

УДК 658.012.011.56; 004.946; 621.001.63

А.М. Крот<sup>1</sup>, П.П. Ткачева<sup>1,2</sup>, И.Н. Спагар<sup>3</sup>

## КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРОВОДЯНЫХ ПОТОКОВ ВНУТРИ РАБОЧЕЙ КАМЕРЫ МИКРОТУРБИНЫ И ОЦЕНИВАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ ТУРБОАГРЕГАТА

*Рассматриваются основные этапы создания расчетных сеток и компьютерного моделирования пароводяных потоков в рабочей камере корпуса микротурбины с помощью современных программных комплексов. Разрабатывается методика расчета энергетических потерь в проточных частях микротурбины и оценивания КПД ступени микротурбины на основе результатов компьютерного моделирования потоков перегретого пара при вращении рабочего колеса. С целью усовершенствования конструкции турбоагрегата исследуются модификации конечно-элементной модели проточных частей рабочей камеры корпуса микротурбины с учетом различных положений дефлекторов (лопаток) в сопловых каналах, а также выполняется расчет динамических характеристик пароводяного потока и рассчитывается КПД модифицированной ступени микротурбины.*

### Введение

Компьютерное моделирование аэрогазодинамических процессов [1–6] является важной составляющей при разработке различных типов энергетических машин с целью улучшения их эксплуатационных характеристик [7]. В этом направлении лаборатория моделирования самоорганизующихся систем ОИПИ НАН Беларуси совместно с ООО «Промпривод» успешно выполнила задание 01.02 «Разработать и внедрить интегрированную информационную технологию поддержки процессов проектирования новых типов энергетических машин (турбоагрегатов малой мощности) с применением средств компьютерного аэродинамического моделирования и натурных испытаний» в рамках ГНТП «Электронное управление ресурсами предприятия (CALS-ERP-технологии)», 2011–2016 гг.

Основное предназначение газодинамического анализа потока внутри корпуса микротурбины связано с необходимостью построения адекватных компьютерных моделей движения пароводяных потоков в проточных частях микротурбины для определения наиболее оптимальной геометрической формы корпуса микротурбины и каналов, положения дефлекторов (лопаток) в сопловых каналах.

Начальным этапом процесса компьютерного моделирования является создание по чертежам трехмерной конструкторской модели турбоагрегата, которое может быть осуществлено в одном из известных программных комплексов инженерного анализа: SolidWorks, Pro/ENGINEER, Unigraphics NX и т. п. Так, например, конструкторские 3D-модели микротурбин, изготавливаемые ООО «Промпривод», были созданы в программном комплексе SolidWorks.

В настоящей статье рассматриваются подходы к созданию объемных конечно-элементных расчетных сеток проточных частей рабочей камеры корпуса микротурбины, исследуются проблемы, связанные с построением по геометрическим 3D-моделям объемных расчетных сеток, компьютерным моделированием потоков перегретого пара средствами программного комплекса STAR-CCM+, на основе которого оценивается КПД для усовершенствования конструкции турбоагрегата.

### 1. Создание объемных конечно-элементных неподвижных и вращающихся расчетных сеток проточных частей корпуса микротурбины

На начальной стадии создается, как правило, твердотельная модель конструкции турбоагрегата, поэтому первичной задачей является изучение особенностей геометрии на предмет их влияния на газодинамику происходящих внутри процессов. С этой целью определяются несущие

шественные элементы (например, болты, шпонки и т. п.), которые следует удалить для упрощения создаваемой модели и уменьшения ресурсоемкости задачи. Вместе с тем создаваемая модель должна полностью соответствовать исходной конструкции и позволять выполнять компьютерное моделирование всех особенностей протекающих газодинамических процессов, оказывающих значительное влияние на КПД турбоагрегата.

Следующей стадией является передача (импорт) геометрии в программный комплекс вычислительной газогидродинамики STAR-CCM+ [8, 9]. Твердотельная модель микротурбины после импорта показана на рис. 1. Здесь, в частности, видны рабочее колесо, поворотнo-сопловые каналы, а также вход (снизу) и выход (сверху) конструкции (рис. 1, а). Система поворотнo-сопловых каналов микротурбины состоит из шести ступеней, каждая из которых содержит по три сопловые лопатки (дефлектора), объединенные в поворотнo-сопловую диафрагму. Далее для построения расчетной сетки необходимо выделить объем, занимаемый рабочим телом (пароводяным потоком). Эта операция может быть реализована как на предыдущем этапе, так и после импорта посредством простейших теоретико-множественных операций (объединения, пересечения, вычитания) над объемами. Другими словами, из большего по сравнению с размерами конструкции объема вычитаются области, занимаемые конструктивными элементами, а оставшиеся части будут моделью объема [1], занимаемого рабочим телом (рис. 1, б). Целью разделения вращающихся и неподвижных частей на данном этапе является последующее использование подвижных сеток [3, 5] при моделировании газодинамического процесса вращения ротора.

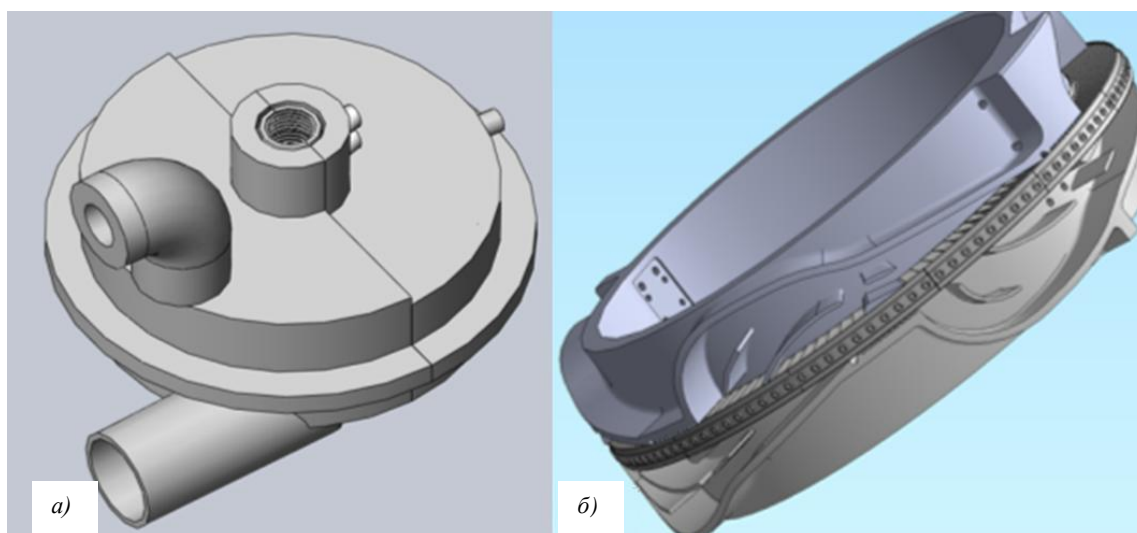


Рис. 1. Полная геометрическая твердотельная модель микротурбины (а); выделенная часть рабочей камеры, включающая поворотнo-сопловые каналы и рабочее колесо (б)

