

## Исследование вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом с помощью виртуального стенда

С. М. Ванеев<sup>1)</sup>, Д. В. Мирошниченко<sup>2)</sup>

<sup>1), 2)</sup> Сумский государственный университет, ул. Римского-Корсакова, 2, Сумы, Украина, 40007

### Article info:

Paper received:

The final version of the paper received:

Paper accepted online:

1 December 2015

10 December 2015

10 December 2015

### Correspondent Author's Address:

<sup>1)</sup> vaneevsm@mail.ru

В настоящее время перспективным направлением в энергетике является развитие малых локальных энергоустановок. Увеличивается реализация проектов по энергоснабжению за счет внедрения маломощных утилизационных установок на базе турбодетандерной техники.

Основными препятствиями на пути широкого внедрения маломощных (до 0,5 МВт) установок являются низкий для такой мощности КПД, высокие стоимость и относительные затраты на обслуживание по сравнению с мощными установками. Для мощностей до 500 кВт часто возможно создание установок на базе вихревой расширительной турбомашин в безредукторном исполнении. Преимущества вихревой расширительной машины позволяют получить установку максимально простой и надежной.

Целью данной работы является повышения эффективности и надежности вихревой расширительной машины путем проведения численного исследования течения газа в проточной части и анализа его результатов.

Для реализации целей работы были созданы виртуальный стенд и методика проведения исследований с помощью программного комплекса ANSYS. Проведена верификация полученных вычислительным экспериментом данных для подтверждения корректной работы виртуального стенда и используемой методики.

В результате исследований установлено влияние геометрических и газодинамических параметров на картину течения в проточной части вихревой расширительной машины с периферийным каналом.

По результатам анализа проведенных исследований была спроектирована усовершенствованная проточная часть с расчетным КПД 48 % и получены ее безразмерные и размерные характеристики.

**Ключевые слова:** турбодетандерная установка, вихревая расширительная машина, испытательный стенд, вычислительный эксперимент, характеристики.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ В ОБЩЕМ ВИДЕ И ЕЕ СВЯЗЬ С ВАЖНЫМИ НАУЧНЫМИ ИЛИ ПРАКТИЧЕСКИМИ ЗАДАЧАМИ

В настоящее время перспективным направлением в энергетике является развитие малых локальных энергоустановок [1]. Специалисты-энергетики, общественные и специализированные группы признали увеличивающуюся роль маломощных, чистых и более эффективных энергогенерирующих систем в обеспечении потребностей мирового сообщества в энергии. Малые модульные системы начали превосходить по эффективности и экологическим характеристикам стационарные электростанции. Также увеличивается реализация проектов по энергоснабжению за счет внедрения маломощных утилизационных установок на базе турбодетандерной техники.

Основными препятствиями на пути широкого внедрения маломощных (до 0,5 МВт) установок являются их низкий КПД и высокие стоимость и относительные затраты на обслуживание по сравнению с мощными установками. Поэтому основные усилия

при исследовании и создании энергоустановок малой мощности направлены на повышение КПД, уменьшение их стоимости, увеличение надежности и снижение затрат на обслуживание.

Для мощностей до 500 кВт часто возможно создание турбоприводов или турбогенераторов на базе вихревой расширительной турбомашин в безредукторном исполнении.

Вихревая расширительная машина имеет все преимущества классических турбин (центростремительных и осевых): единственная подвижная часть - рабочее колесо, совершающее простое вращательное движение, поэтому ее надежность определяется, практически, надежностью и долговечностью только подшипниковых узлов; стабильные выходные характеристики; «сухая» (безмасляная) рабочая полость; простота и безопасность в обслуживании.

Основными преимуществами вихревой расширительной машины в сравнении с осевой или центростремительной являются: простота конструкции, технологичность и низкая себестоимость изготовления; сравнительная низкооборотность, то есть при

прочих равных условиях оптимальная частота вращения вихревой расширительной машины меньше оптимальной частоты вращения классической турбины, поэтому при использовании вихревой расширительной машины возможно безредукторное исполнение агрегата, что резко удешевляет машину и сокращает расходы на обслуживание.

Известны турбодетандерные установки на базе струйно-реактивной турбины [2, 3]. Но эти турбины высокооборотны, и поэтому в конструкции установок на их основе необходимо применение редуктора.

Таким образом, в настоящее время остается потребность в расширительных машинах относительно небольшой мощности (до 500 - 700 кВт), конструктивно простых и надежных в эксплуатации со сроком окупаемости 1 - 2 года.

### АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Вихревые турбомашин отличаются большим разнообразием конструктивных схем проточной части. На рисунке 1 показаны некоторые типы меридиональных сечений проточных частей вихревых машин.

При испытаниях вихревой гидравлической турбины с боковым каналом (рис. 1а) достигнут КПД 54 % [4]. Для вихревой гидравлической турбины с внешним периферийным каналом (рис. 1в) получен КПД 13 %, что значительно меньше, чем у турбины с боковым каналом [4]. О. В. Байбаков объясняет низкий КПД турбины с внешним периферийным каналом отсутствием продольного вихря, так как центробежные силы в этом случае препятствуют его возникновению. Удачная попытка устранения нежелательного действия центробежных сил на меридиональное течение в периферийном канале представлена в работе [5]. Автором предложена вихревая ступень с внутренним периферийным каналом (рис. 1г). Достигнуто значение КПД до 30 %.

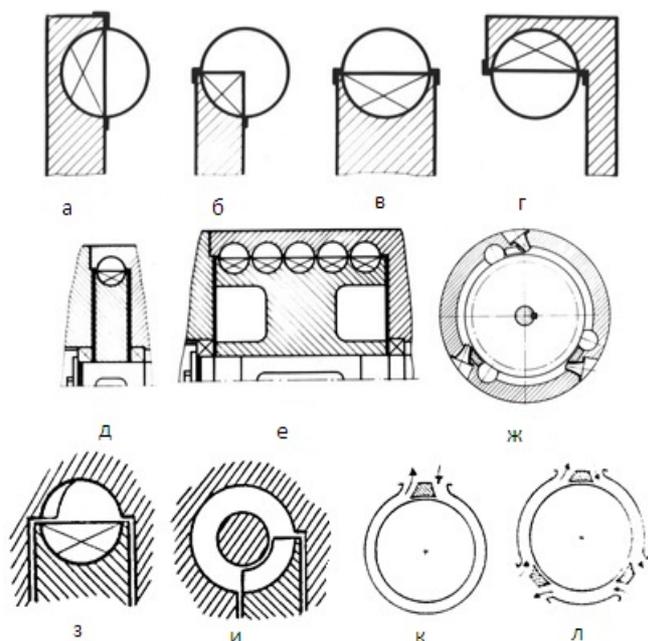


Рисунок 1 – Типы проточных частей

Несмотря на то, что с точки зрения образования продольно-вихревого течения боковое (рис. 1а) и внутреннее периферийное (рис. 1г) расположения канала в корпусе предпочтительнее, исследования машин с внешним периферийным каналом (рис. 1в) с целью повышения их эффективности дали определенные результаты. Так, в работе [6] организацией течения газа на входном участке проточной части с помощью сопла, определенным образом ориентированного относительно лопаток рабочего колеса, удалось повысить КПД вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом до 33 %. При этом была проведена визуализация потока и установлено, что шаг спирали спиралевидных линий тока от входа к выходу проточной части в окружном направлении увеличивается, и практически третья часть проточной части, примыкающая к выходному патрубку, используется очень неэффективно. В работе [7] применение направляющих неподвижных лопаток (рис. 1з) и расширение рабочего канала от входа к выходу, дополнительно к соплу, позволили достичь значений КПД для однопоточной проточной части с внешним периферийным каналом 42 – 46 % (без предоставления конкретных экспериментальных данных).

