

С. М. Ванеев, канд. техн. наук, доцент, Д. В. Мирошниченко, аспирант (Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина)

## Исследование и оптимизация конструкции проточной части вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом

Проведено исследование влияния основных геометрических параметров двухпоточной вихревой расширительной машины на величину адиабатного КПД. Разработана параметрическая модель двухпоточной расширительной машины. Численное исследование проводилось в программном комплексе ANSYS CFX с использованием методов теории планирования экспериментов. Решена задача оптимизации двухпоточной проточной части с внешним периферийным каналом, где целевой функцией являлся адиабатный КПД.

**Ключевые слова:** энергосбережение, вихревая расширительная машина, параметрическая модель, планирование эксперимента, математическая модель, оптимизация.

Проведено дослідження впливу основних геометричних параметрів двохпоточної вихрової розширювальної машини на величину адиабатного ККД. Розроблено параметричну модель двохпоточної розширювальної машини. Чисельне дослідження проводилося в програмному комплексі ANSYS CFX з використанням методів теорії планування експериментів. Розв'язана задача оптимізації двохпоточної проточної частини із зовнішнім периферійним каналом, де цільовою функцією був адиабатний ККД.

**Ключові слова:** енергозбереження, вихрова розширювальна машина, параметрична модель, планування експерименту, математична модель, оптимізація.

Research of influence the major geometric parameters of twin-vortex expansion engine on the value of the adiabatic efficiency of the parametric model developed twin-expansion engine. Numerical study was carried out in the program complex ANSYS CFX using the methods of the theory of planning of experiments. Was solved the problem of optimization of the dual-stream flow with an external peripheral channel where the target function is the adiabatic efficiency.

**Keywords:** energy saving, whirling expansion machine, parametric model, experiment planning, mathematical model, optimization.

### Введение

В настоящее время для решения проблем энергосбережения и экологии проводятся работы по использованию вихревых расширительных машин для утилизации энергии избыточного давления газов и паров, устанавливаемых параллельно или взамен узлам редуцирования. Значительная часть энергии в процессе понижения давления может быть преобразована в механическую работу на валу турбины, устанавливаемой вместо редуктора или регулятора давления. С вала турбины энергия может быть использована для привода каких-либо устройств (насосов, компрессоров, вентиляторов) или преобразована в электрическую энергию с помощью генератора рис. 1.

Интерес к этому типу расширительных машин возник в связи с тем, что для малых мощностей (до 500 кВт) вихревые расширительные машины по многим своим технико-экономическим характеристикам превосходят все остальные типы. Например, вихревые расширительные машины, как и объёмные, способны срабатывать большие перепады давлений и имеют большие отношения пускового момента к номинальному, при этом, вихревая турбомашинка не имеет трущихся рабочих органов, не загрязняет рабочую среду и обеспечивает лучшие показатели ресурса и надежности. По сравнению с расширительными машинами динамического действия вихревые имеют скорость вращения в 5–10 раз

меньше, что позволяет использовать в качестве опор подшипники качения и исключить из систем промежуточные редукторы.

Но у вихревых расширительных машин есть и недостатки (устранение которых и является целью данной работы):

1. Из-за недостатка теоретических и экспериментальных исследований использование вихревых рас-



Рис. 1. Утилизирующая детандерная установка на базе вихревой расширительной машины

ширительных машин ограничивается низким значением КПД, находящимся в диапазоне 25–40 %.

2. Давление по длине проточной части вихревой ступени в значительной мере изменяется от входа к выходу (см. рис. 2). Это 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. Решить эту проблему можно переходом на многопоточную схему.

### Постановка задачи и объект исследований

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. Теоретические методы расчета вихревых машин в настоящее время не находят практического применения ввиду трудности учета всех факторов, влияющих на работу вихревой ступени. Наиболее эффективно применить численное моделирование течения газа с применением вычислительных программных комплексов.

Обзор известных источников показал отсутствие системных исследований относительно целесообразности перехода к многопоточной схеме расширительной машины. Известные экспериментальные значения КПД многопоточных схем не превышают 30 %. В связи с этим было проведено исследование влияния основных геометрических и газодинамических параметров двухпоточной вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом на ее эффективность.