Далее осуществляется генерация конечно-элементной расчетной сетки. Для этого вначале необходимо определить требуемый средний размер ячейки исходя из минимальной величины зазоров либо характерных элементов, присутствующих в модели [1]. В данном случае речь идет о расстоянии между лопатками рабочего колеса и внешней стенкой колеса поворотнo-сопловой диафрагмы либо о глубине диафрагменных уплотнений. Однако при выборе среднего размера ячейки для соблюдения требований ресурсоемкости задачи важно учесть то обстоятельство, что помимо основного рабочего объема проточных частей будет дополнительно сгенерирован пристеночный слой толщиной в несколько ячеек, который может значительно увеличить общее число ячеек. Учитывая дальнейшие задачи компьютерного моделирования, необходимо также уделить большое внимание качеству генерируемой сетки. В частности, следует избегать существенных различий в размерах ячеек, а также слишком больших либо слишком малых соотношений сторон отдельных ячеек [1]. Для рассматриваемого примера были получены конечно-элементные модели, содержащие примерно 1 500 000 ячеек для рабочей камеры колеса, около 770 000 ячеек для входной части и приблизительно 880 000 для выходной части.

На рис. 2 изображены сечения сгенерированной расчетной сетки.

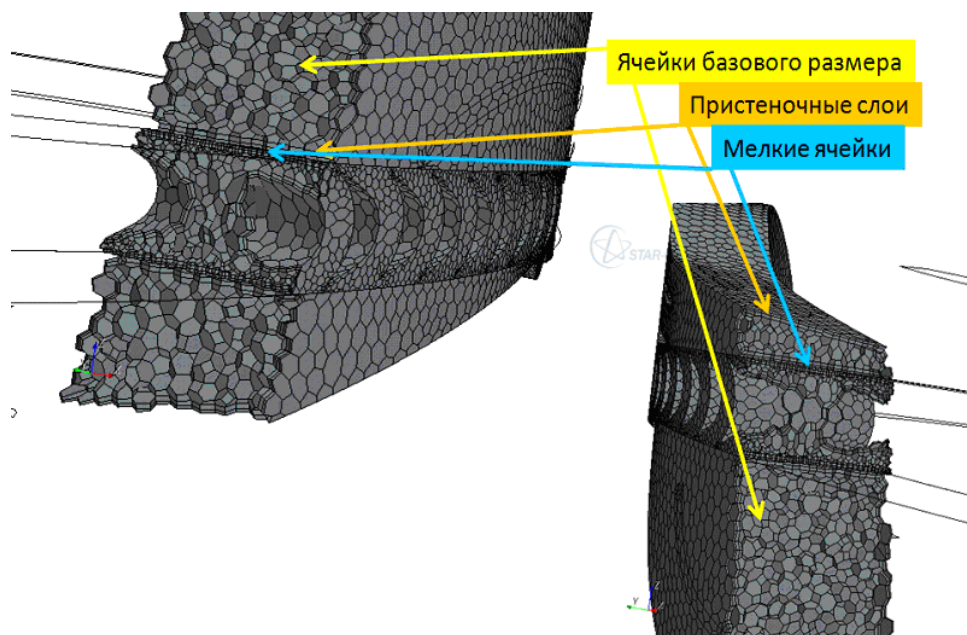


Рис. 2. Вид сечений сгенерированной расчетной сетки

Далее сгенерированные расчетные сетки должны объединяться посредством создания интерфейсных областей между вращающимися (колесом) и неподвижными (входной и выходной частями) элементами в соответствии с нестационарной моделью «подвижная сетка» (moving grid) [3, 6, 8, 9]. Однако с целью ускорения расчет может осуществляться и в стационарной постановке задачи с использованием модели «подвижная система координат» (moving reference frame) [8, 9]. Синтезированные конечно-элементные объемные сетки проточных частей микротурбины необходимо тщательно проверить контролирующими средствами программного комплекса STAR-CCM+ (рис. 3).

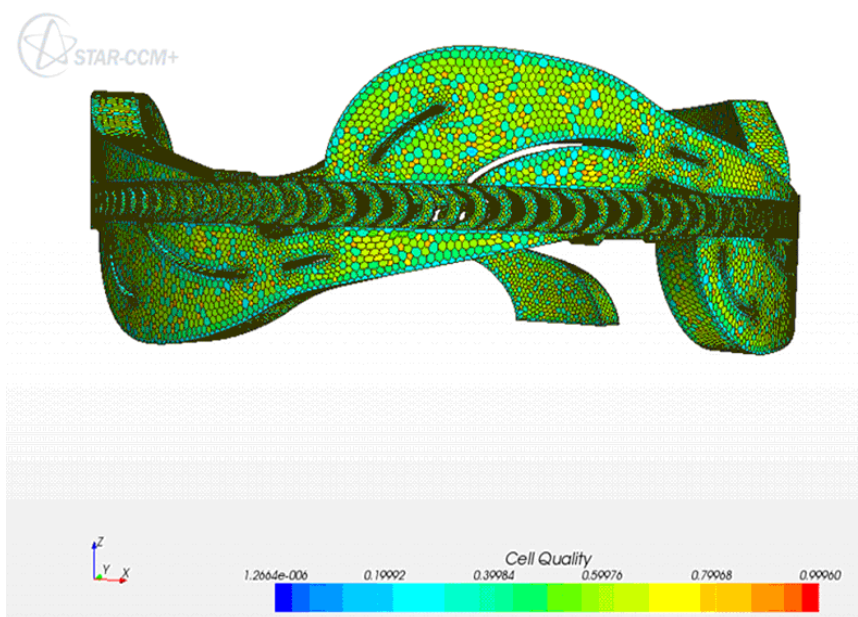


Рис. 3. Результат синтеза и проверки объемной сетки проточных частей микротурбины (сеточная модель в сборке)

В ходе проверки объемной расчетной сетки не было обнаружено ни бракованных ячеек, ни ячеек с низким качеством [1]. Расчетная сетка в основе своей содержала ячейки с качеством синтеза, оцениваемым показателем в интервале от 0,39984 до 0,99960. Другими словами, синтезированные объемные конечно-элементные сетки проточных частей системы микротурбины оказались пригодными к реализации на них численного моделирования в программном комплексе STAR-CCM+ или STAR-CD [2].

