

УДК 621.4

DOI:10.46960/62045 2021\_1\_41

Ю.П. Кузнецов, В.А. Кикеев, А.Б. Чуваков,  
Р.А. Погодин, А.А. Миронов, А.Н. Жаров  
**АНАЛИЗ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ТУРБИНЕ  
С РАДИАЛЬНЫМИ СТУПЕНЯМИ ДАВЛЕНИЯ  
НА ОСНОВЕ РАСЧЕТНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ**

*Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексеева*  
Нижний Новгород, Россия

Представлены результаты исследования двухступенчатой турбины с радиальными ступенями давления. Исследование проведено на основе сформулированного ранее подхода к расчетам процессов течения рабочего тела и определению характеристик многоступенчатого турбинного привода пневмоинструмента. Описан подход к обработке результатов. Проведен анализ особенностей рабочих процессов исследуемой турбины. Получены характеристики крутящего момента и мощности для турбины в целом и ее ступеней по отдельности для номинального режима работы.

**Ключевые слова:** численное моделирование, пневмоинструмент, турбомашина, уравнения Навье-Стокса.

### Введение

С помощью описанных ранее подходов [1-4] к исследованию рабочих процессов, происходящих в двухступенчатой турбине с радиальными ступенями давления проведено численное моделирование данных процессов с целью совершенствования работы микротурбинного привода.

Конструктивная схема турбинной ступени с принятой схемой обозначения сечений приведена на рис. 1.

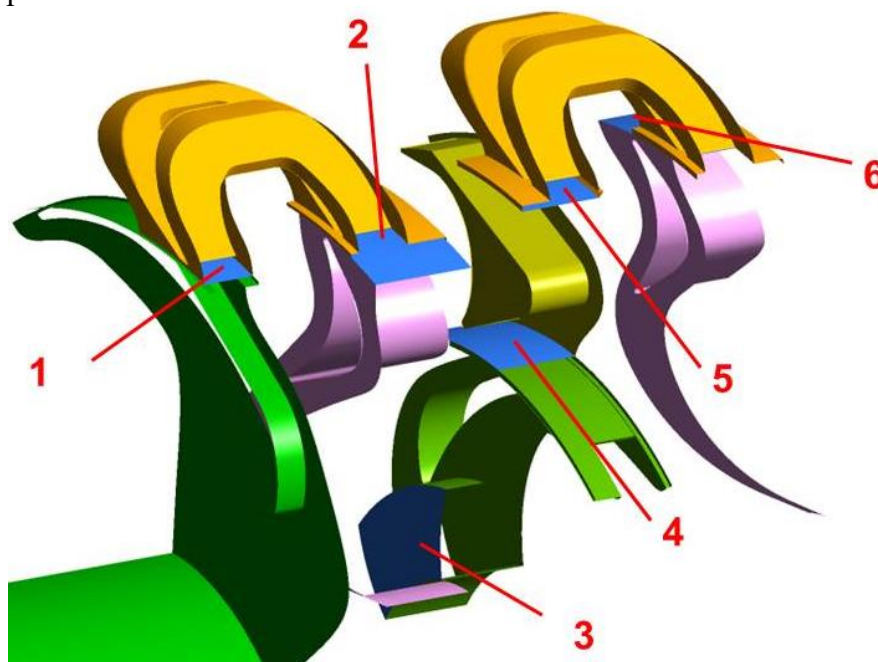


Рис. 1. Контрольные сечения микротурбины с нумерацией

По результатам осреднения, выполненного для  $\frac{1}{4}$  оборота рабочего колеса, были получены характеристики ступеней, приведенные в табл. 1. Параметры потока по сечениям в соответствии с их нумерацией приведены в табл. 2. Для расчета значений мощностей и эффективности элементов турбины использовались выражения (1)-(5). Стоит отметить, что, поскольку принят нестационарный подход к моделированию, в указанных выражениях используются осредненные параметры потока. Основные характеристики ступени и ее элементов описываются выражениями (1)-(5).