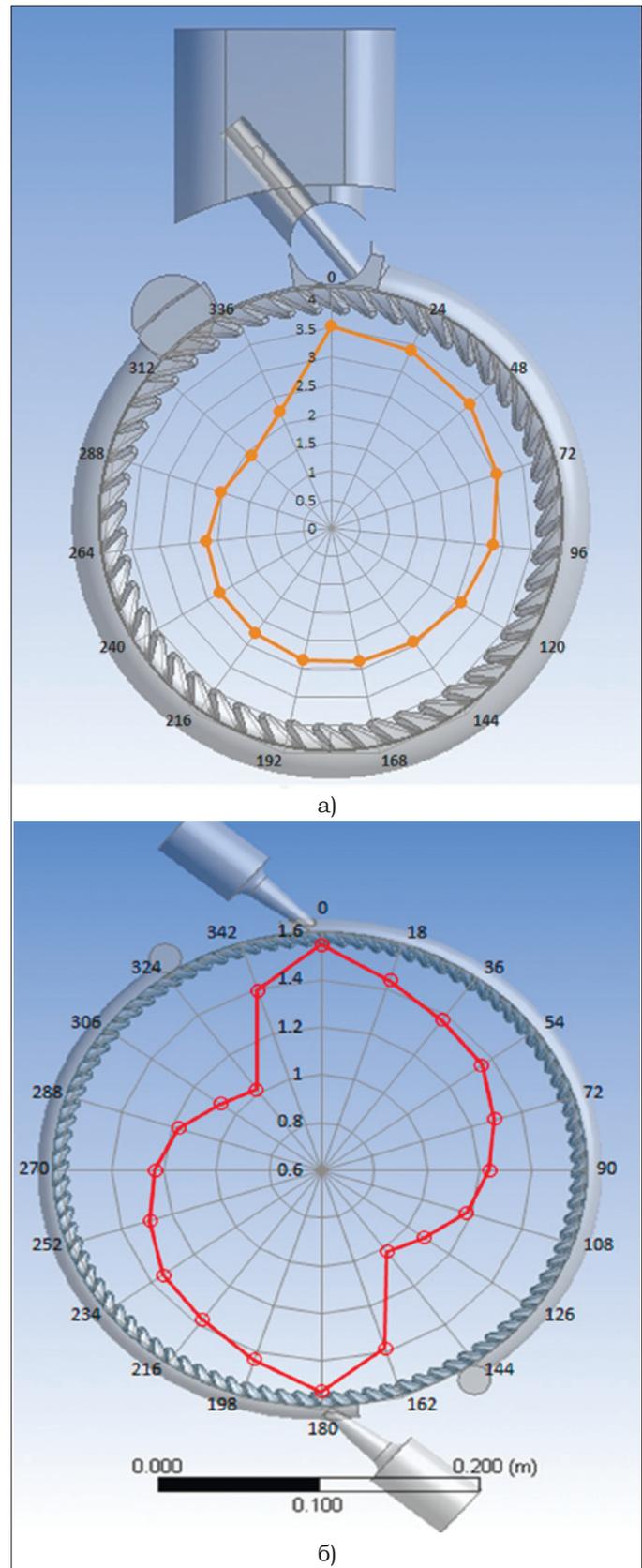
Целью работы является получение формальных математических моделей в виде квадратичного полинома для изучения влияния основных геометрических параметров элементов на характеристики расширительной машины, а так же изучение возможности оптимизации проточной части с применением методов теории планирования эксперимента.

### Модель вихревой расширительной машины

На первом этапе была построена параметрическая модель вихревой расширительной машины (рис. 3) и реализована в программном комплексе ANSYS CFX (рис. 4).

К параметрической модели предъявляются требования совместимости параметров модели (факторов). Совместимость означает, что все их комбинации осуществимы и безопасны. Это требование достигается применением независимых, как правило, определяющих и зависимых от определяющих параметров. Зависимость задается с помощью уравнений связи. Второе важное требование – это независимость определяющих параметров, то есть возможность установления параметра (фактора эксперимента) на любом уровне (в установленном диапазоне) вне зависимости от уровня других параметров (факторов) [1].