## 2. Компьютерное моделирование потоков перегретого пара внутри проточных частей корпуса рабочей камеры микротурбины с рабочим колесом

Для эффективной работы микротурбины наиболее приемлемым является однонаправленное ламинарное движение потоков перегретого пара, однако анализ результатов компьютерного моделирования выявил в камере микротурбины нежелательные зоны с вихревым движением потоков (рис. 4, а, в). В этих зонах наблюдалось не только попятное движение, но и значительные потери скоростного напора потока, т. е. за счет диссипации кинетической энергии пароводяного потока в стационарном вихре скорость уменьшалась со 143 до 1,5 м/с, что наглядно демонстрируется на рис. 4 в областях расчетной модели, выделенных замкнутыми кривыми красного цвета. Исходя из этого, акцент исследования был направлен на изменение (усовершенствование) конструкции для уменьшения зон вихревого движения, а значит, и уменьшения потерь мощности микротурбины.

С целью детального изучения проблемы и выявления существенных причин, приводящих к уменьшению рабочей мощности микротурбины, были сделаны три сечения картины распределения векторов скоростей движения пароводяных потоков в действующей конструкции микротурбины, т. е. на уровнях, соответствующих диаметрам: периферийному  $D_1 = 0,75$  м, среднему  $D_2 = 0,69$  м, корневому  $D_3 = 0,6$  м.

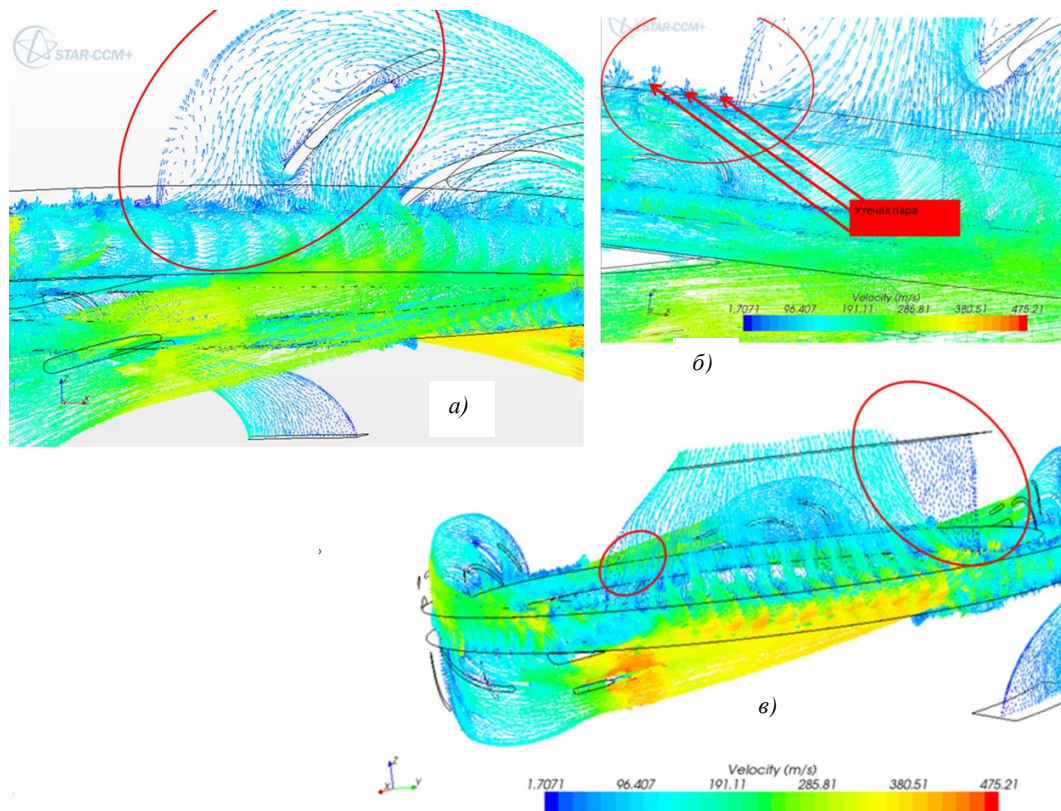


Рис. 4. Сечения картины распределения векторов скоростей движения пароводяных потоков в действующей конструкции микротурбины: а) на уровне, соответствующем диаметру  $D_2 = 0,69$  м (четвертая ступень); б)  $D_2 = 0,69$  м (система выхода); в)  $D_1 = 0,75$  м (зоны утечки пара)



Следует отметить, что наличие вихревых зон было обнаружено практически во всех ступенях микротурбины в сечениях на уровнях, соответствующих диаметрам  $D_2 = 0,69$  и  $D_3 = 0,6$  м (сечения на уровне  $D_1 = 0,75$  м выполнялись с третьей по шестую ступени). На всех сечениях отчетливо виден резкий скачок скорости после шестой ступени, а также вихревые зоны на выходе. Кроме того, были обнаружены области утечки пара, которые также приводят к уменьшению кинетической энергии основного потока и могут способствовать появлению вихревых зон в ступенях микротурбины (рис. 4, б).

Наличие вихревых зон в ступенях приводит к возникновению попятных движений потока [10], направленных против основного потока перегретого пара. Это, в свою очередь, обуславливает нежелательную диссипацию кинетической энергии потока, приводящую к уменьшению общего КПД микротурбины.

### 3. Модификации конечно-элементной модели проточных частей корпуса рабочей камеры микротурбины с учетом различных положений сопловых решеток и расчет динамических характеристик пароводяного потока

В связи с выявленными проблемами в ходе вычислительного эксперимента была предпринята попытка модифицировать конечно-элементную модель. В частности, была реализована модификация выходного канала посредством установки вертикальной перегородки в зоне выхода на основе рекомендаций, полученных от ведущих специалистов ООО «Промпривод» (рис. 5).