Внутренний КПД без учета утечки рабочего тела, но с учетом потерь трения корневых поверхностей колес:

$$\eta_{i6/y} = \frac{M\pi n}{30GH_0}, \quad (1)$$

где  $n$  – частота вращения турбины [об/мин];  $H_0$  – перепад энтальпий на ступень [Дж/кг],  $G$  – массовый расход газа [кг/мин]. Момент  $M$  в выражении (1) является результирующим моментом полезного момента проточной части и момента трения на корневых обводах рабочих колес (а также момента трения на торцевых периферийных обводах элементов с парциальным выходом рабочего тела).

Мощность ступени (с учетом потерь от трения, но без учета утечки рабочего тела):

$$N_{6/y} = \frac{M\pi n}{30}; \quad (2)$$

Коэффициент скорости рабочего колеса с выходом потока в сечении  $n$ :

$$\psi = \frac{w_n}{[2 \cdot (h_{n-1} - h_{nt}) + w_{n-1}^2 - u_{n-1}^2 + u_n^2]^{1/2}}; \quad (3)$$

где  $w_n$  – скорость в относительном движении в сечении  $n$ , [м/с];  $u$  – окружная скорость в сечении  $n$ , [м/с];  $h$  – статическая энтальпия [Дж/кг].

Коэффициент скорости соплового или направляющего аппарата с выходом потока в сечении  $n$ :

$$\varphi = \frac{c_n}{[2 \cdot (h_{n-1} - h_{nt}) + c_{n-1}^2 - u_{n-1}^2 + u_n^2]^{1/2}}; \quad (4)$$

где  $c_n$  – скорость в абсолютном движении в сечении  $n$ , [м/с].

Действительная работа ступеней вычисляется из интегральных параметров в соответствии с выражением:

$$H = \frac{N_{6/y}}{G} \quad (5)$$

В табл. 1 представлены интегральные результаты по развиваемому моменту, мощности и эффективности исследуемой турбины в целом, а также для ее ступеней в отдельности.

$\pi^*$  – полный перепад давлений на каждую ступень и турбину в целом,

$H_0$  – располагаемый перепад энтальпий на каждую ступень и турбину в целом,

$H^*$  – работа ступеней и турбины в целом,

$\eta_{i6/y}$  – внутренний КПД (1).

В табл. 2 приводятся осредненные по времени параметры потока по сечениям. Используются следующие обозначения:  $p^*$  – полное давление [Па],  $p$  – давление [Па],  $h^*$  – полная энтальпия [Дж/кг],  $h$  – энтальпия [Дж/кг],  $T$  – температура [К],  $s$  – энтропия [Дж/К].

Все значения табл. 2, включая энтальпии, приводятся из постпроцессора использованного программного продукта. Энтальпия по полным параметрам приводится для абсолютно го движения. Обозначение  $F_{CF2N}$  обозначает площадь горла центробежной части второй ступени (40 либо 42,5 мм<sup>2</sup>).

Таблица 1.  
Интегральные параметры

| $F_{CF2N}=40 \text{ мм}^2$ |         |        |       |                    | $F_{CF2N}=42,5 \text{ мм}^2$ |         |        |       |                    |
|----------------------------|---------|--------|-------|--------------------|------------------------------|---------|--------|-------|--------------------|
|                            | $\pi^*$ | $H_0$  | $H^*$ | $\eta_{\text{бу}}$ |                              | $\pi^*$ | $H_0$  | $H^*$ | $\eta_{\text{бу}}$ |
| ST1                        | 2,06    | 54774  | 19744 | 0,360              | ST1                          | 2,19    | 58966  | 22202 | 0,377              |
| ST2                        | 3,59    | 81693  | 25929 | 0,317              | ST2                          | 3,36    | 79764  | 24898 | 0,312              |
| Turbine                    | 7,20    | 127297 | 45673 | 0,359              | Turbine                      | 7,20    | 127297 | 47100 | 0,370              |