Для уменьшения числа опытов было необходимо определить наиболее влияющие параметры и уменьшить их количество с помощью уже имеющихся данных исследований вихревых машин. Уменьшить количество влияющих параметров можно также переходом от нескольких отдельных параметров к безразмерным комплексам (газодинамическим  $\bar{U}$ , геометрическим



**Рис. 2. Распределение статического давление по длине рабочего канала проточной части: а) вариант однопоточной схемы; б) вариант двухпоточной схемы (радиальные усилия взаимно скомпенсированы)**

$\bar{d}_{ph}, \bar{d}_s$ ), которые из них формируются. Значения остальных независимых геометрических параметров (рис. 3 и 5) были определены как менее значимые и оп-

тимальные их значения взяты из исследований, приведенных в работах [2, 3]. Влияющие параметры задавались в определенном для них диапазоне, в котором предполагалось получить оптимум целевой функции (в нашем случае – значение КПД).

Были выделены следующие наиболее влияющие факторы:

- приведённая окружная скорость  $\bar{U}$ ;
  - относительный диаметр проточной части  $\bar{d}_{ph} = d_k / D$  (рис. 3);
  - относительный диаметр сопла  $\bar{d}_{sc} = d_k / d$  (рис. 3);
  - угол наклона сопла  $\alpha_{ns}$  (рис. 3);
- и определен диапазон их изменения:
- $\bar{U} = 0,1 - 0,2$ ;
  - $\bar{d}_{ph} = 0,06 - 0,12$ ;
  - $\bar{d}_{sc} = 0,3 - 0,45$ ;
  - $\alpha_{ns} = 30 - 50 \text{ град}$ .

Приведённая окружная скорость  $\bar{U}$  характеризует оборотность и нагруженность турбины:

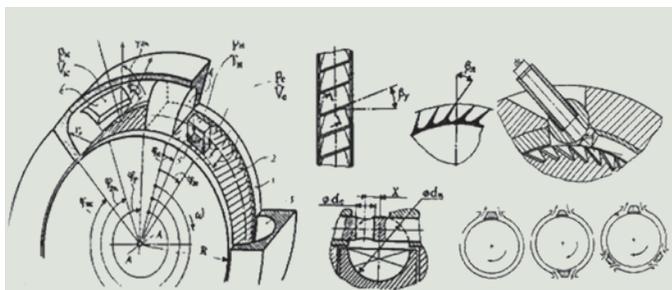
$$\bar{U} = \frac{U}{C_s} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \cdot C_s},$$

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.

Изоэнтропную скорость истечения определяют по формуле:

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

где  $h_s$  – удельный изоэнтропный перепад энтальпий (удельная располагаемая работа расширительной

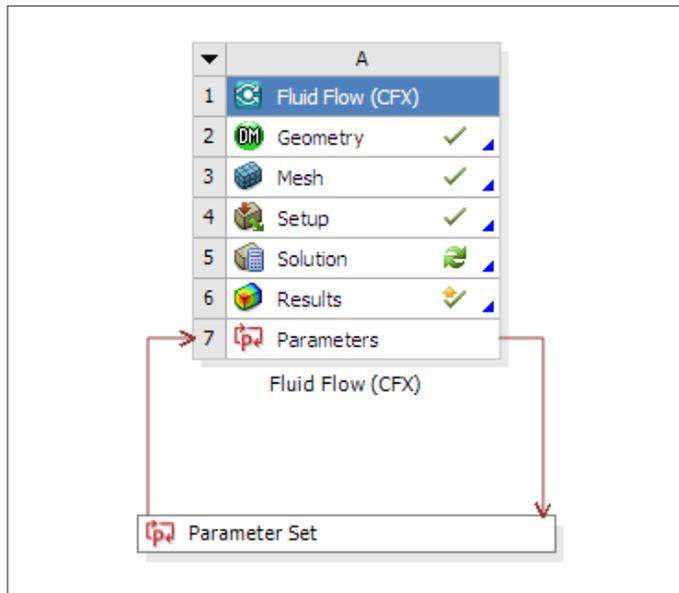


**Рис. 3. Параметрическая модель вихревой расширительной машины с внешним периферийным каналом**

машины), Дж/кг;  $k$  – показатель изоэнтропы рабочего тела;  $R$  – удельная газовая постоянная, Дж/кгК;  $T_{ex}^*$  – температура торможения газа на входе в машину, К; Пт – степень понижения давления в расширительной машине.