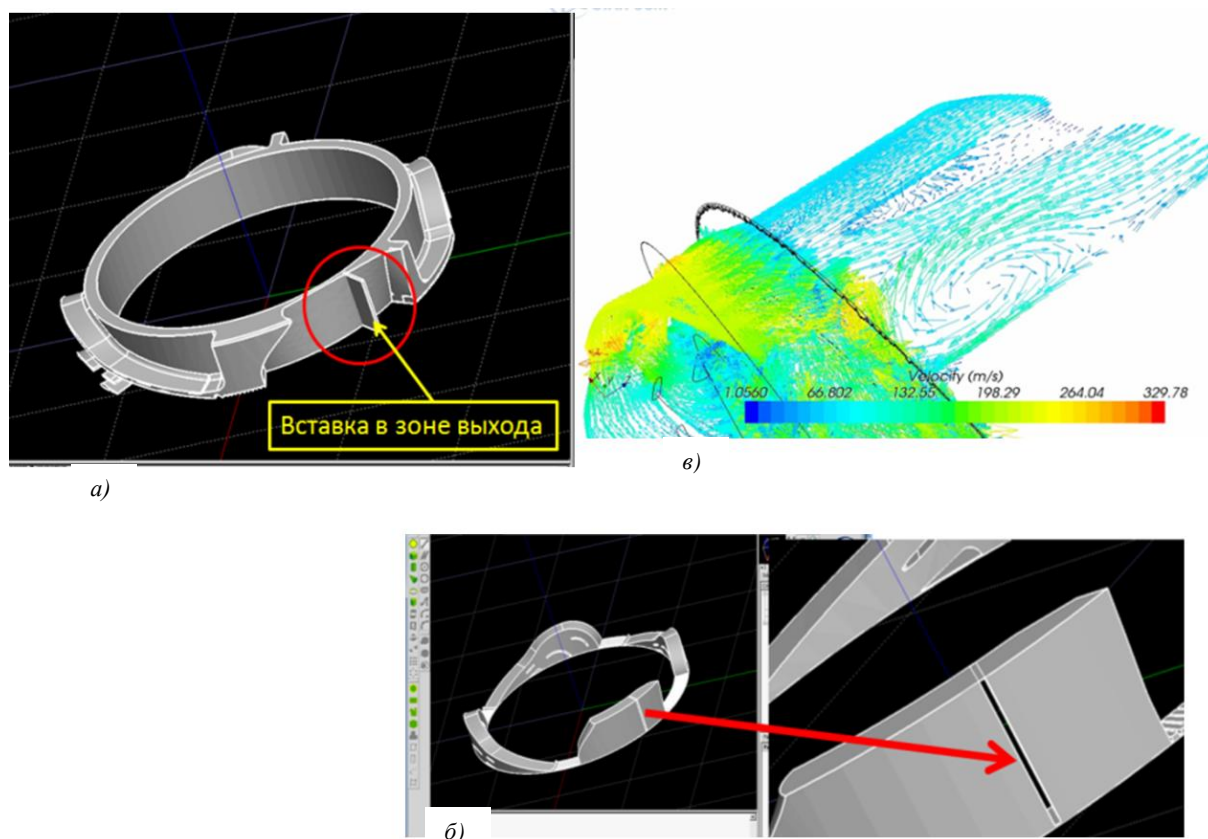


Рис. 5. Этап модификации рабочей камеры микротурбины посредством установки перегородки (вставки) в зоне выхода: а) вставка в зоне выхода; б) результат модернизации рабочей камеры микротурбины с выделенным фрагментом модификации выходного канала (справа); в) сечение поля распределения векторов скоростей движения потоков перегретого пара в модернизированной конструкции микротурбины в зоне выхода

Однако данная попытка (как и еще ряд других) не увенчалась успехом: на рис. 5, в видно наличие вихревых движений в зоне выхода. Этот результат показал, что пытаться создавать опытный образец со вставкой в зоне выхода не имеет смысла, т. е. компьютерное моделирование позволило реально сэкономить средства на изготовление неэффективного опытного образца [2, 6].

Еще одним вариантом модернизации микротурбины с целью увеличения ее КПД была попытка модификации сопловых решеток рабочей камеры микротурбины на основе электронных конструкторских 3D-моделей в среде программного комплекса STAR-Design.

Для модификации проточных частей корпуса рабочей камеры микротурбины в среде программного комплекса STAR-Design 3D-модель проточных частей корпуса рабочей камеры микротурбины была разделена на части с выходом, входом и рабочим колесом. В части с выходом были выделены те сопловые лопатки, которые подлежат модификации. Например, первоначально было произведено отделение каждой третьей сопловой лопатки первой, второй и пятой ступеней (рис. 6, а). Затем они были помещены на цилиндр, диаметр которого соответствует диаметру корпуса микротурбины (рис. 6, б). После этого цилиндр был повернут относительно оси  $Oz$  на  $3^\circ$  против часовой стрелки.

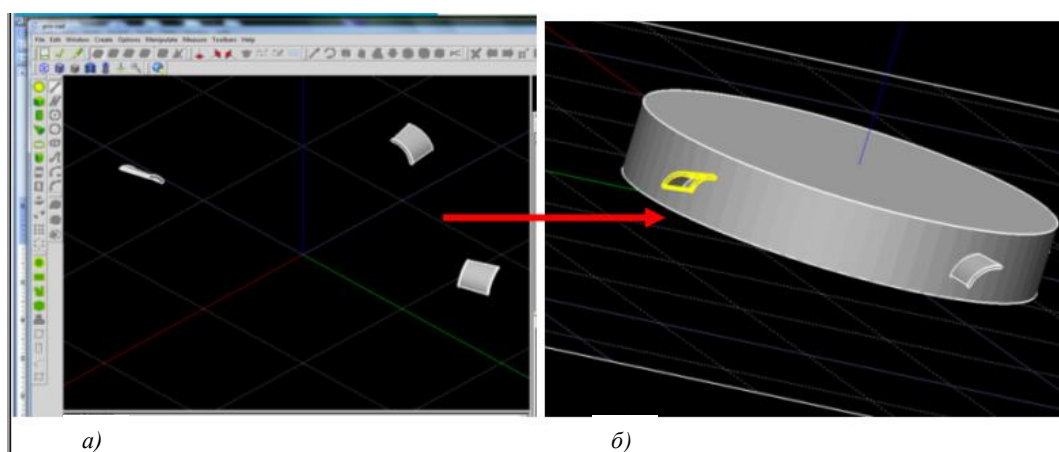


Рис. 6. Этапы модификации сопловых решеток рабочей камеры микротурбины: а) отделенные третьи сопловые лопатки первой, третьей и пятой ступеней; б) цилиндр с прикрепленными третьими сопловыми лопатками первой, третьей и пятой ступеней

На следующем этапе модификации было произведено удаление цилиндра, а сами сопловые лопатки помещены на корпус рабочей камеры микротурбины (рис. 7).

