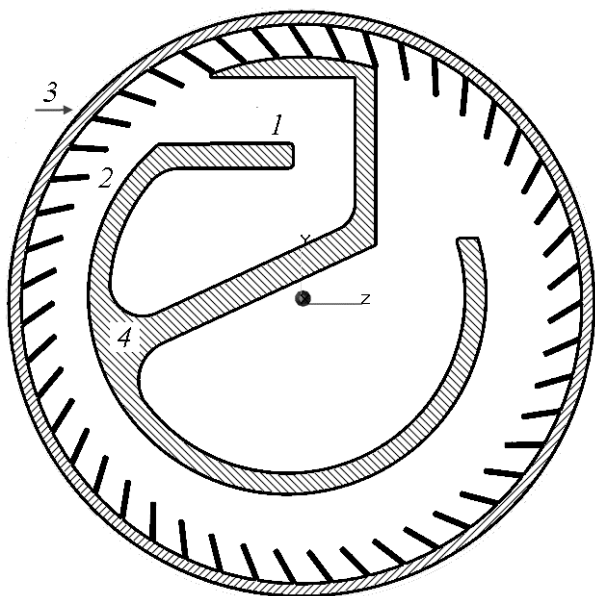


Рис. 2. Поперечное сечение секции турбины

В рамках научно-исследовательской работы “Турбостартерная система пуска двигателя внутреннего сгорания”, выполненной в НИИ ЭМ МГТУ им. Н.Э. Баумана, изготовлен опытный образец стартера для пуска двигателей ЯМЗ 842. Поперечное сечение секции турбины показано на рис. 2. Сжатый воздух поступает из сопла 1 в торoidalный канал 2, образованный ротором 3 и статором 4, и выходит из выпускного патрубка. С целью сохранить габаритные размеры, обеспечивающие установку пневмостартера с вихревой турбиной на посадочные места штатного электростартера двигателя при необходимой пусковой мощности 14 кВт, турбина выполнена четырехпточной, т. е. с четырьмя параллельными секциями (рис. 3). Расчетная номинальная частота вращения ротора турбины $6\ 000\ \text{мин}^{-1}$. Минимальная частота вращения коленчатого вала для пуска дизельного двигателя ЯМЗ 842 составляет $120\ \dots\ 200\ \text{мин}^{-1}$. Передаточное число маховик — коленчатый вал — 10, дополнительное снижение оборотов осуществляют с помощью компактного планетарного редуктора в корпусе стартера с передаточным числом 3. Турбостартер был испытан при различных давлениях сжатого воздуха, подаваемого на вход в турбину. Исследован перепад давления от 0,1 до 0,6 МПа. С помощью тормозного устройства проведены замеры момента, создаваемого стартером.

В данной работе расчетные исследования выполнены на вычислительной системе “Ломоносов” [8] суперкомпьютерного комплекса МГУ с использованием от 16 до 64 процессоров. Моделирование проведено на расчетных сетках (около 7 млн ячеек). Для расчетов использован программный комплекс трехмерной вычислительной гид-

родинамики FlowVision НРС с простым удобным интерфейсом. Основным преимуществом этого универсального CFD-пакета, созданного российскими учеными и инженерами, является полностью автоматический генератор расчетной сетки, реализованный благодаря применению метода конечных объемов [9], уникальной технологии подсеточного разрешения геометрии [10] и использованию декартовой начальной сетки.

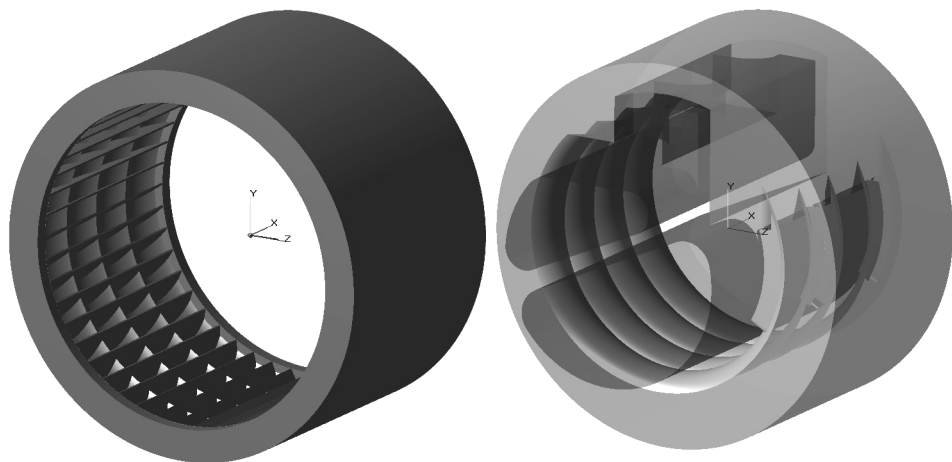


Рис. 3. Геометрическое представление ротора и статора четырехпоточной турбины. При визуализации модели статора использованы полупрозрачные стенки