Проведенный анализ исследований уровня КПД вихревых расширительных турбомашин показал, что:

- из-за особенностей рабочего процесса, недостатка теоретических и экспериментальных исследований использование вихревых расширительных турбомашин ограничивается относительно низким значением КПД;
- существует интерес к вихревым ступеням с внешним периферийным каналом (рис.1в), так как они легко компонуются в многопоточные (рис. 1л), многоканальные (рис. 1е) и многоступенчатые машины, проще в изготовлении и имеют значительно меньшие осевые габариты;
- для более эффективного использования длины проточной части в окружном направлении, разгрузки ротора машины от радиальных усилий и увеличения производимой мощности целесообразно исполнение вихревой расширительной машины по многопоточной схеме;
- системные исследования многопоточных схем в литературных источниках отсутствуют, а известные значения КПД расширительных машин в многопоточном исполнении не превышают 30 %; данные по экспериментальным исследованиям многопоточных вихревых расширительных машин с внешним периферийным каналом отсутствуют.

### ЦЕЛЬ СТАТЬИ И ВЫБОР ОБЪЕКТА ИССЛЕДОВАНИЯ

На основе анализа исследований и публикаций целью данной статьи является повышение эффективности и надежности вихревой расширительной машины путем применения двухпоточной проточной части и проведения вычислительного эксперимента.

При создании виртуального стенда для исследования вихревых турбомашин в качестве прототипа

был выбран экспериментальный стенд кафедры Э-5 МВТУ (МГТУ) им. Н. Э. Баумана, поскольку на этом стенде были выполнены обширные циклы исследований. В частности, на этом стенде испытывалась экспериментальная модель вихревой пневматической расширительной машины (турбины) с внешним периферийным каналом (рис. 2). Для данного стенда имеется техническая документация, позволяющая построить соответствующую полную геометрическую модель проточной части, а также подробные протоколы аэродинамических испытаний [6].

Для экспериментального исследования возможности повышения эффективности исследуемой машины путем организации газового потока на входном участке проточной части в конструкции экспериментальной модели было предусмотрено устройство (рис. 2), позволяющее изменять угол наклона и диаметр сопла, а также величину смещения оси сопла по ширине колеса. Для удобства изменения геометрических параметров сопла 1 рабочее колесо 2 расположено консольно на валу 3, установленном в цилиндрическом корпусе 4 на шарикоподшипниковых опорах 5. Для ограничения утечек по валу предусмотрено лабиринтное уплотнение 6. Из модели воздух отводится через выходной патрубок 7. Между входом и выходом расположен отсекающий 8. Радиальные и торцевые зазоры в процессе испытаний оставались постоянными и равными 0,15 и 0,2 мм соответственно.

В качестве объекта исследования в данной статье была принята проточная часть вихревой расширительной машины, показанной на рис. 2.

Основные геометрические параметры этой проточной части следующие:

- а) наружный диаметр рабочего колеса  $D = 180$  мм;
- б) диаметр меридионального сечения проточной части  $d = 22$  мм;
- в) угол установки лопаток (угол между кромкой лопатки и осью вращения колеса)  $\beta_u = 100^\circ$ ;

г) угол наклона лопаток (угол между осью лопаток и направлением, обратным направлению окружающей скорости рабочего колеса)  $\beta_l = 500^\circ$ ;

д) число лопаток  $z = 48$ ;

е) меридиональное сечение проточной части – круглое;

ж) угол входа потока газа, истекающего из сопла на лопатки рабочего колеса,  $\alpha_1 = 53^\circ$

з) диаметр выходного сечения сопла  $d_c = 12$  мм;

и) величина смещения оси сопла по ширине колеса  $a = 15,5$  мм.

Исходные данные для расчета:

а) рабочее тело – воздух;

б) полная температура на входе в проточную часть – 293 К;

в) диапазон изменения полного давления на входе в проточную часть – 0,18...0,47 МПа;

г) частота вращения ротора – 6 000 об/мин.

Проведение экспериментальных исследований на натуральных моделях связано с большими затратами времени и средств, так как варьирование геометрическими параметрами в широком диапазоне ведет к необходимости изготовления большого количества проточных частей. Также ограничена визуализация потока, что для вихревых машин имеет большое значение.

Виртуальный стенд позволяет значительно уменьшить затраты времени и средств на подготовку и проведение опытов, обработку и анализ результатов и дает возможность отработать методику и программу проведения испытания на натуральных стендах.

## МЕТОДИКА ЧИСЛЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Численное исследование проводилось в программном комплексе ANSYS CFX. Комплекс хорошо зарекомендовал себя при решении задач газовой и гидродинамики.

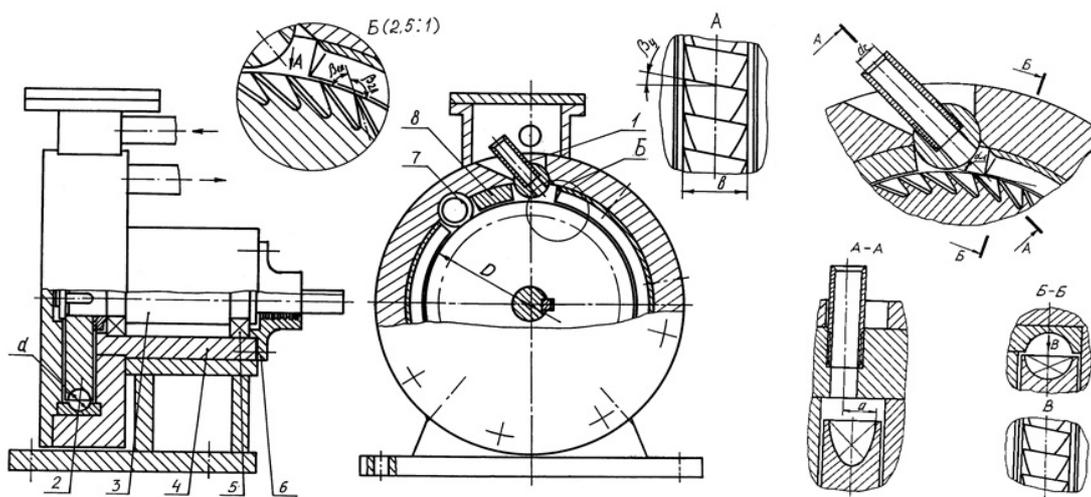


Рисунок 2 – Конструктивная схема экспериментальной модели и подводящего устройства

Основу данного программного продукта составляет метод численного решения системы уравнений Навье - Стокса и уравнения неразрывности, для замыкания которых используются разные модели турбулентности. Эти уравнения описывают фундаментальные законы газовой динамики и обеспечивают обоснованность применения данного метода при исследовании течения газа в проточной части вихревой расширительной машины.

Процесс расчёта состоит из пяти основных этапов:

1. *Создание геометрической модели (CAD-модели).* Моделирование расширительной машины выполняется в трёхмерной постановке в ANSYS Design Modeler.

2. *Создание сеточной модели* расширительной машины на базе геометрической модели. Разбиение твердотельной 3D-модели на ячейки производится в сеткогенераторе ANSYS Meshing (число элементов более 3 миллионов).