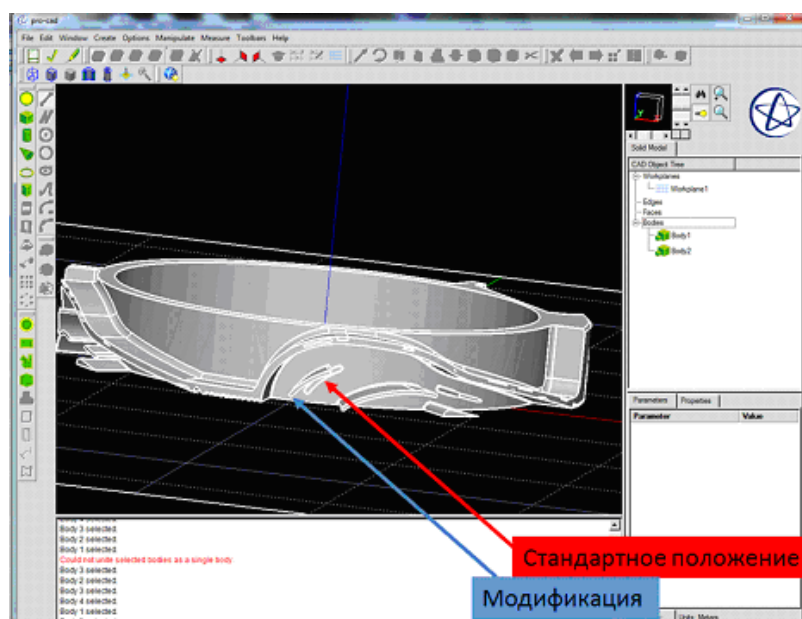


Рис. 7. Результат модификации проточных частей корпуса рабочей камеры микротурбины (часть с выходом)

Таким же образом произведена и модификация части со входом: первоначально были выделены третьи сопловые лопатки второй, четвертой и шестой ступеней, помещены на цилиндр, повернуты относительно оси  $Oz$  на  $3^\circ$  против часовой стрелки, после чего размещены на корпусе микротурбины. Полученные модификации рабочей камеры микротурбины были импортированы из программного комплекса STAR-Design в программный комплекс STAR-CCM+, затем реализованы этапы построения расчетных сеток и компьютерного моделирования описанными выше способами.

В ходе компьютерного моделирования, в частности, было обнаружено ослабление зон завихренности в модифицированных проточных частях камеры микротурбины при повороте каждой третьей сопловой решетки на  $-3^\circ$  по оси  $Oz$  во всех ступенях микротурбины. Потенциально возникновение зон завихренности может существенно снижать КПД турбоагрегата и, напротив, ослабление зон завихренности приводит к его увеличению.

На рис. 8 изображено поле скоростей внутри проточных частей корпуса рабочей камеры модифицированной микротурбины после проведения компьютерного моделирования на основе программного комплекса STAR-CCM+, на котором отчетливо видно, что в результате принятых мер по изменению проточных частей микротурбины удалось практически полностью устранить паразитные вихревые зоны.

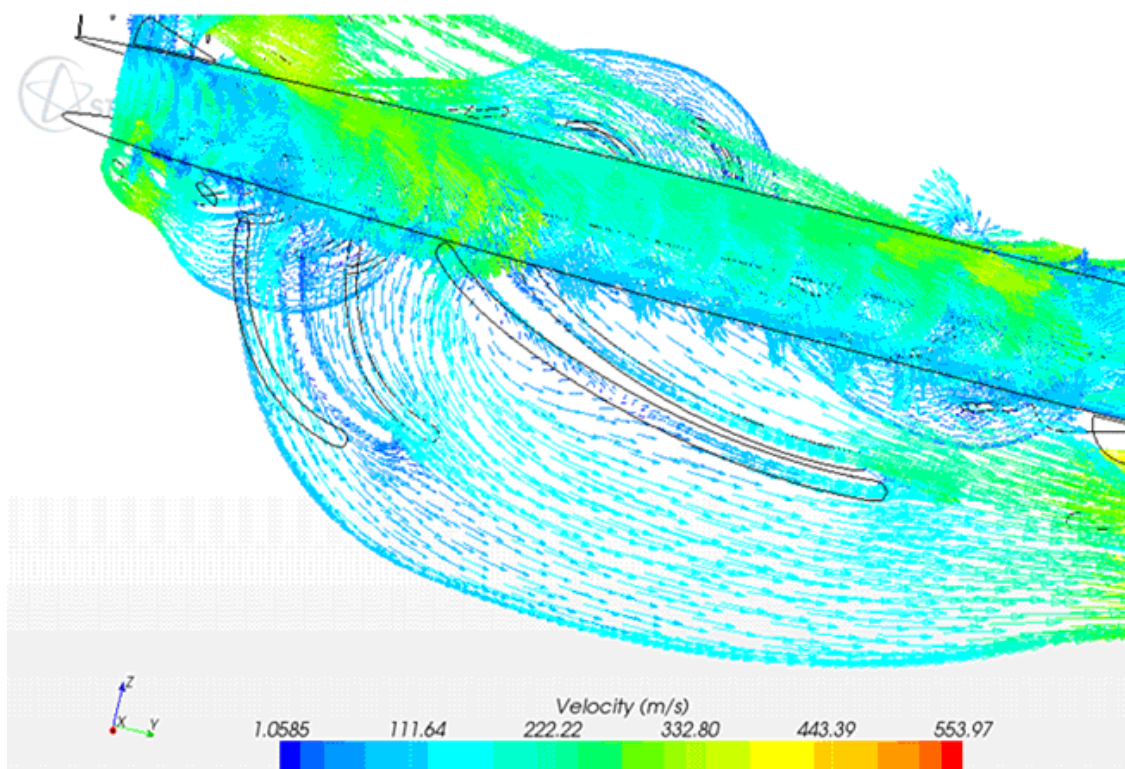


Рис. 8. Поле скоростей внутри проточных частей корпуса рабочей камеры модифицированной микротурбины (сечение на уровне, соответствующем диаметру  $D_2 = 0,69$  м)

Во всех выполненных вычислительных экспериментах сходимость и точность решений отслеживались по графикам невязок для основных переменных потока: скорости, давления, температуры и т. д. (рис. 9, а), а также по текущему значению средней скорости на выходе ступени микротурбины (рис. 9, б).