|         | M     | N      | $\varphi$ | $\psi$ |         | M     | N      | $\varphi$ | $\psi$ |
|---------|-------|--------|-----------|--------|---------|-------|--------|-----------|--------|
|         |       | ST1    |           |        |         |       | ST1    |           |        |
| ST1 CF  | 0,156 | 408,2  | ---       | 0,74   | ST2 CF  | 0,169 | 442,2  | ---       | 0,72   |
| ST1 CP  | 0,093 | 243,1  | 0,65      | 0,7    | ST2 CP  | 0,111 | 290,5  |           |        |
|         |       | ST2    |           |        |         |       | ST2    |           |        |
| ST2 CF  | 0,185 | 484,1  | 0,88      | 0,5    | ST2 CF  | 0,172 | 450,1  | 0,84      | 0,61   |
| ST2 CP  | 0,142 | 371,6  | 1,03      | 0,6    | ST2 CP  | 0,142 | 371,6  | ---       | 0,52   |
| Turbine | 0,576 | 1506,9 |           |        | Turbine | 0,594 | 1554,3 |           |        |

Таблица 2.  
Параметры по сечениям турбины

$F_{CF2N}=40 \text{ мм}^2$

|          | $p^*$  | $p$    | $h^*$<br>(abs) | $h$    | $T$   | $w$    | $c$    | $s$    |
|----------|--------|--------|----------------|--------|-------|--------|--------|--------|
| 0(INLET) | 729985 | 729907 | -4131          | -5184  | 293,0 | 45,5   |        | -584,4 |
| 1        | 665462 | 358126 | -3758          | -19101 | 279,1 | 237,0  | 167,5  | -424,1 |
| 2        | 393396 | 369033 | -20049         | -25202 | 273,1 | 67,4   | 129,2  | -459,5 |
| 3        | 355792 | 353995 | -24796         | -26836 | 271,4 | 38,5   | 62,5   | -453,5 |
| 4        | 329826 | 149874 | -26464         | -54260 | 244,1 | 257,66 | 307,8  | -313,2 |
| 5        | 169959 | 158767 | -42007         | -46237 | 252,1 | 129    | 85     | -296,9 |
| 6        | 134174 | 110184 | -42211         | -53430 | 245,0 | 85,01  | 148,42 | -221,5 |
| OUTLET   | 104513 | 101325 | -52222         | -54838 | 243,6 | 63,57  | 29,63  | -203,2 |

$F_{CF2N}=42,5 \text{ мм}^2$

|          | $p^*$  | $p$    | $h^*$<br>(abs) | $h$    | $T$   | $w$   | $c$   | $s$    |
|----------|--------|--------|----------------|--------|-------|-------|-------|--------|
| 0(INLET) | 729985 | 729910 | -4131          | -5184  | 293,0 | 45,5  |       | -584,5 |
| 1        | 664101 | 334609 | -3942          | -22188 | 276,1 | 253,0 | 39,7  | -414,9 |
| 2        | 371121 | 345337 | -23029         | -27360 | 270,9 | 63,7  | 90,8  | -448,4 |
| 3        | 334303 | 332660 | -25473         | -28084 | 270,2 | 37,6  | 60,4  | -440,2 |
| 4        | 306607 | 151600 | -25925         | -52794 | 245,6 | 86,7  | 284,2 | -310,1 |
| 5        | 171432 | 159296 | -38935         | -45955 | 252,4 | 92,2  | 69,1  | -296,8 |
| 6        | 133930 | 110223 | -39614         | -53143 | 245,2 | 90,0  | 159,6 | -220,5 |
| OUTLET   | 104780 | 101325 | -53693         | -55849 | 242,6 | 73,8  |       | -207,3 |

Проанализируем полученные интегральные параметры и, прежде всего, отметим три особенности работы рассматриваемой ступени.