3. *Создание расчётной модели* из сеточной путём наложения расчётных условий. Моделирование турбулентных эффектов осуществлялось посредством SST модели. В качестве исходных данных для расчётов были приняты: полное давление на входе, полная температура на входе и статическое давление на выходе из расчетной области. Рабочее тело – вязкий сжимаемый воздух. Частота вращения задается домену RK. Шероховатость стенок проточной части задавалась равной 3 мкм.

4. *Поиск решения.* На данном этапе производится отыскание таких значений параметров в каждой расчётной ячейке, чтобы вся расчётная зона имела максимально верные уравнения потоков. В качестве критерия сходимости принимается условие достижения максимальными невязками параметрами течения значений ниже  $10^{-4}$  либо отсутствие больших осцилляций в значениях выходных параметров (крутящего момента, массового расхода, конечной температуры).

5. *Анализа результатов расчёта.* Организован расчет и вывод на экран необходимых параметров (КПД, крутящего момента, расхода, мощности, температуры, давления). Также получаем визуализацию течения и распределение параметров по проточной части с помощью точек вычисления.

В модели учитывается влияние течения в радиальном зазоре под отсекателем.

Допущения: течение в торцевых зазорах между корпусом и рабочим колесом на данном этапе не моделируется; отсутствует теплообмен с окружающей средой; параметры потока считаются равномерно распределёнными по входному сечению.

Одним из основных безразмерных комплексов, характеризующих работу турбомашин и используемых при анализе результатов их исследований, является приведённая окружная скорость рабочего колеса  $\bar{U}$ . Этот комплекс характеризует оборотность и нагруженность расширительной турбомашин:

$$\bar{U} = \frac{U}{C_s} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \cdot C_s},$$

где  $D$  - наружный диаметр рабочего колеса, м;  
 $n$  - частота вращения рабочего колеса, об/мин;

$C_s$  - изоэнтропная скорость истечения, характеризует располагаемую удельную работу расширительной машины, м/с:

$$C_s = \sqrt{2h_s} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} T_{\text{вх}}^* R \left[ 1 - \left( \frac{1}{\text{Пт}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]},$$

где  $h_s$  - удельный изоэнтропный перепад энтальпий (удельная располагаемая работа расширительной машины), Дж/кг;

$k$  - показатель изоэнтропии рабочего тела;

$R$  - удельная газовая постоянная, Дж/кгК;

$T_{\text{вх}}^*$  - температура торможения потока газа (полная температура) на входе в машину, К;

Пт - степень понижения давления в расширительной машине.

Адиабатный КПД при проведении вычислительного эксперимента определяется по формуле:

$$\eta = \frac{M_Z \cdot \omega}{h_s \cdot m} \approx \frac{(c_p)_{cp} \cdot (T_{\text{вх}}^* - T_{\text{вых}}^*)}{h_s},$$

где  $M_Z$  - крутящий момент на валу расширительной машины, Н·м;

$\omega$  - угловая скорость вращения ротора, рад/с;

$m$  - потребляемый расход газа, кг/с;

$T_{\text{вых}}^*$  - полная температура на выходе из машины, К;

$(c_p)_{cp}$  - средняя изобарная массовая теплоёмкость воздуха для диапазона температур  $T_{\text{вх}}^* - T_{\text{вых}}^*$ .

При проведении вычислительных экспериментов значения  $h_s$  и  $\omega$  определяются по исходным данным, а значения  $M_Z$  и  $m$  получаются в результате вычислительных экспериментов.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

На первом этапе исследования была проведена верификации получаемых вычислительным экспериментом данных для подтверждения корректной работы виртуального стенда и используемой методики.

На рисунке 3 показаны зависимости адиабатного (изоэнтропного) КПД от отношения давления на входе в расширительную машину к давлению на выходе из нее: зависимость, полученная в результате численных исследований (по методике, представленной выше), и зависимость, полученная на экспериментальном стенде (подробная информация о методике получения экспериментальной зависимости рис. 3 представлена в работе [6]). Из рисунка видно достаточно хорошее совпадение зависимостей.

На втором этапе были проанализированы данные визуализации потока и распределения газодинамических параметров по длине проточной части вихревой расширительной машины. На рисунках 4, 5, 6 показано распределение статического давления и полной температуры по длине рабочего канала в окружном направлении для отношений давлений Пт, соответствующих точкам на рис. 3.

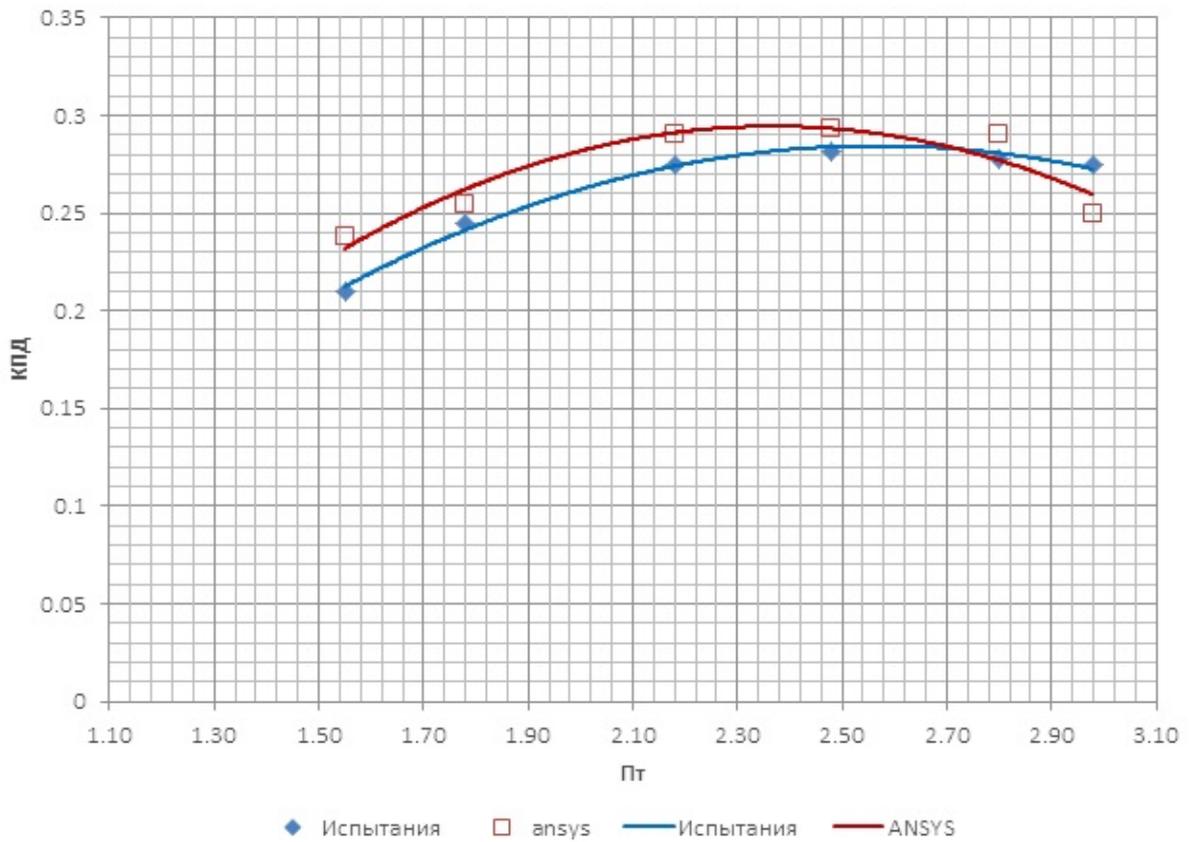


Рисунок 3 – Зависимость КПД от отношения входного и выходного давлений вихревой расширительной машины