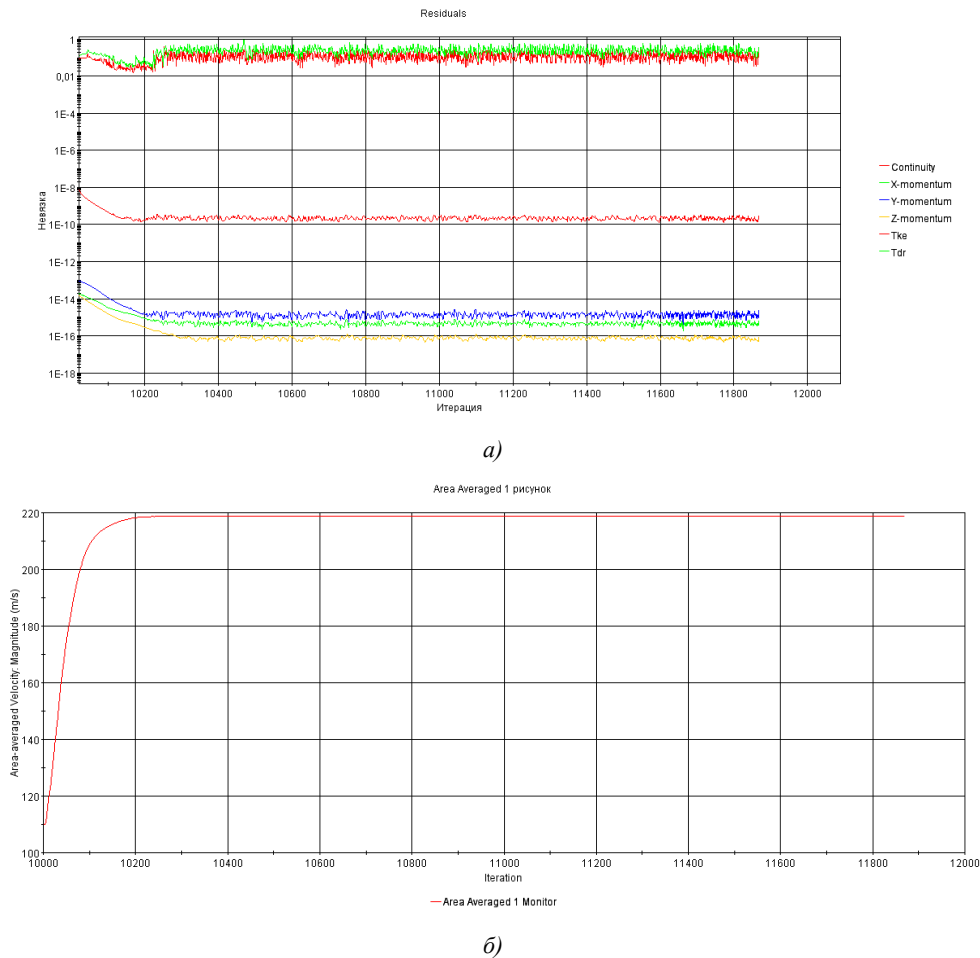


Рис. 9. Графики невязок для основных переменных задачи (а) и график средней скорости на выходе ступени микротурбины (б)

#### 4. Оценка энергетических потерь в ступенях микротурбины и расчет КПД микротурбины на основе данных вычислительного эксперимента

С использованием результатов компьютерного моделирования была разработана методика оценивания энергетических потерь в проточных частях корпуса микротурбины, включающая термодинамический и газодинамический расчеты КПД микротурбины.

Энергетические потери в проточных частях микротурбины могут быть оценены посредством величины ее КПД [7], определенного при условии установившегося (стационарного) режима вращения микротурбины:

$$\eta = \frac{N_{mech}}{G \cdot \Delta q} = \frac{K \cdot \omega}{G \cdot \Delta q} , \quad (1)$$

где  $N_{mech}$  – механическая мощность вращающейся микротурбины, оцениваемая по вычисленному на этапе компьютерного моделирования значению ее момента силы  $K$ ;  $\omega$  – угловая скорость вращения микротурбины,  $\omega = 2\pi n / 60$  рад/с, где  $n$  – частота вращения, заданная в об/мин;  $G$  – массовый расход водяного пара;  $\Delta q$  – перепад удельной теплоты потока водяного пара на входе и выходе рабочей камеры.

Термодинамическое состояние перегретого водяного пара не может быть точно описано уравнением Клапейрона – Менделеева состояния идеального газа или же уравнением Ван-дер-Ваальса с поправками на неидельность газа, поскольку оно подчиняется более общему уравнению Вукаловича – Новикова [11]:



$$pV_{\mu} = RT \left[ 1 + \frac{B_1(T)}{V_{\mu}} + \frac{B_2(T)}{V_{\mu}^2} + \dots \right],$$

где  $p$  – давление;  $V_{\mu}$  – объем одного моля газа;  $T$  – температура;  $R = 8,31 \cdot 10^3$  (Дж/кмоль·К) – универсальная газовая постоянная;  $B_i(T)$  – вириальные коэффициенты, вычисление которых производится с учетом ассоциации молекул (объединения под влиянием ван-дер-ваальсовских сил притяжения).

Согласно основному соотношению термодинамики обратимых процессов, объединяющему первый и второй законы термодинамики, справедливы уравнения [11]

$$dq = Tds = du + \delta A = dh - vdp, \quad (2)$$

где  $s$  – удельная энтропия;  $u$  – удельная внутренняя энергия;  $A$  – удельная работа;  $h$  – удельная энтальпия;  $v$  – удельный объем, т. е.  $v = V_{\mu} / \mu$ ,  $\mu$  – молярный вес;  $T$  – температура;  $p$  – давление.