Во FlowVision расчетную сетку составляют ячейки, являющиеся параллелепипедами. Если же ячейки пересекаются границами расчетной области, то получаются многогранники в общем случае неправильной формы. Для более подробного разрешения геометрии и высоких градиентов физических величин во FlowVision применяется адаптация — локальное разбиение начальной ячейки-параллелепипеда на восемь одинаковых параллелепипедов. При этом результат разбиения может быть снова разбит на ячейки меньшего размера (рис. 4) — адаптация второго, третьего уровней и т. д. Адаптацию можно проводить как в объеме геометрических объектов, так и по поверхности граничных условий. В последнем случае появляется возможность измельчать ячейки в объеме от поверхности граничных условий на заданное число слоев (число ячеек уровня адаптации по нормали от поверхности).

Для моделирования движения ротора существуют два подхода: технология скользящих сеток и технология подвижных тел. Опыт проведения многочисленных расчетов показал, что оба подхода обеспечивают получение одинаковых результатов. В первом случае выделяют объем, образованный телом вращения, в котором находится ротор и в

котором задают вращающуюся локальную систему координат. В дальнейшем проводят математическое связывание расчетных ячеек из вращающейся подобласти с подобластью статора с учетом поворота вращающейся системы координат. Модель подвижного тела FlowVision реализует вращение геометрического представления ротора с сопутствующим перестроением расчетной сетки на каждом шаге интегрирования. Этот подход позволяет решать задачи со сложной кинематикой, однако по сравнению со скользящими сетками в роторно-статорных задачах при использовании технологии подвижного тела требуется больше расчетного времени в связи с необходимостью выполнять операцию построения расчетной сетки на каждом шаге интегрирования. В данной работе применен подход с подвижным телом, так как ввиду малого зазора между статором и ротором в районе соплового устройства невозможно поместить скользящую поверхность.

В процессе численного эксперимента решают систему уравнений гидродинамики в форме Рейнольдса, используя k - ε -модель турбулентности. На граничном условии “стенка” обрабатывают логарифмические пристенные функции. На граничном условии “вход” задают избыточное полное давление, на “выходе” — нулевое избыточное давление. Шаг по времени назначают исходя из того, что поверхность ротора не должна перемещаться за одну итерацию на расстояние, превышающее половину размера расчетной ячейки.

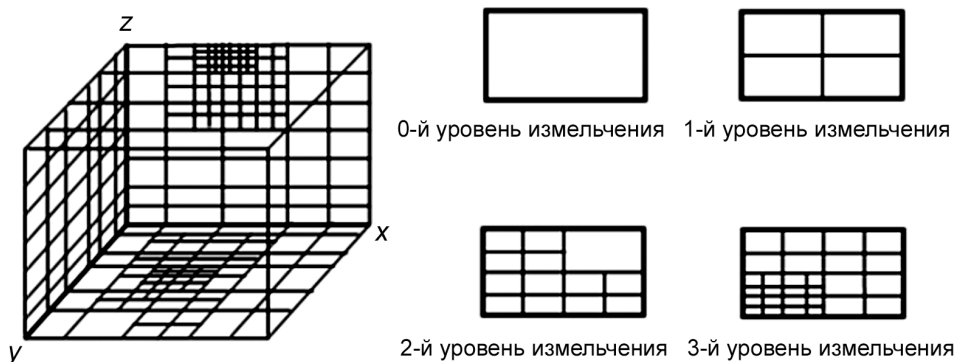


Рис. 4. Локальное измельчение расчетной сетки

В процессе моделирования выработан ряд рекомендаций по постановке задачи и выполнению расчетов турбины во FlowVision. Ротор и статор образуют расчетную область сложной формы (см. рис. 3). С одной стороны, простые и гладкие крупные объемы подводящего и отводящего каналов, с другой — сложная поверхность ротора, загроможденная большим числом лопаток. Для получения оптимальной размерности расчетной сетки необходимо использовать сравнительно грубую начальную сетку и локальную адаптацию по поверхности то-

роидальных каналов и лопаток. Расчетная сетка построена исходя из опыта расчетного исследования течения в газодинамическом диоде [11], который фактически является секцией вихревой турбины при условии неподвижности ротора.