1. Площади горла ступеней определяют большую нагруженность второй ступени: перепад на нее составляет 81 693 Дж/кг против 54 774 Дж/кг на первую ступень для площади

горла  $CF2\_N$  40 мм<sup>2</sup>; для  $CF2\_N$  42,5 мм<sup>2</sup> соотношение перепадов составляет 79 764 против 58 996 Дж/кг;

2. Все венцы турбины имеют низкие коэффициенты скорости как сопловых аппаратов, так и рабочих колес;

3. Распределение мощностей по ступеням не соответствует теоретическому для осевых ступеней скорости. Согласно теории, распределение мощности по ступням в рамках осевой ступени скорости составляет 75/25 %. Для рассматриваемой турбины соотношение составляет от 62/38 для варианта  $CF2\_N=40$  мм<sup>2</sup> до 55/45 для  $CF2\_N=42,5$  мм<sup>2</sup>.

### Анализ результатов численного моделирования и описание особенностей исследуемой турбины. Обоснование распределения мощностей между центробежным и центростремительным венцами

Проанализируем более подробно параметры потока в сечениях для объяснения особенностей, отмеченных ранее. Будем рассматривать случай  $F\_CF2N = 40$  мм<sup>2</sup>,  $F\_CF1 = 27$  мм<sup>2</sup> (8 сопел сегнера).

*Первая ступень.* Проведем анализ для первой ступени. Она имеет компоновку: центробежное колесо без соплового аппарата – ПНА – центростремительное колесо.

Применим одномерную теорию для оценки мощности, вырабатываемой центробежным CF1 и центростремительным CP1 венцами первой ступени. Распределение перепадов примем  $H_{CF1}=55\ 036$  Дж/кг,  $H_{CP1}=8\ 389$  Дж/кг (указаны перепады с учетом входной скорости). Совершенство процессов в венцах характеризуется коэффициентами скорости  $\psi_{CF1}$  и  $\psi_{CP1}$ . Для ПНА первой ступени рассмотрим два значения коэффициента скорости:  $\varphi_{TURN}=1$ , что соответствует течению в ПНА без потерь, а также  $\varphi_{TURN}=0,78$ , как было показано в результате проведения CFD расчета. Будем также считать, что при изменении коэффициентов скорости венцов и изменении действительных скоростей истечения распределение перепадов не изменяется. Расход рабочего тела примем равным 0,0343 кг/с.

Окружная работа центробежного венца определяется выражением:

$$H_{uCF} = \frac{w_1^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} - \frac{u_1^2}{2}; \quad (6)$$

Окружная работа центростремительного венца определяется выражением:

$$H_{uCP} = \frac{w_3^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_3^2}{2}; \quad (7)$$

Совершенство процесса расширения в сопле центробежного рабочего колеса CF1 характеризуется коэффициентом скорости  $\psi_{CF1}$ :

$$w_1 = \psi_{CF1} \cdot w_{1t} \quad (8)$$

Значение теоретической скорости  $w_{1t}$  определяется в соответствии со знаменателем выражения (3).

Значение теоретической скорости  $c_1^2$  определяется в соответствии с теоремой косинусов:

$$c_1^2 = w_1^2 + u_1^2 - 2w_1u_1 \cdot \cos\beta_1^*; \quad (9)$$

Скорость на выходе из ПНА  $c_t$

Предполагая идеальную работу ПНА, будем считать  $c_2 = c_1$ .

Значение  $w_2$  определим из кинематики:

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2 \cdot \cos\alpha_2; \quad (10)$$

Совершенство процесса расширения в сопле центростремительного рабочего колеса CP1 характеризуется коэффициентом скорости  $\psi_{CP1}$ :

$$w_3 = \psi_{CP1} \cdot w_{3t} \quad (11)$$

Значение теоретической скорости  $w_{3t}$  определяется в соответствии со знаменателем выражения (3). Значение  $c_3$  определим из кинематики:

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2 \cdot \cos\alpha_2 ; \quad (12)$$

Когда все компоненты скорости определены и расход рабочего тела известен, можно произвести расчет мощности, вырабатываемой венцами.