Воспользовавшись формулой (2), оценим бесконечно малое приращение функции удельной теплоты в окрестности  $T = T_{\text{вых}}$ :

$$\delta q = q(T_{\text{вых}}) - q(T_{\text{вых}} - \delta T) = T_{\text{вых}} \cdot [s(T_{\text{вых}}) - s(T_{\text{вых}} - \delta T)], \quad (3)$$

откуда

$$q(T_{\text{вых}}) = T_{\text{вых}} \cdot s(T_{\text{вых}}) \quad (4)$$

и аналогично

$$q(T_{\text{ex}}) = T_{\text{ex}} \cdot s(T_{\text{ex}}). \quad (5)$$

Итак, приращение функции удельной теплоты при изменении температуры от  $T_{\text{ex}}$  до  $T_{\text{вых}}$  определяется как

$$\Delta q = q(T_{\text{вых}}) - q(T_{\text{ex}}) = T_{\text{вых}} \cdot s(T_{\text{вых}}) - T_{\text{ex}} \cdot s(T_{\text{ex}}). \quad (6)$$

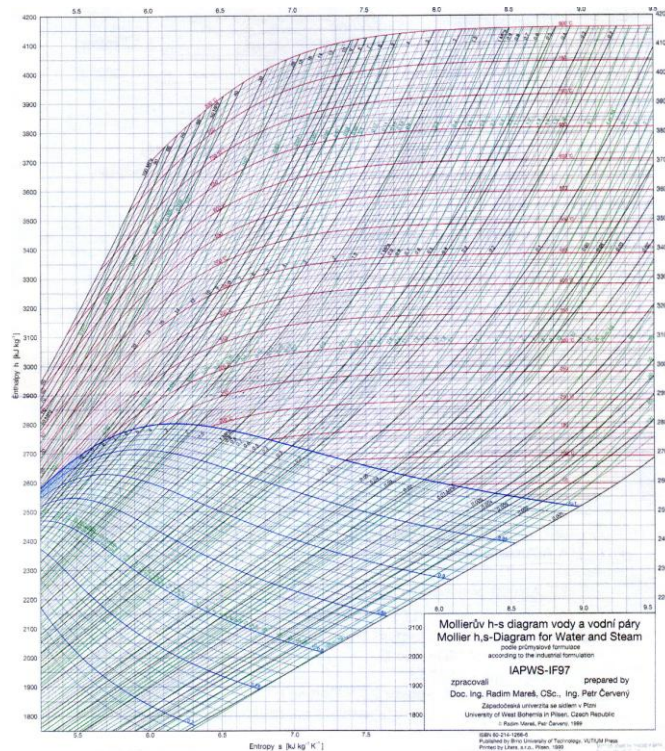


Рис. 10. Диаграмма термодинамического состояния водяного пара по М.П. Вукаловичу

Согласно таблицам М.П. Вукаловича [12] (см. также диаграмму на рис. 10) при температуре на входе (перед сопловым аппаратом первой ступени)  $T_{\text{вх}} = T_0^1 = 523,15 \text{ К}$  ( $250 \text{ }^\circ\text{C}$ ) энтропия насыщенного водяного пара  $s_{\text{вх}} = s_0^1 = 6,07212 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$ , а на выходе (за турбиной в шестой ступени) температуре  $T_{\text{вых}} = T_2^6 = 423,15 \text{ К}$  ( $150 \text{ }^\circ\text{C}$ ) соответствует энтропия, равная  $s_{\text{вых}} = s_2^6 = 6,8383 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$ . Поэтому согласно формуле (6) получаем

$$\Delta q = 523,15 \cdot 6,07212 \cdot 10^3 - 423,15 \cdot 6,8383 \cdot 10^3 = 3,176629 \cdot 10^6 - 2,893627 \cdot 10^6 = 2,83 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг.} \quad (7)$$

По результатам компьютерного моделирования вычисляется крутящий момент потока водяного пара – фактически момент силы вращательного движения микротурбины:

$$K_{\text{flow}} = 1,05 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (8)$$

а также массовый расход рабочего тела  $G$  в установившемся режиме вращения микротурбины:

$$G = 2,14 \text{ кг/с.} \quad (9)$$

В данном вычислительном эксперименте установившийся (стационарный) режим исследовался при частоте вращения рабочего колеса микротурбины  $n = 3000 \text{ об/мин}$ , т. е. при угловой скорости вращения  $\omega = \frac{2\pi n}{60} \approx 2 \cdot 3,1416 \cdot \frac{3000}{60} = 3,1416 \cdot 10^2 \text{ рад/с}$ .

Следовательно, механическая мощность вращающейся микротурбины оценивается величиной

$$N_{\text{mech}} = K \cdot \omega = 1,05 \cdot 10^3 \cdot 3,1416 \cdot 10^2 = 3,29868 \cdot 10^5 \text{ Вт.} \quad (10)$$

Подставляя (7), (9) и (10) в формулу (1), находим искомый КПД микротурбины:

$$\eta = \frac{N_{\text{mech}}}{G \cdot \Delta q} = \frac{3,29868 \cdot 10^5}{2,14 \cdot 2,83 \cdot 10^5} = 0,54468. \quad (11)$$

Таким образом, согласно (11) КПД микротурбины приблизительно оценивается величиной 54–55 %. В целом этот вывод подтверждается результатами натурных испытаний. По заключению независимой экспертной организации РПУ «БЕЛТЭИ» от 21.07.2008 г. при испытаниях турбоустановок, использующих данную микротурбину, ее КПД составил  $\eta_{oi} = 57 \text{ \%}$  (при принятых КПД электрогенератора  $\eta_r = 90 \text{ \%}$ , паспортных значениях расхода пара  $G = 10 \text{ т/ч}$  и мощности электрогенератора  $N_r = 250 \text{ кВт}$ ).

При помощи вышеизложенной методики была проведена серия вычислительных экспериментов по оценке влияния термо- и газодинамических параметров на величину КПД микротурбины. Так, согласно приведенным расчетам (1)–(11) в стационарном режиме работы микротурбина вращается со скоростью 3000 об/мин и, соответственно, ее КПД составляет 55 %. Результаты компьютерного моделирования показали, что с изменением числа оборотов меняется и КПД (табл. 1).

Таблица 1

Зависимость КПД микротурбины от числа оборотов

Число оборотов $n$ , об/мин	1000	1500	2000	2500	3000
КПД, %	21	30	35	43	55

Данные табл. 1 объясняют, почему при измеренных параметрах потока водяного пара в результате натурных испытаний, проведенных РПУ «БЕЛТЭИ», осредненный по опытам КПД микротурбины составил только  $\eta_{oi} = 45 \text{ \%}$ . В том же заключении данной экспертной ор-

ганизации указывалось, что различие паспортного значения КПД  $\eta_{oi}$ , равного 57 %, и полученного по измеренным параметрам КПД  $\eta_{oi} = 45$  %, возможно, обуславливалось как влиянием технического состояния проточных частей турбины, так и погрешностью измерения самих параметров.

В табл. 2 показана зависимость КПД от изменения величины давления на выходе микро-турбины при  $T_{вых} = 250$  °С. Очевидно, что изменение выходного давления приводит к незначительным изменениям КПД, т. е. механической мощности самой микро-турбины.