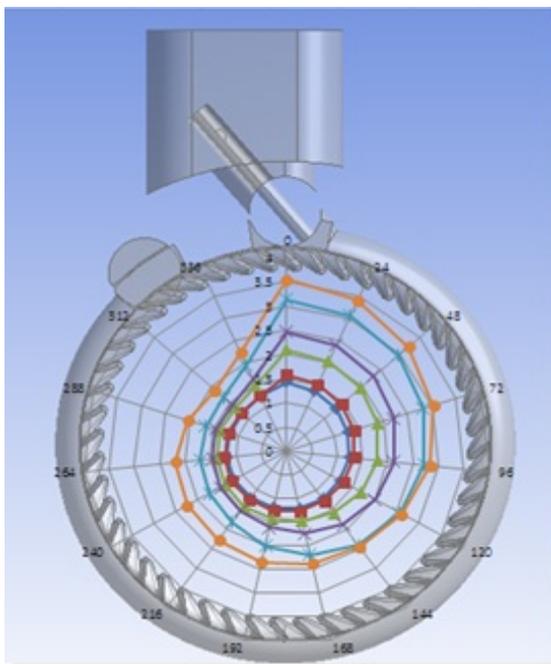


Рисунок 4 – Распределение статического давления по длине рабочего канала проточной части

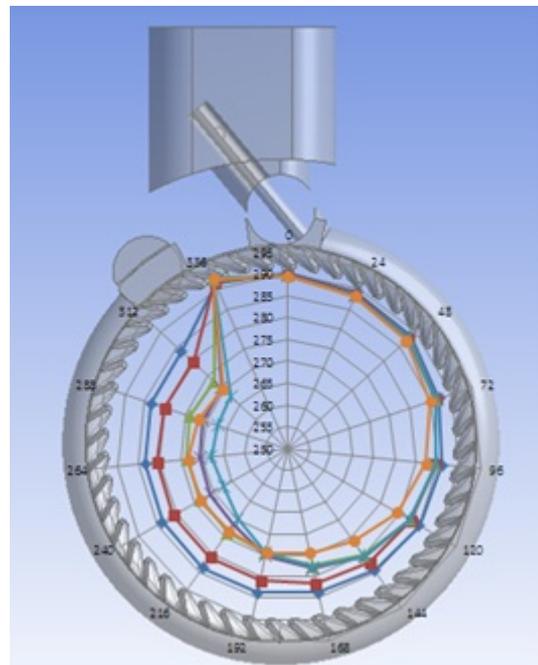


Рисунок 5 – Распределение полной температуры по длине рабочего канала проточной части

Из рис. 6 видно, что на выходном участке рабочего канала проточной части полная температура практически не изменяется, то есть на этом участке энергия потока не преобразуется в механическую работу на валу расширительной машины. Также видно, что угловая протяжённость участка с постоянной полной температурой в районе оптимума КПД для  $P_T = 2,48$ ,  $P_T = 2,8$  (см. рис. 3) меньше, чем на краевых режимах полученной на виртуальном стенде зависимости  $\text{КПД} = f(P_T)$  (рис. 3), то есть при больших или меньших значениях  $P_T$ .

По длине проточной части вихревой ступени в окружном направлении имеется значительный градиент давления (см. рис. 4), что приводит к появлению радиальной силы давления, которая может быть значительной и вызывать износ опор и недопустимый прогиб вала и перекося колеса, что может привести к заеданию и поломке.

Для устранения радиальных нагрузок на подшипники и более эффективного использования длины проточной части было принято решение о необходимости перехода на многопоточную схему.

Были спланированы и проведены исследования с помощью теории планирования эксперимента. В ходе эксперимента исследовалось влияние на КПД двухпоточной проточной части приведённой окружной скорости рабочего колеса  $UI$ , наружного диаметра рабочего колеса  $D$ , диаметра проточной части  $d_{ph}$ , диаметра сопла  $d_s$  и угла наклона сопла  $\alpha_{ns}$  при постоянных: частоте вращения ротора  $n = 3000$  об/мин, отношении давления  $P_T = 4$  и температуре на входе  $T_{вх} = 293$  К.

Всего проведено 27 серий исследований при различных соотношениях вышеперечисленных исследуемых параметров согласно методике планирования эксперимента.

В таблице 1 приведены некоторые результаты для четырех соотношений исследуемых параметров. Эти соотношения в таблице 1 обозначены номерами 5, 7, 12, 23, взятыми из общей таблицы результатов исследования, и расположены в порядке убывания КПД. На рисунках 7 - 9 показано изменение давления (рис. 7) и полной температуры (рис. 8, 9) по длине рабочего канала в окружном направлении. На рисунках 10 - 13 представлены результаты визуализации течения газа в проточной части машины для режимов работы, соответствующих режимам, указанным в таблице 1.

Таблица 1 – Геометрические и газодинамические параметры проточных частей вихревых расширительных машин

Номер проточной части	Приведенная окружная скорость	Наружный диаметр рабочего колеса	Диаметр проточной части	Диаметр сопла	Угол наклона сопла	Адиабатный КПД
	$UI$	$D, \text{ м}$	$d_{ph}, \text{ м}$	$d_s, \text{ м}$	$\alpha_{ns}, \text{ град}$	КПД
№ 5	0,15	0,419	0,025	0,008	40	0,45
№ 7	0,15	0,419	0,025	0,011	40	0,39
№ 23	0,10	0,279	0,025	0,008	40	0,33
№ 12	0,15	0,419	0,038	0,017	30	0,24

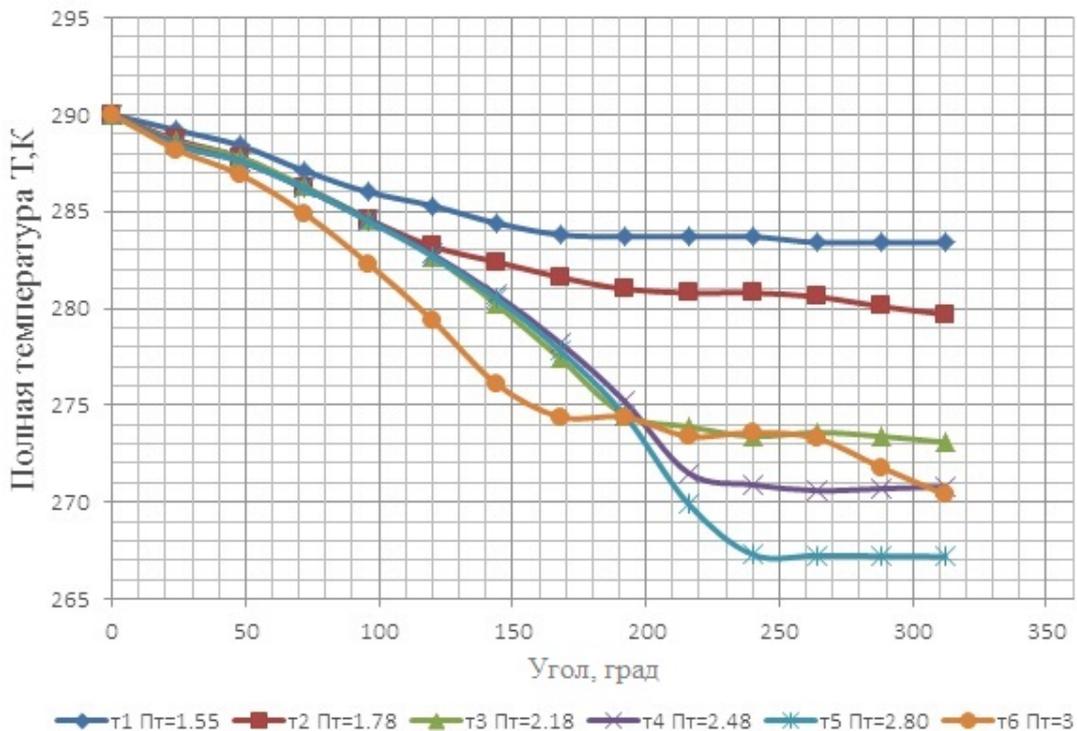


Рисунок 6 – Графики распределения полной температуры по длине рабочего канала однопоточной проточной части