Таким образом, параметр  $U/C_s$  связывает частоту вращения турбины, ее габариты и располагаемую работу расширения газа в турбине. Так для классических радиальных турбин максимальный КПД соответствует параметру  $\bar{U} \approx 0,5-0,7$ .

Диапазон изменения параметра Пт для рассматриваемых условий составляет от 1,3 до 6 (дозвуковое сопло). В данном исследовании степень понижения давления принималась постоянной и равной Пт = 4.



**Рис. 4. Система параметрического газодинамического анализа Fluid Flow (CFX)**

Относительный диаметр сопла  $\bar{d}_s$  это отношение диаметра сопла в выходном сечении к диаметру канала проточной части. Диапазон изменения параметра  $\bar{d}_s$  принимался из конструктивных соображений так, чтобы не нарушить требования совместимости параметров.

Относительный диаметр проточной части  $\bar{d}_{ph}$  – это отношение диаметра меридионального сечения проточной части к наружному диаметру рабочего колеса. В исследованиях однопоточных вихревых машин [3, 2] оптимальные значения параметра  $\bar{d}_{ph} = 0,11 - 0,13$ , в работе [3] сделано предположение (которое не было подтверждено экспериментально), что для перехода

Outline of All Parameters				
	A	B	C	D
1	ID	Parameter Name	Value	Unit
2	Input Parameters			
3	Fluid Flow (CFX) (A1)			
4	P1	R2	0.224	m
5	P2	Rph	0.013	m
6	P3	beta_y	-10	degree
7	P9	fi_s	0	degree
8	P10	alfa_ns	50	degree
9	P11	alfa_s	6	degree
10	P12	rs2	0.004	m
11	P20	fiot_n	8	degree
12	P21	fiot_L	25	degree
13	P24	r_out	0.01	m
14	P29	delta_L	15	degree
15	P30	delta_betaL	15	degree
16	P31	beta_L1	35	degree
*	New input parameter	New name	New expression	
18	Output Parameters			
19	Fluid Flow (CFX) (A1)			
20	P28	eff	0.37549	
*	New output parameter		New expression	

**Рис. 5. Интерфейс панели Outline of All Parameters которая позволяет работать с входными и выходными параметрами**

на многопоточную схему необходимо сохранять относительную рабочую длину проточной части. В связи с этим в данном исследовании диапазон изменения параметра  $\bar{d}_{ph}$  принят 0,06–0,12.

Угол наклона сопла  $\alpha_{ns}$  определяет угол атаки при натекании газа из сопла на лопатки рабочего колеса. Диапазон его изменения выбран на основании исследований, представленных в работа [3, 2].

Адиабатный КПД при проведении вычислительного эксперимента определяется по формуле:

$$\eta = \frac{M_z \cdot \omega}{h_s \cdot m},$$

где  $M_z$  – крутящий момент на валу расширительной машины,  $H \cdot м$ ;  $\omega$  – угловая скорость вращения ротора,  $рад/с$ ;  $m$  – потребляемый расход газа,  $кг/с$ .

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

**Методика исследований.** Задачоптимизации состоит в отыскании такого допустимого, т. е. удовлетворяющего ограничениям, сочетания факторов, которое давало бы экстремальное значение целевой функции. Для получения формальной макромоделей использовался аппарат регрессионного анализа и теории планирования эксперимента [1]. В качестве функциональной связи между геометрическими параметрами проточной части и выходными данными был выбран полином второго порядка вида:

$$y = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i x_i + \sum_{i=1}^n a_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^n \sum_{j < i} a_{ij} x_i x_j.$$

Для построения квадратичной модели функции отклика необходимо варьирование независимых факторов как минимум на трех уровнях. Для исследования влияния четырех факторов на трех уровнях требуется 81 опыт. Для сокращения количества опытов применяются симметричные некомпозиционные планы Бокса-Бенкена, которые для четырех факторов позволяют получить значения коэффициентов квадратичного полинома, используя только 27 опытов. План Бокса-Бенкена представляет собой часть полного трехуровневого плана второго порядка, который по статистическим характеристикам превосходит известные центрально-композиционные ортогональные и ротатабельные планы.