В проведенных численных экспериментах адаптация по поверхности лопаток достигала 3-го и 4-го уровней, а расчетная сетка насчитывала до 7 млн ячеек. В силу особенности адаптации FlowVision измельченные ячейки остаются таковыми, даже когда адаптируемая поверхность удаляется на значительное расстояние. Для того чтобы число расчетных ячеек не росло, необходимо использовать слияние ячеек во всем расчетном объеме: если в объеме отсутствуют критерии адаптации, то ранее измельченные ячейки сливаются в ячейки более низкого уровня, а значения физических переменных в слитых ячейках осредняют и присваивают новым крупным ячейкам. В процессе движения ротора на каждом шаге происходит адаптация новых ячеек и слияние проадаптированных. Если число слоев адаптации будет минимальным, то на интегральных характеристиках ротора отразятся значительные колебания физических величин, вызванные постоянным изменением расчетной сетки. По этой причине следует выполнять адаптацию по поверхности движущихся тел минимум в 6 слоев. На рис. 5 приведена расчетная сетка, применявшаяся при моделировании во FlowVision.

Зоны подвода и отвода воздуха в тороидальном канале разделены частично статором, частично лопатками ротора. Существуют перетечки между зоной с избыточным давлением у входа и зоной с пониженным давлением у выхода через зазор между статором и лопатками ротора. Для учета этих перетечек необходимо разрешать зазорное сечение, однако площадь зазорообразующих поверхностей велика, а сам зазор очень мал — 0,1...0,3 мм.

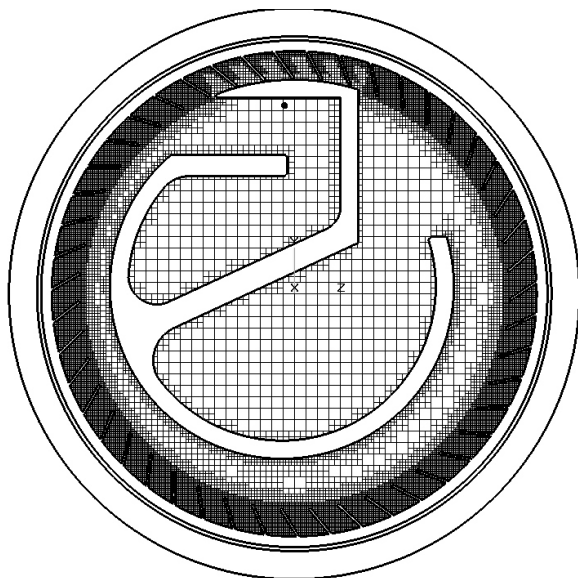
Модель зазора, реализованная во FlowVision, позволяет избежать значительного увеличения числа расчетных ячеек. В этой модели предполагается, что в зазоре между двумя стенками имеет место течение Пуазейля [12]. При этом силы и потоки в зазоре рассчитывают аналитически. Данная модель многократно проверена и уже много лет используется при практических численных исследованиях. На рис. 5, б черным цветом закрашены ячейки, для которых активна данная физическая модель зазора.

Лопатки ротора изготовлены из металлического листа толщиной 0,7 мм. Кромки лопаток получаются острыми. При высокой скорости движения лопаток и достаточно грубой сетке на первых итерациях расчета вокруг кромок лопаток возникают высокие градиенты физических величин, и численный расчет “не сходится”. Поскольку в силу сложности вихревого течения задать достаточно точно начальные приближения скорости и давления во всем объеме не представляется возможным, необходимо начинать расчет с плавного изменения частоты вращения ротора с нуля до номинального значения. При реше-