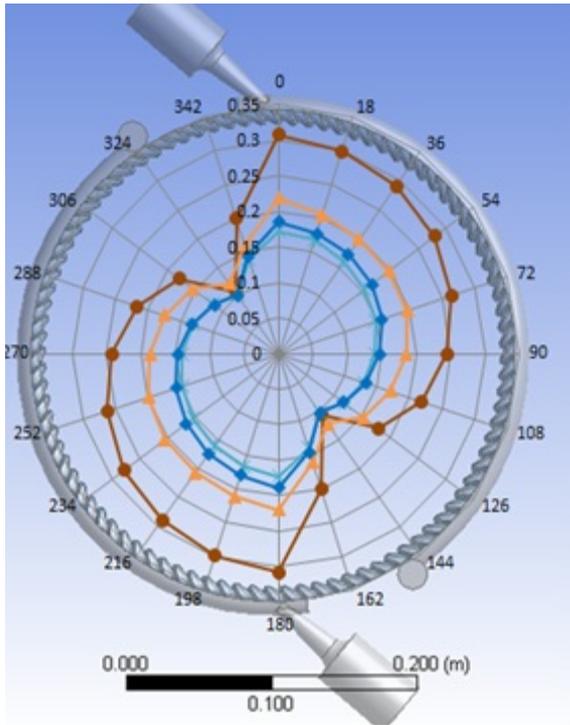


Рисунок 7 – Распределение статического давления по длине рабочего канала проточной части

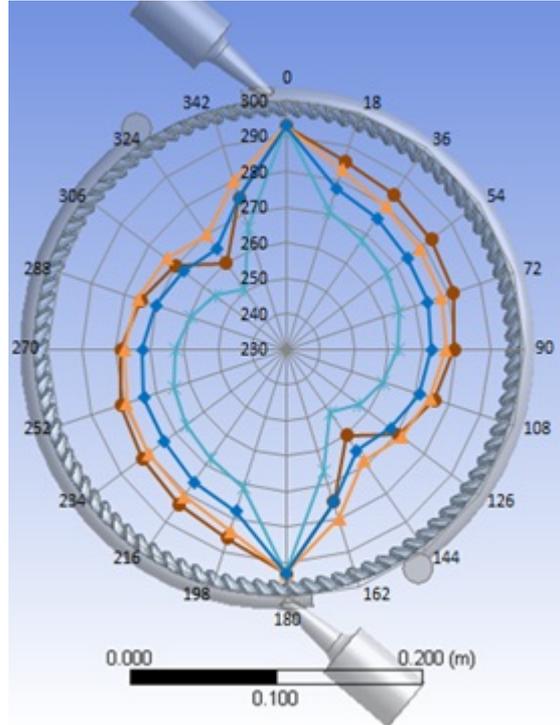


Рисунок 8 – Распределение полной температуры по длине рабочего канала проточной части

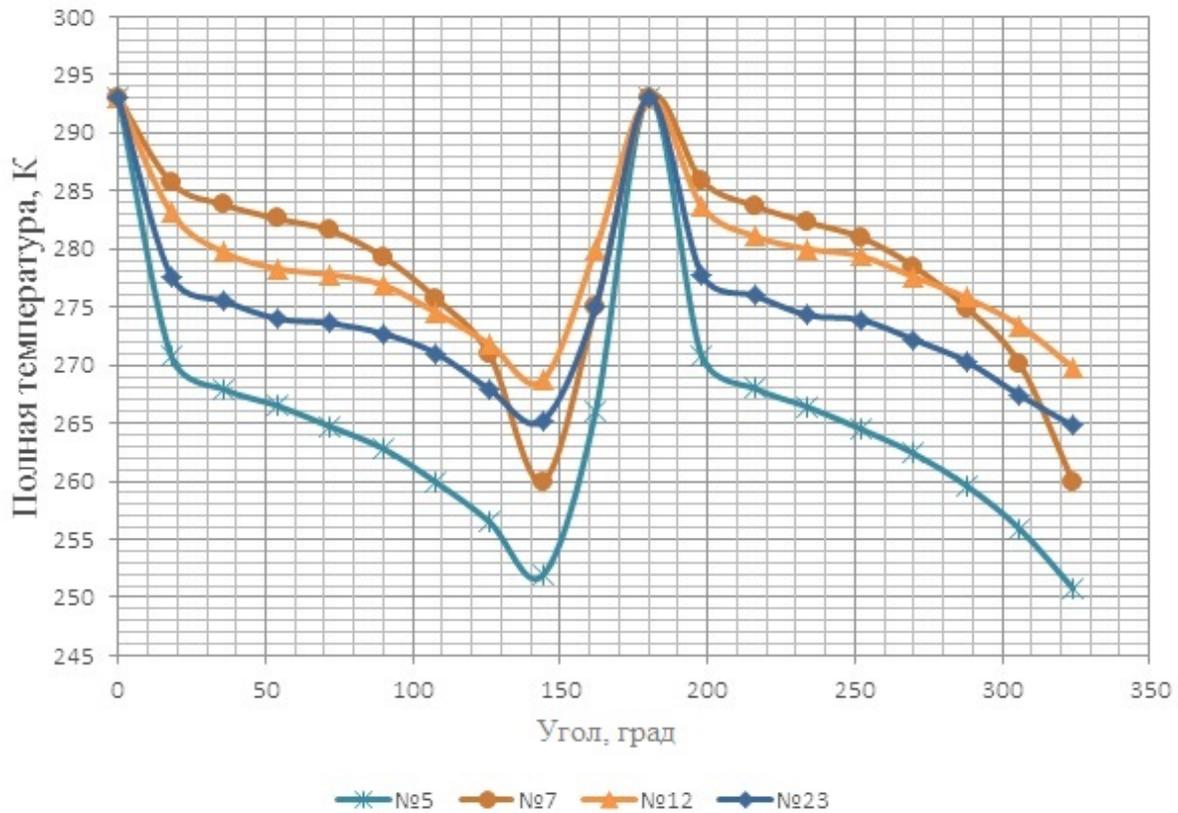


Рисунок 9 – Графики распределения полной температуры по длине рабочего канала двухпоточной проточной части

По визуализации течения видно, что на участках проточной части, где хорошо организовано продольно-вихревое движение, происходит эффективная передача энергии от потока газа лопаткам рабочего колеса, то есть преобразование энергии потока в работу на валу. На графиках рис. 9 - это участки, на которых полная температура стремительно уменьшается. На участках графиков с более пологими или горизонтальными участками поток не взаимодействует с лопатками рабочего колеса или взаимодействует с большими потерями из-за изменения условий натекания на лопатки.