Таблица 2

Зависимость КПД микро-турбины  
от величины выходного давления  $p_{вых}$

Выходное давление, МПа	0,64	0,54	0,51
КПД, %	47	48	49

По результатам компьютерного моделирования пароводяных потоков в модифицированных проточных частях микро-турбины был оценен КПД на основе формул (1)–(11) (табл. 3).

Таблица 3

Зависимость КПД микро-турбины от режима ее работы

Режим работы микро-турбины		КПД микро-турбины, %
с модификацией лопаток	без модификации	
$p_{вх} = 1,3$ МПа; $T_{вх} = 191$ °С		59
	$p_{вх} = 1,3$ МПа; $T_{вх} = 191$ °С	57
$p_{вх} = 1,4$ МПа; $T_{вх} = 250$ °С		58
	$p_{вх} = 1,4$ МПа; $T_{вх} = 250$ °С	55

Сравнительный анализ оценок КПД микро-турбины на основе данных компьютерного моделирования показал, что достигнутый результат по устранению зон вихревых движений во всех шести ступенях камеры модифицированной микро-турбины привел к желаемому увеличению КПД с 55–57 до 58–59 % (см. табл. 3), т. е. в среднем на 3 %.

### Заключение

В работе рассмотрены основные этапы генерации конечно-элементной расчетной сетки, которые являются необходимым звеном процесса компьютерного моделирования [2]. Для ускорения решения задачи расчет осуществлялся в стационарной постановке с использованием модели «подвижная система координат» (moving reference frame) [8, 9]. Это позволило сократить время расчета на один-два порядка по сравнению с нестационарной моделью типа «подвижная сетка» (moving grid) [3, 5, 6]. Проведен вычислительный эксперимент по моделированию поля скоростей и распределения давления внутри проточных частей корпуса рабочей камеры микро-турбины с рабочим колесом на основе пакета STAR-CCM+. Сходимость и точность решения оценивались по значениям невязок основных переменных потока (скорости, давления, температуры и т. д.), а также по стабилизационным значениям интегральных величин, таких как массовый расход, средняя скорость, давление и температура на границах и в сечениях модели. Для упрощения анализа результатов компьютерного моделирования построены графики изменения переменных (давлений, температур, скоростей, плотностей) для каждой ступени микро-турбины. С целью сокращения паразитных вихревых зон течения пароводяного потока произведена модификация сопловых решеток в ступенях микро-турбины.

Разработана методика оценивания энергетических потерь в проточных частях на основе термодинамического и газодинамического расчета КПД микро-турбины. Результаты, полученные при использовании этой методики, оказались близкими по значениям к данным КПД микро-турбины, полученным в ходе натурных (стендовых) испытаний.

Проведены вычислительные эксперименты по оценке влияния термо- и газодинамических параметров на величину КПД микротурбины. Установлено, что изменение числа оборотов микротурбины существенно сказывается на величине ее КПД.

Результаты компьютерного моделирования использовались для определения более рациональных параметров проточных частей микротурбины, закладываемых на стадии проектирования. В частности, компьютерное моделирование внутри модифицированных проточных частей микротурбины позволило предсказать увеличение КПД в среднем на 3 % по сравнению с реально функционирующим изделием.

### Список литературы

1. Ткачева, П.П. Компьютерная технология синтеза расчетных сеток в программном комплексе STAR-CD для моделирования аэродинамических потоков в рабочей камере турбокомпрессора / П.П. Ткачева // Информатика. – 2005. – № 2(6). – С. 5–14.
2. Минервина, Е.Б. Компьютерное моделирование аэродинамических потоков в рабочей камере турбокомпрессора с использованием программного комплекса STAR-CD / Е.Б. Минервина // Информатика. – 2005. – № 2(6). – С. 15–24.
3. Исследование плоских ударных волн в турбокомпрессоре на основе аэродинамического компьютерного моделирования в программном пакете STAR-CD / В.А. Балдин [и др.] // Информатика. – 2005. – № 4. – С. 5–12.
4. Компьютерное моделирование аэродинамических процессов в транспортирующих органах кормоуборочных комбайнов / А.М. Крот [и др.] // Информатика. – 2006. – № 3(11). – С. 80–90.
5. Построение расчетных сеток и компьютерное моделирование в задачах исследования гидродинамических процессов в проточных частях гидротрансмиссионных систем / А.М. Крот [и др.] // Информатика. – 2008. – № 1(17). – С. 95–104.
6. Вычислительная аэрогидродинамика в машиностроении / А. Крот [и др.] // Наука и инновации. – 2009. – № 9(79). – С. 34–38.
7. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М. : Высш. школа, 2002.
8. User Guide for STAR-CD: version 3.15A. Computational Dynamics Limited. – London, 2002.
9. CD adapco DYNAMICS [Electronic resource]. – 2016. – Mode of access : [http:// www.cd-adapco.com](http://www.cd-adapco.com). – Date of access : 20.04.2017.
10. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. – М. : Наука, 2003. – 840 с.
11. Яворский, Б.М. Справочник по физике для инженеров и студентов вузов / Б.М. Яворский, А.А. Детлаф. – М. : Гос. изд-во физико-математической литературы, 1963. – 848 с.
12. Вукалович, М.П. Термодинамические свойства воды и водяного пара / М.П. Вукалович. – М. : Наука, 1973. – 160 с.

Поступила 27.04.2017

<sup>1</sup>Объединенный институт проблем информатики НАН Беларуси,  
Минск, Сурганова, 6  
e-mail: [alxkrot@newman.bas-net.by](mailto:alxkrot@newman.bas-net.by)

<sup>2</sup>Белорусский государственный университет,  
Минск, пр. Независимости, 4

<sup>3</sup>ООО «Промпривод»,  
Минск, пер. Бехтерева, 8



**A.M. Krot, P.P. Tkachova, I.N. Spagar**

**COMPUTATIONAL MODELING THE SUPERHEATED STEAM FLOWS INTO  
THE SETTING PARTS OF MICROTURBINE AND EFFICIENCY ESTIMATION  
FOR IMPROVEMENT OF TURBOAGGREGATE CONSTRUCTION**

The main stages of mesh creation and computational modeling the superheated steam flows into the setting parts of microturbine based on modern program packages have been considered. A method for energy loss calculation into the setting parts of microturbine and efficiency estimation based on computational modeling the superheated steam flows (arising from fluid converter rotation) has been developed. To improve turbo-aggregate construction the finite element model of the setting parts of microturbine has been modified. Further computational modeling the superheated steam flows into the modified setting parts of micro-turbine showed the efficiency increasing on 3 %.