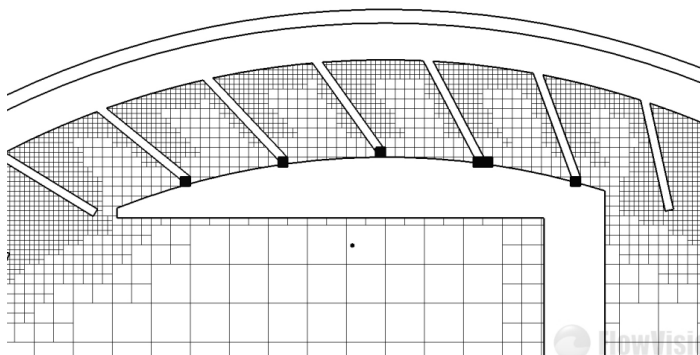
нии такой нестационарной задачи поток будет постепенно разгоняться. В результате удастся избежать появления высоких градиентов величин. При моделировании разгона использован простейший линейный закон изменения частоты вращения:

$$\begin{cases} n = i \frac{6000}{100} & \text{при } i < 100; \\ n = 6000 & \text{при } i \geq 100, \end{cases}$$

где i — номер текущей итерации; n — частота вращения ротора, мин^{-1} .



a



б

Рис. 5. Расчетная сетка:

a — общий вид; *б* — область сопел

Для повышения точности расчета и улучшения сходимости за счет снижения высоких начальных градиентов величин в геометрическом представлении расчетной модели рекомендуется воспроизводить все скругления размером порядка расчетной ячейки. С целью ускорить решение и повысить сходимость рекомендуется задать во всей расчетной области начальное распределение избыточного давления порядка 50...70 % от давления на входе в турбину. Для повышения стабильности и сходимости расчета необходимо также ограничивать максимальное значение шага по времени на первых итерациях величиной порядка явного шага по времени. В дальнейшем он может быть увеличен.

На рис. 6 и 7 приведены примеры расчетных полей скоростей в двух сечениях расчетной области. Важнейшим результатом, полученным в процессе численного моделирования, были различные интегральные характеристики, в частности расход воздуха и момент на валу двигателя, запускаемого стартером (рис. 8). При переходе к моменту на валу двигателя учтены КПД планетарного редуктора (0,95), КПД зубчатой передачи стартер — маховик (0,97) и КПД подшипников качения (0,98) [13].

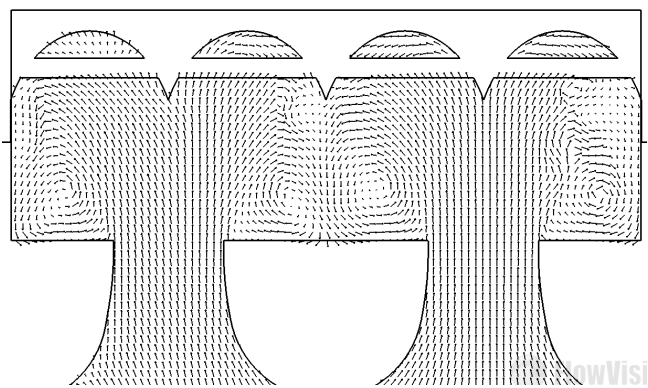


Рис. 6. Векторы скорости в сечении сопел в момент прохождения через него лопаток ротора