Так, на рис. 9 (проточная часть № 7) видно, что на начальном участке происходит стремительное уменьшение полной температуры, что соответствует хорошо выраженному вихревому движению на этом участке (см. рис. 11). После 30 град. вихрь раскручи-

вается, и изменение полной температуры на участке 30 - 90 град. менее пологое. На выходном участке 90 - 140 град. вихревое взаимодействие снова улучшается. Подобная картина течения наблюдается и для проточных частей № 23 (рис. 12) и №12 (рис. 13), но изменяются протяжённость начального и выходного участков и структура вихревого движения газа. Так, для проточной части № 12, с наименьшим значением КПД (наименьшее снижение полной температуры от входа к выходу на рис. 9), после нескольких витков вихрь раскручивается и практически отсутствует до короткого выходного участка (рис. 13). Продольно-вихревое течение в проточной части № 5 сохраняется от входа к выходу на протяжении всего рабочего канала (рис. 10) и для этого режима имеем наибольшее снижение полной температуры (рис. 9) и высокий КПД (табл. 1).

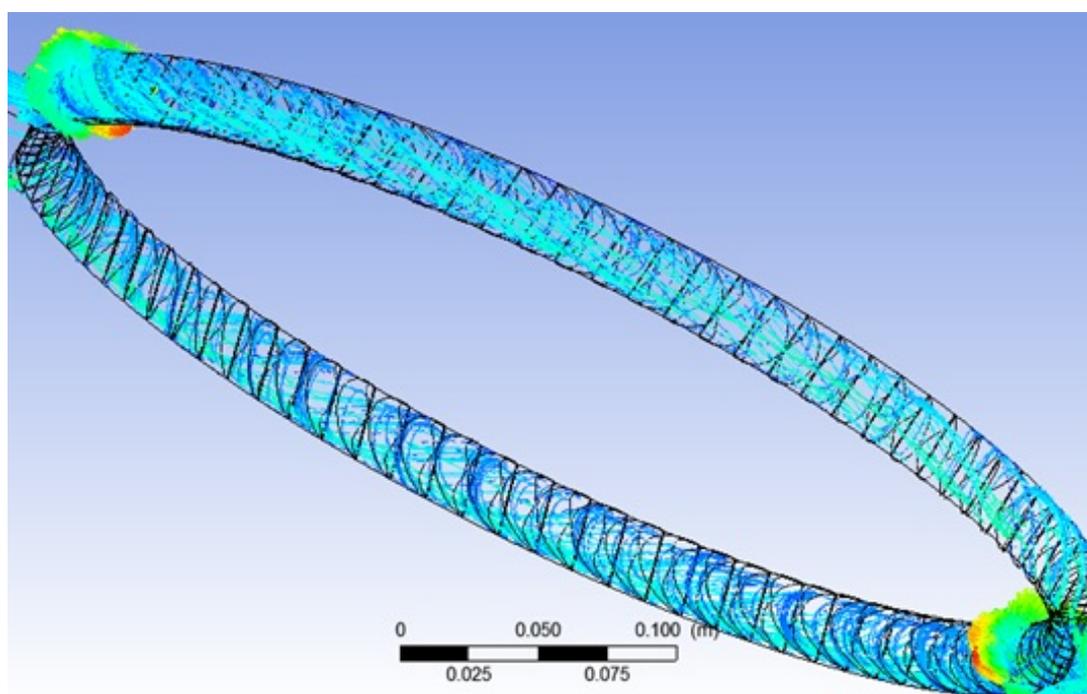


Рисунок 10 - Визуализация течения в проточной части № 5 вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом, КПД = 45 %

Таблица 2 - Геометрические и газодинамические параметры для усовершенствованной проточной части вихревой расширительной машины

Приведенная окружная скорость	Наружный диаметр рабочего колеса	Диаметр проточной части	Диаметр сопла	Угол наклона сопла	Адиабатный КПД	Суммарный массовый расход	Мощность на валу	Частота вращения ротора	Отношение давлений
UI	D, м	dph, м	ds, м	alfa_ns, град	КПД	G <sub>сум</sub> , кг/с	N, кВт	n, об/мин	Пт
0,16	0,331	0,02	0,008	40	0,48	0,04	1	3000	2

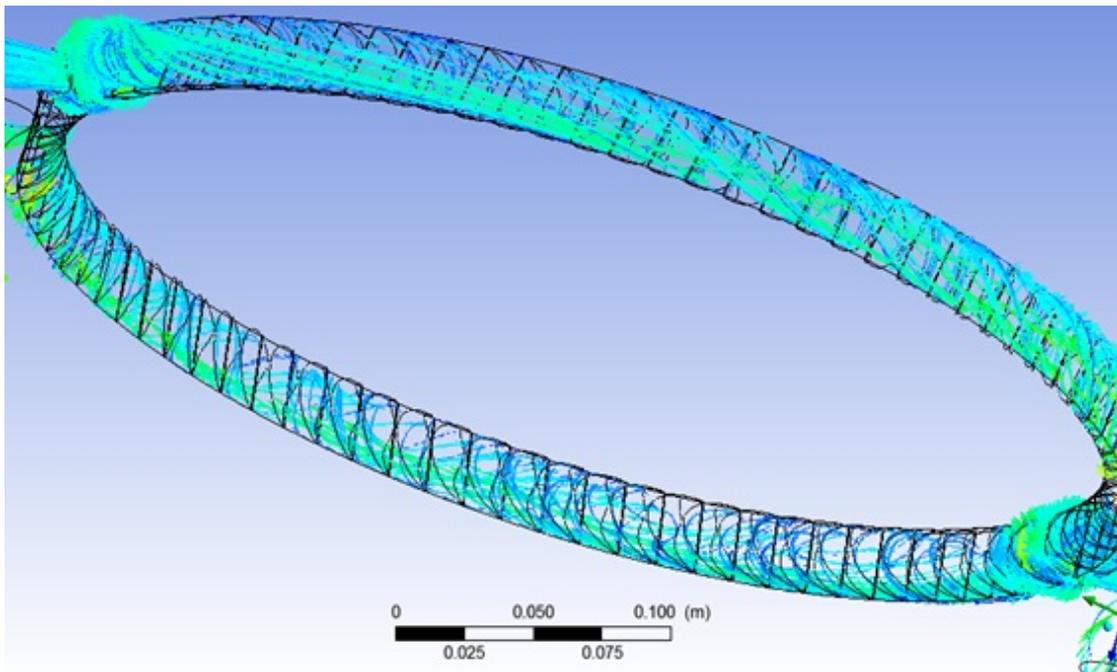


Рисунок 11 - Визуализация течения в проточной части № 7 вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом, КПД = 39 %