В данной работе расчетные точки вычислительного эксперимента выбирались по плану полного факторного эксперимента с дальнейшим сравнением с планом Бокса-Бенкена. В точках плана осуществлялось численное моделирование течения газа с применением программного комплекса ANSYS CFX. Комплекс хорошо зарекомендовал себя в турбомашиностроении при решении многих задач газовой динамики [4]. Задача принималась осесимметричной и решалась в квазитрехмерной постановке, на основе решения осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса. Моделирование турбулентных эффектов осуществлялось посредством SST модели. В качестве исходных данных для расчетов были приняты: полное давление и полная температура на входе и статическое давление на выходе из расчетной области. Рабочее тело – вязкий сжимаемый воздух. Турбулентность потока на начальном участке 3 %. В качестве критерия сходимости принимается условие достижения максимальными невязками параметров течения значений ниже 10<sup>-5</sup>, либо отсутствие больших осцилляций в значениях выходных параметров.

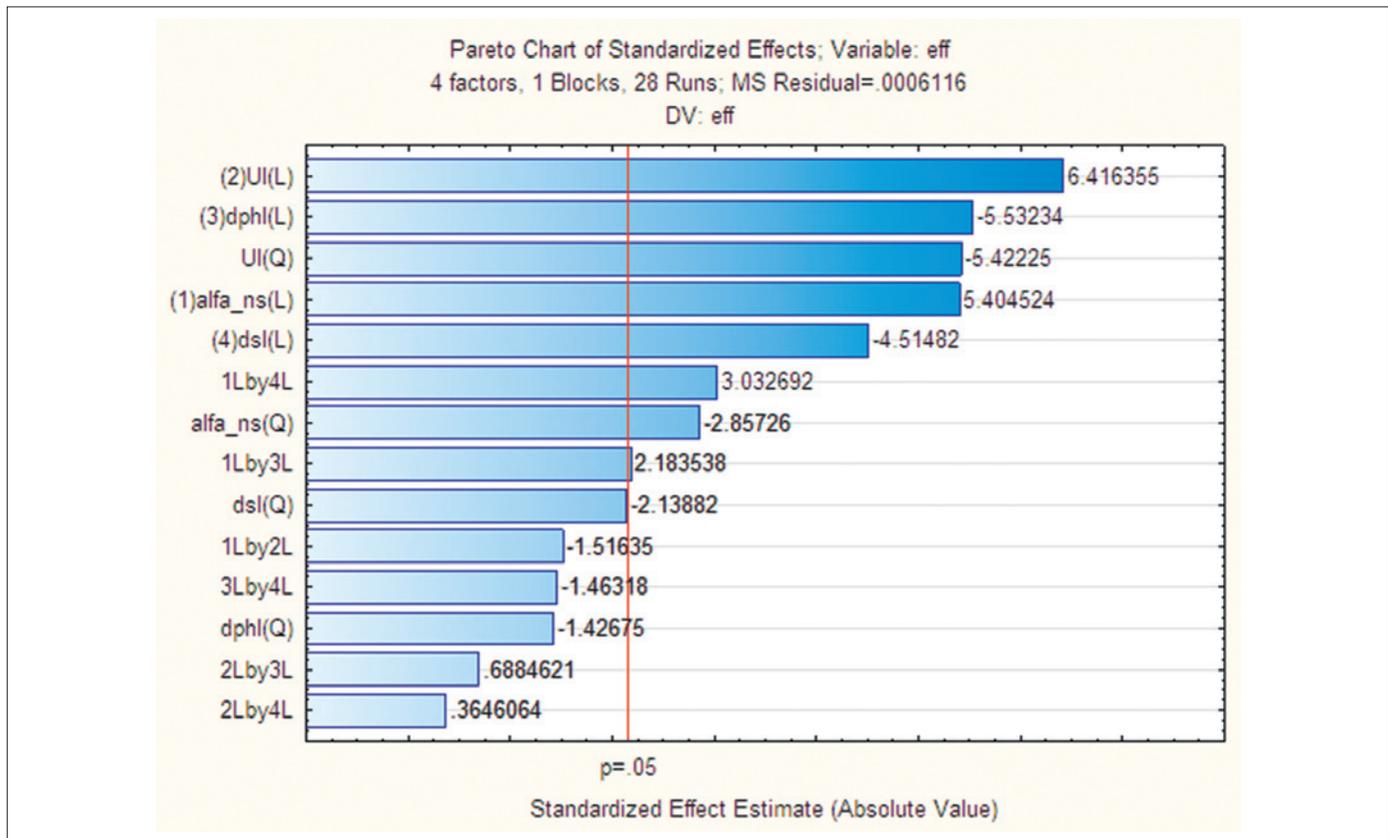
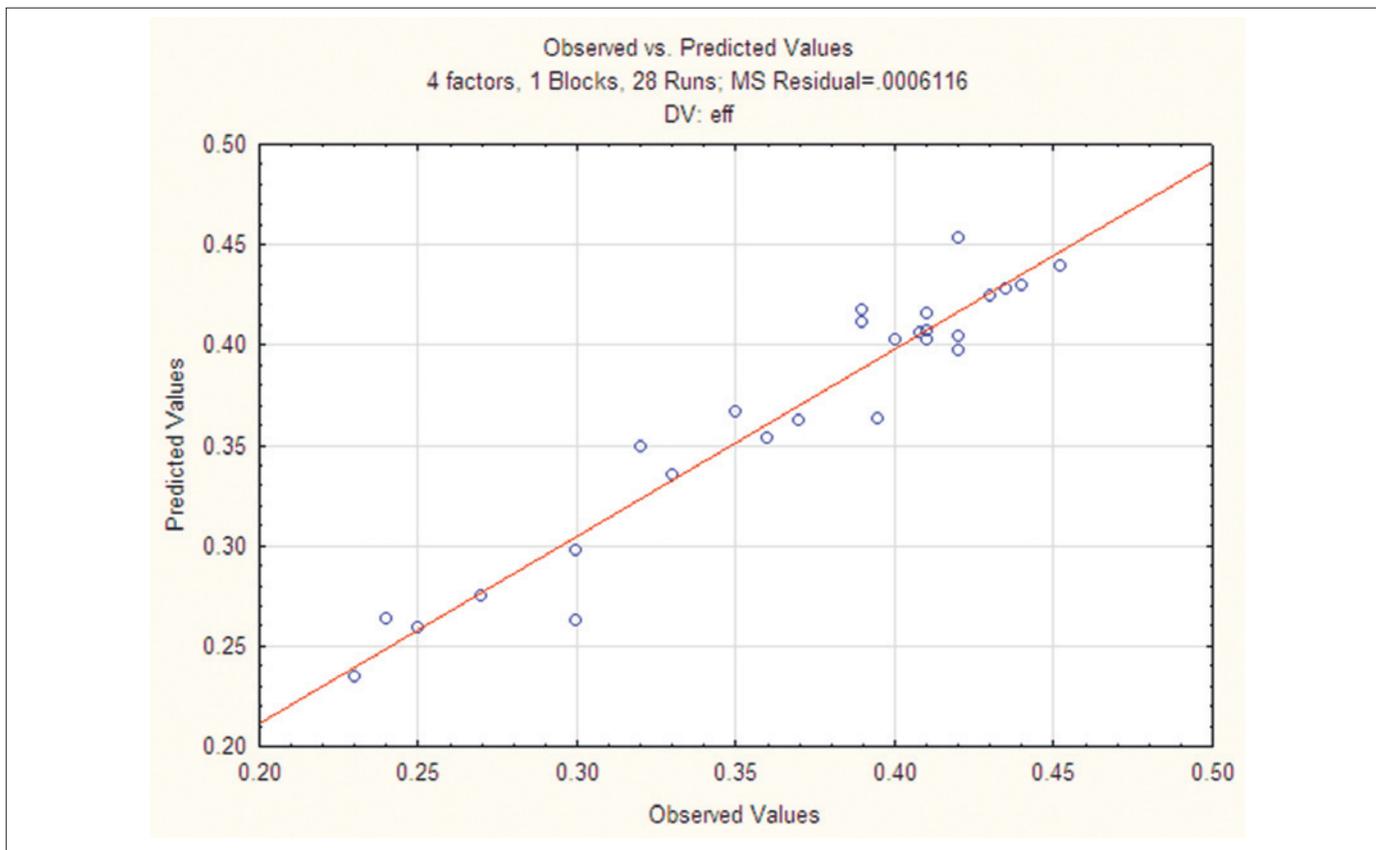