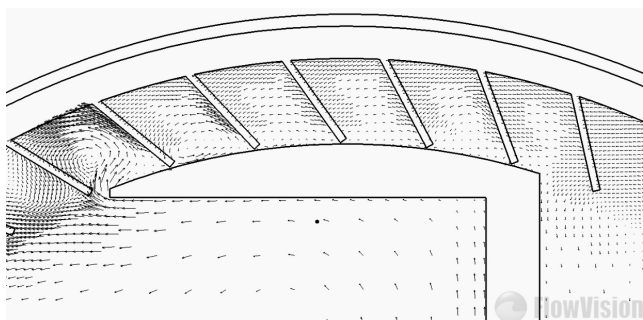


Рис. 7. Векторы скорости в области сопел и межлопаточных каналов

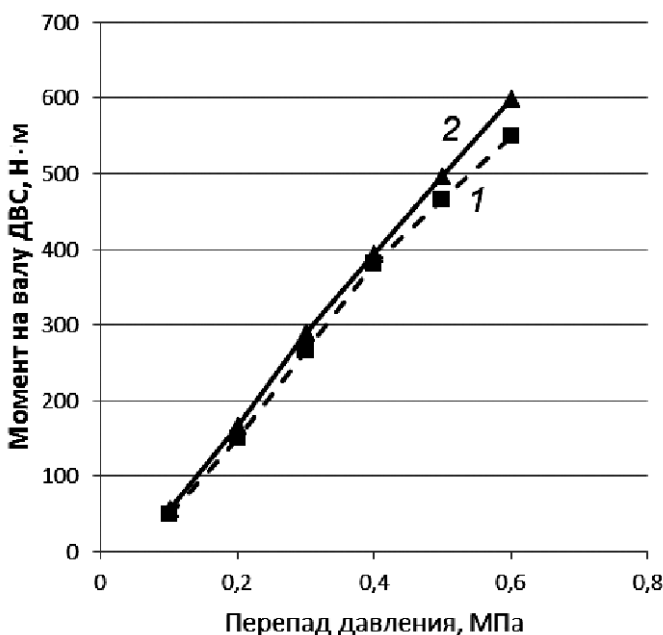


Рис. 8. Зависимость пускового момента от перепада давления на турбине:

1 — эксперимент; 2 — результат моделирования

На рис. 8 видно вполне удовлетворительное согласование результатов численного расчета пускового момента 2 с результатами стендовых испытаний опытного образца 1 вихревого пневмостартера, который обеспечивает запуск дизеля.

В ходе данного исследования показана принципиальная возможность моделирования тороидальных вихревых турбин в пакетах численного моделирования трехмерного течения жидкостей и газов. Выработаны рекомендации по моделированию подобных устройств. Численное моделирование позволяет проводить большое количество экспериментов, в том числе по оптимизации параметров устройства, с гораздо меньшими финансовыми затратами по сравнению со стендовыми испытаниями. С помощью средств визуализации CFD-пакетов можно детально изучить газодинамические процессы в недостижимом натурным экспериментам разрешении — как геометрическом, так и временном.

Дальнейшим этапом исследований может стать решение нестационарной задачи с учетом инерционных и динамических характеристик системы ДВС — стартер в процессе пуска двигателя. Применение таких решений, как связки программных комплексов FlowVision и IOSO, позволят оптимизировать геометрические параметры устройства, например наклон и толщина лопаток, расстояние между лопатками, формы входного диффузора и выходных щелей для повышения КПД турбины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. The Start master air pak // Diesel Equipment Superintendent. 1969. No. 11. P. 67–69.
2. Раздолин М.В., Сурнов Д.Н. Агрегаты ВРД. М.: Машиностроение, 1973. 352 с.
3. TDI TURBOTWIN and TURBOSTART turbine air starters — TDI Tech Development: [Электронный ресурс]. США., 2012. URL: <http://www.tdi-turbotwin.com>. (Дата обращения: 17.05.2012).
4. Turbine-powered engine starting systems // Pr. of Ingersoll-Rand Company, 1990. 3 p.
5. Introducing a new way to safety and operating efficiency of your tractor fleet // Diesel Equipment Superintendent. 1992. No. 9. P. 6.
6. Анохин В.Д., Богатырев А.Г. Теория и расчет вихревых турбомашин. М.: Изд-во ВЗМИ, 1986. 3 с.
7. Виршубский И.М., Рекстин Ф.С., Шквар А.Я. Вихревые компрессоры. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1998. 271 с.
8. Суперкомпьютер “ЛОМОНОСОВ”: [Электронный ресурс] // PARALLEL.RU — Информационно-аналитический центр по параллельным вычислениям. М., 2012. URL: <http://parallel.ru/cluster/lomonosov.html>. (Дата обращения: 17.05.2012).
9. Patankar S.V. Numerical heat transfer and fluid flow. New York: Hemisphere Publishing Corp., 1980. P. 214.
10. Aksenov A., Dyadkin A., Pokhilko V. Overcoming of barrier between CAD and CFD by modified finite volume method // Proc. 1998 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conf. San Diego, ASME PVP. 1998. Vol. 377-1.
11. Гришин Ю.А., Москалев И.В., Лепеха А.И. Численное моделирование течения в газодинамических диодах // Изв. вузов. Сер. Машиностроение. 2012. № 2. С. 13–18.
12. Воларович М.П. Работы Пуазейля о течении жидкости в трубах (к столетию со времени опубликования) // Изв. АН СССР. Сер. Физическая. 1947. Т. 11, № 1. С. 7–18.
13. Чернавский С.А. Проектирование механических передач. М.: Машиностроение, 1976. 608 с.

Статья поступила в редакцию 26.09.2012