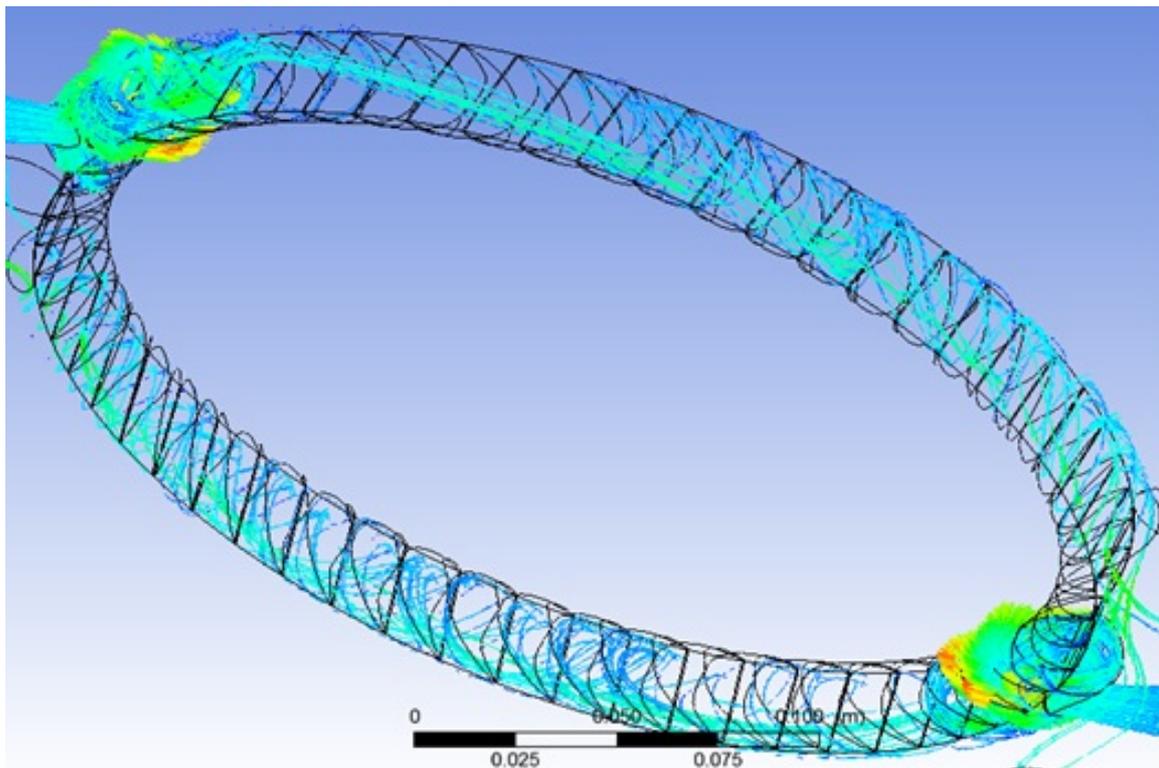


Рисунок 12 - Визуализация течения в проточной части № 23 вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом, КПД = 33 %

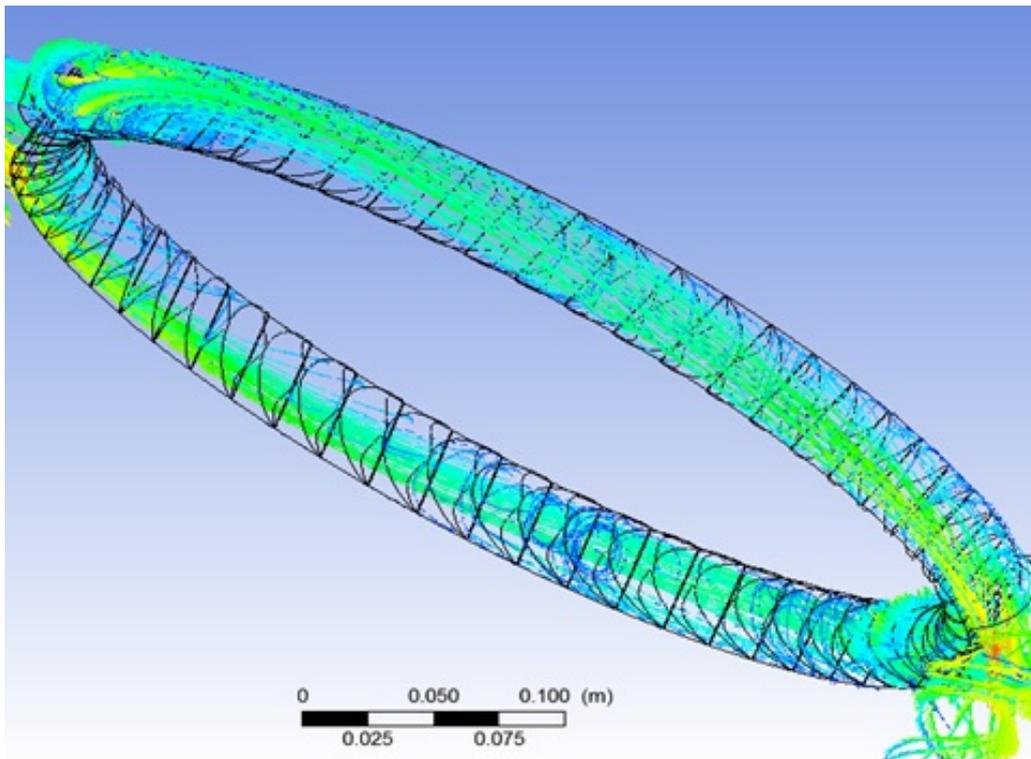


Рисунок 13 - Визуализация течения в проточной части № 12 вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом, КПД = 24 %

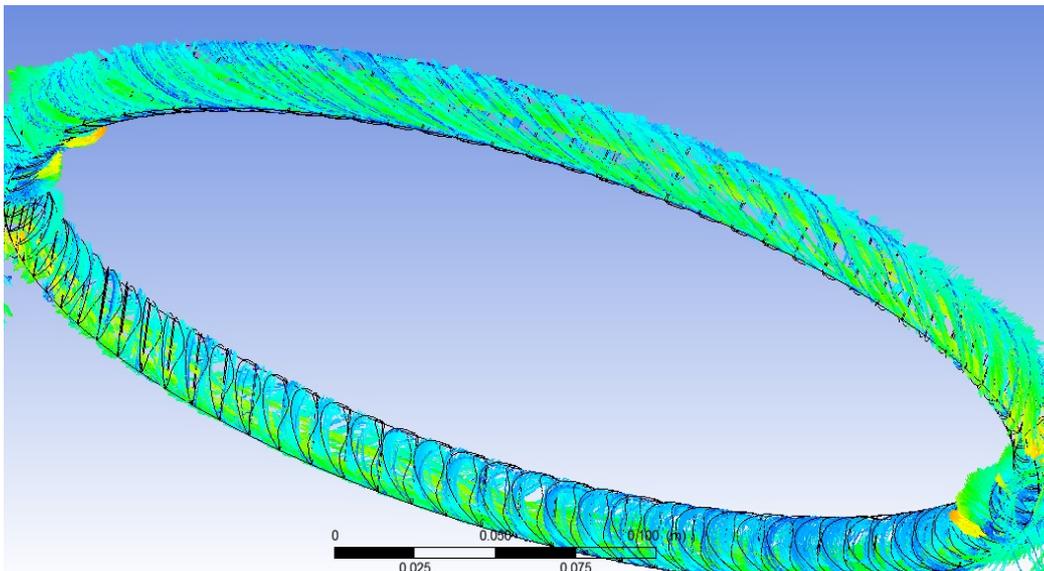


Рисунок 14 - Визуализация течения в усовершенствованной проточной части вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом, КПД = 48 %

С помощью виртуального стенда можно также быстро получить размерные и безразмерные характеристики проточной части, которые необходимы для анализа работы вихревой расширительной машины на режимах, которые могут возникнуть при эксплуатации.

Используя результаты анализа проведенных исследований (с помощью виртуального стенда) проточных частей была спроектирована проточная часть

для вихревой расширительной машины мощностью 1 кВт.

Для этой усовершенствованной проточной части были получены размерные и безразмерные характеристики, основные геометрические и режимные параметры для номинального режима, представленные в таблице 2. КПД этой проточной части составил 48 %, что на 18 % больше по сравнению с известными аналогами. Визуализация течения в усовершенство-

ванної проточної частини (рис. 14) показує дуже якісно сформоване подовжно-вихрове течіння по всій довжині проточної частини.