Рис. 6. Диаграмма значимости (чувствительности) эффекта  $eff$  – адиабатный КПД



**Рис. 7.** Диаграмма рассеяния наблюдаемых (ось абсцисс) и предсказанных с помощью полученной математической модели значений КПД (*eff*) расширительной машины

### Результаты исследований

Ниже представлена диаграмма, показывающая значимость входных параметров для выходных критериев (рис. 6).

На величину адиабатного КПД (см. рис. 6) больше всего влияет параметр  $\bar{U}$ , параметры  $d_{ph}$ ,  $d_s$ ,  $\infty_{ns}$  также имеют большое влияние и необходимо знать их оптимальные значения для достижения максимальных значений КПД.

Анализ полученных результатов (рис. 6, 7, 8) показывает, что влияющие параметры и диапазоны их изменения были выбраны правильно, получен оптимум для целевой функции (КПД).

На основе полученных результатов могут быть рекомендованы определенные соотношения геометрических и газодинамических параметров, обеспечивающие относительно высокий уровень КПД двухпоточной вихревой машины с внешним периферийным каналом в диапазоне изменения  $\Pi\tau = 1,1 - 6$ :  $\bar{U} = 0,15 - 0,18$ ;  $d_{ph} = 0,06 - 0,07$ ;  $d_s = 0,3 - 0,38$ ;  $\infty_{ns} = 40 - 48 \text{ град}$ .

Результаты вычислительного эксперимента показывают, что регулированием параметрами  $d_{ph}$  и  $d_s$  около диапазона их оптимума можно добиться необходимых параметров момента и мощности без значительного снижения КПД не увеличивая радиальных размеров проточной части. Например, при постоянных наружном диаметре рабочего колеса и частоте вращения, можно увеличить мощность расширительной машины в 5 раз при снижении КПД всего на 5 % (с 45 % до 40 %), увеличив значения диаметра канала проточной части  $d_k$  и диаметра сопла  $d_c$ .

### Выводы

1. В работе на основе использования программного комплекса ANSYS разработана параметрическая модель и методика численного исследования вихревой расширительной машины, позволяющая исследовать влияние геометрических и газодинамических параметров на ее эффективность и характеристики. Установлены наиболее влияющие факторы и определены диапазоны их изменения.

2. На основе теории планирования эксперимента построен план и выполнен вычислительный эксперимент, по результатам которого (см. рис. 8) получена математическая модель (полином) в виде зависимости КПД турбины от основных влияющих факторов.