## ВИВОДИ

1. Створено віртуальний стенд, що дозволяє дослідити вплив геометричних і газодинамічних параметрів на ККД і картину течіння в проточній частині вихрових розширювальних машин.

2. З допомогою візуалізації наочно показано вплив подовжно вихрового течіння на ККД проточної частини розширювальної машини з зовнішнім периферійним каналом: чим краще організовано це течіння, тим вище ККД машини.

3. Перехід на двупоточну схему дозволив більш ефективно використовувати довжину проточної частини, а також компенсувати радіальні навантаження на опори, що сприяє підвищенню ККД і надійності роботи вихрової розширювальної машини.

4. Спроектована двупоточна проточна частина вихрової розширювальної машини з зовнішнім периферійним каналом з розрахунковим ККД 48% і отримано її безрозмірні та розмірні характеристики. Збільшення ККД (на 18%) отримано без ускладнення конструкції (без застосування статорних направляючих лопаток, без зміни площі робочого каналу від входу до виходу і т.п.), але за рахунок організації подовжно вихрового руху на всій довжині робочого каналу проточної частини шляхом правильного вибору геометричних параметрів проточної частини.

## Research vortex expansion machine with external peripheral channel using virtual test rig

S. M. Vaneev<sup>1)</sup>, D. V. Miroshnichenko<sup>2)</sup>

<sup>1), 2)</sup> *Sumy State University, 2, Rimsky Korsakov Str., Sumy, Ukraine, 40007*

Nowadays a promising direction in the energy sector is the development of small local power units. The implementation of projects on power supply by the introduction of low-power utilizing units based on the turbo-expander technologies is increasing.

The main obstacles to wider introduction of low-power (up to 0.5 MW) units are low efficiency, high cost and relative expenses for service in comparison with the powerful settings. For capacities up to 500 kW it is often possible to create units based on expansion vortex turbomachine in the gearless version. Advantages of the expansion vortex machine allow to obtain simple and reliable unit.

The objective of this work is to improve the efficiency and reliability of the expansion vortex machine by numerical research of gas flow in hydraulic components and the analysis of results.

The virtual test rig and methodology of research with the help of program complex ANSYS were created to achieve the objectives of the work. Data of computational experiments was verified to confirm the correct work of the virtual test rig and the methodology.

As a result, the influence of geometrical and gas-dynamic parameters on the flow pattern in the flow path of vortex expansion machine with a peripheral channel was established.

The improved flow path with estimated efficiency of 48% has been designed based on the analysis of the result of carried out research. Its dimensionless and dimensional characteristics were obtained.

**Keywords:** turbo-expander unit, vortex expansion machine, test rig, computational experiment, characteristics.

## Випробування вихрової розширювальної машини із зовнішнім периферійним каналом за допомогою віртуального стенда

С. М. Ванєєв<sup>1)</sup>, Д. В. Мірошніченко<sup>2)</sup>

<sup>1), 2)</sup> *Сумський державний університет, вул. Римського-Корсакова, 2, Суми, Україна, 40007*

На цей час перспективним напрямком в енергетиці є розвиток малих локальних енергоустановок. Збільшується реалізація проектів з енергопостачання за рахунок упровадження малопотужних утилізаційних установок на базі турбодетандерної техніки.

Основними перешкодами на шляху широкого впровадження малопотужних (до 0,5 МВт) установок є низький для такої потужності ККД, високі вартість і відносні витрати на обслуговування порівняно з потужними установками. Для потужностей до 500 кВт часто можливе створення установок на базі вихрової розширювальної турбомашини в безредукторному виконанні. Переваги вихрової розширювальної машини дозволяють одержати установку максимально простою і надійною.

Метою цієї статті є підвищення ефективності та надійності вихрової розширювальної машини шляхом проведення чисельного дослідження течії газу в проточній частині та аналізу його результатів.

Для реалізації цілей роботи був створений віртуальний стенд і методика проведення досліджень за допомогою програмного комплексу ANSYS. Проведена верифікація одержаних обчислювальним експериментом даних для підтвердження коректної роботи віртуального стенда і використаної методики.

У результаті досліджень встановлено вплив геометричних і газодинамічних параметрів на картину течії в проточній частині вихрової розширювальної машини з периферійним каналом.

За результатами аналізу проведених досліджень була спроектована вдосконалена проточна частина з розрахунковим ККД 48 % та одержані її безрозмірні і розмірні характеристики.

**Ключові слова:** турбодетандерна установка, вихрова розширювальна машина, випробувальний стенд, обчислювальний експеримент, характеристики.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Грицына В. П. Стратегический план развития малых локальных энергоустановок в США // Промышленная энергетика. – 2001. - № 12. – С.50 - 53.
2. Vanyeyev S., Influence of gap between driving wheel and corps on characteristics of jet-reactive turbine / S. Vanyeyev, A. Berezhnoi // Procedia Engineering. – 2012. – Vol. 39. – P. 1 - 8.
3. Vanyeyev Sergej, Jet-Reactive Turbine: Experimental Researches and Calculations by Means of Softwares / Sergej Vanyeyev, Viktor Getalo // Applied Mechanics and Materials. - 2014. – Vol. 630. – P. 66 – 71.
4. Байбаков О. В. Вихревые гидравлические машины. - М.: Машиностроение, - 1981. – 197 с.
5. Сергеев В. Н. Разработка пневмопривода вихревого типа с внутренним периферийным каналом и исследование влияния газодинамических и геометрических параметров на его эффективность : дис... канд. техн. наук : 05.04.06 / В. Н. Сергеев - М., 1983. - 127с.
6. Ванеев С. М. Разработка и исследование вихревого пневмопривода с внешним периферийным каналом и сопловым аппаратом : дис... канд. техн. наук : 05.04.06 / С. М. Ванеев. - М., 1986. - 183 с.
7. Староверов К. В. Совершенствование и исследование вихревой машины с периферийным каналом в режиме пневмопривода : дис... канд. техн. наук : 05.04.06 / К. В. Староверов. – М., 1990. - 128 с.

## REFERENCES

1. Gritsyna V. P. Strategic plan for the development of small local power plants in the United States // Industrial Energy. – 2001. № 12. – S.50 - 53.
2. Vanyeyev S., Berezhnoi A. Influence of gap between driving wheel and corps on characteristics of jet-reactive turbine / S. Vanyeyev, A. Berezhnoi // Procedia Engineering. – 2012. – Vol. 39. – P. 1-8.
3. Vanyeyev Sergej, Getalo Viktor. Jet-Reactive Turbine: Experimental Researches and Calculations by Means of Softwares // Applied Mechanics and Materials. - 2014. – Vol. 630. – P. 66 – 71.
4. Baybakov O.V. Vortex hydraulic machines. - M.: Machinery. - 1981. – 197p.
5. Sergeev V. N. Development vortex actuator with an internal peripheral channel and research of the effect of gas-dynamic and geometric parameters of its effectiveness. Dissertation Candidate of Engineering Sciences. - M., 1983. – 127 p.
6. Vaneev S. M. Development and research vortex pneumo drive with an external peripheral channel and nozzle device. Dissertation Candidate of Engineering Sciences. - M., 1986. - 183 p.
7. Staroverov K. V. Improvement and research of vortex machine with a peripheral channel in pneumo drive mode. Dissertation Candidate of Engineering Sciences. – M., 1990. – 128 p.