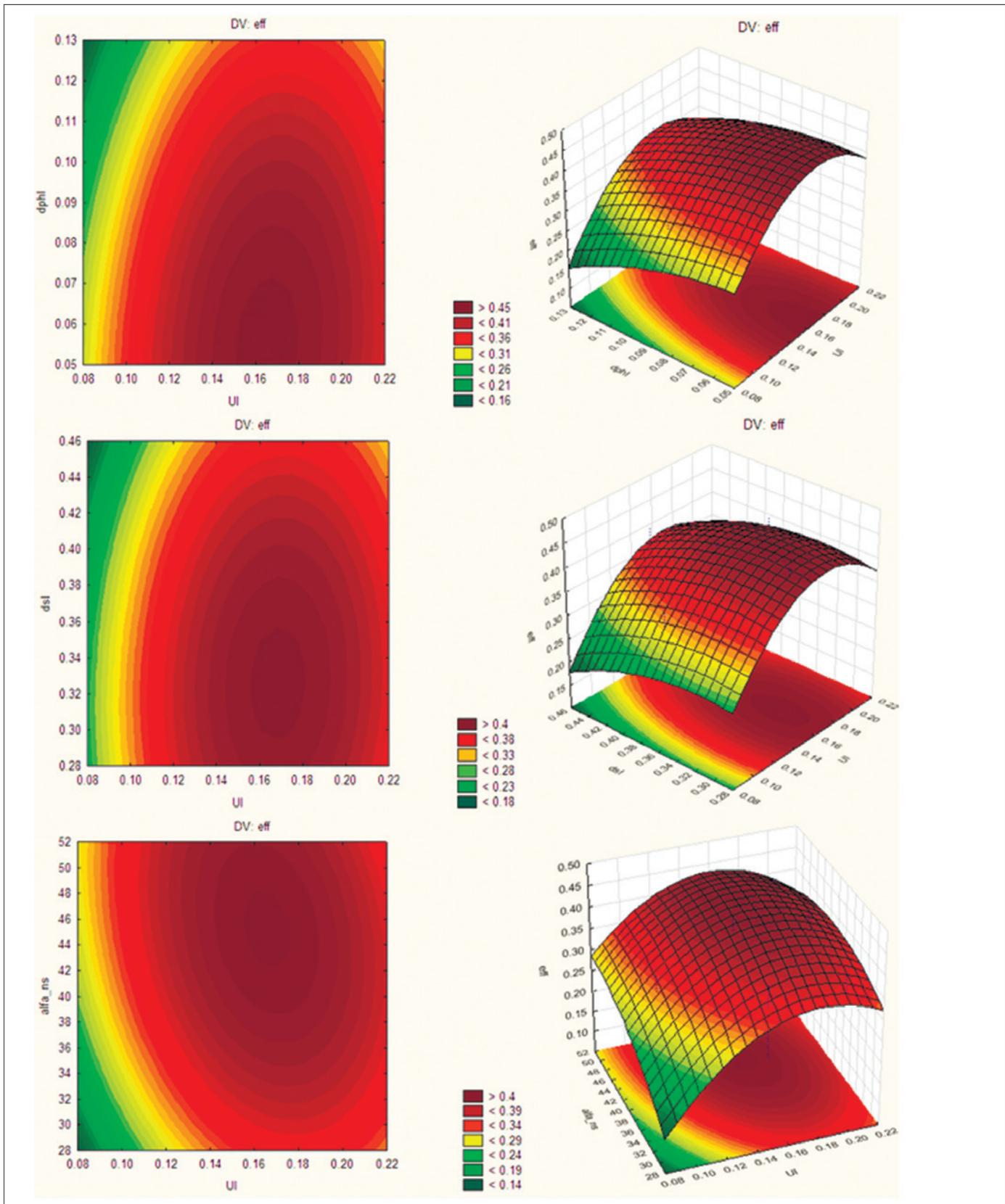
3. Проведена многокритериальная оптимизация, которая позволила найти геометрические параметры проточной части, обеспечивающие максимальный КПД оборудования.

4. Установлено, что по результатам работы оптимальные значения КПД вихревой двухпоточной турбины с внешним периферийным каналом удалось повысить более чем на 15 % (с уровня менее 30 % до уровня более 45 %). Разработана и оформлена в виде программы методика проектного расчета для такой проточной части.

5. Предложенный подход может успешно применяться для дальнейшей оптимизации конструкции проточной части данного вида оборудования.

### Список литературы:

1. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 280 с.



**Рис. 8. Поверхности отклика: карты линий уровня и график поверхностей отклика для выходного параметра *eff* – адиабатный КПД**

2. 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.
3. Ванев С. М. Разработка и исследование вихревого пневмопривода с внешним периферийным каналом и сопловым аппаратом: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.06 / С. М. Ванев. – М., 1986. – 183 с.
4. Шелковский М. Ю. Верификация программного комплекса ANSYS CFX для численного анализа трехмерного вязкого течения в компрессоре / М. Ю. Шелковский // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 3/10 (57). – С. 60–65.