Для наглядности приведем три графика: на рис. 2 показана мощность центробежного и центростремительного венцов для диапазона значений  $\psi_{CP1} = \psi_{CF1}$  от 0,7 до 1 при  $\varphi_{TURN}=1$  (без потерь в ПНА). На рис. 3 показана зависимость мощностей при фиксированном значении  $\psi_{CF1} = 0,7$  и варьируемом  $\psi_{CP1}$  в диапазоне от 0,3 до 0,7, также без потерь в ПНА. Рис. 4 отражает ситуацию для тех же коэффициентов скорости рабочих колес венцов, что и рис.3, однако  $\varphi_{TURN} = 0,78$ .

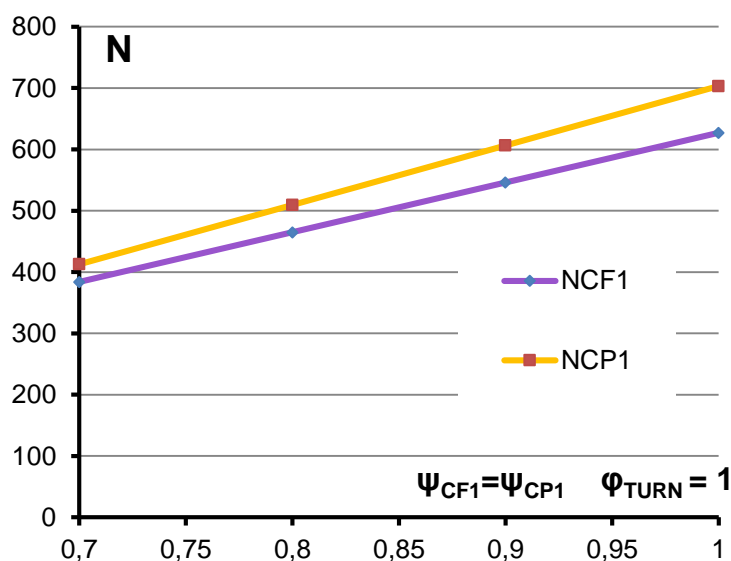


Рис. 2. Мощности CF1 и CP1 при  $0,7 < \psi_{CP1} = \psi_{CF1} < 1$ ;  $\varphi_{TURN} = 1$

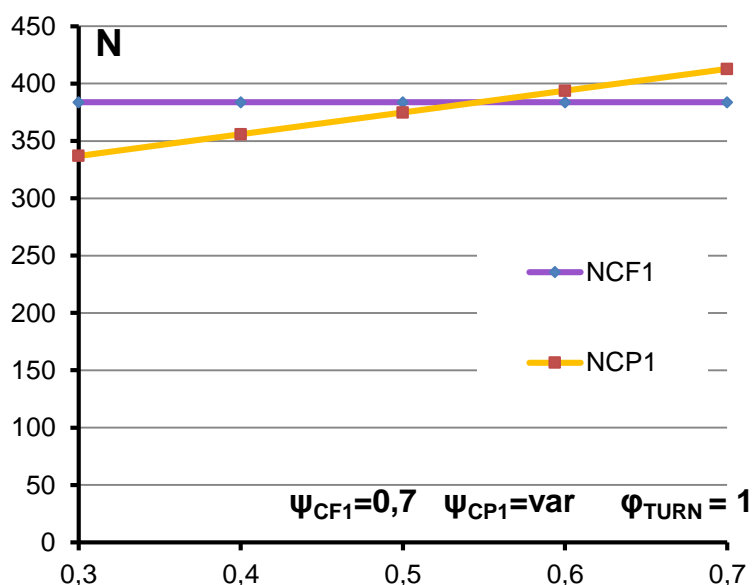


Рис. 3. Мощности CF1 и CP1 при  $0,3 < \psi_{CP1} < 0,7$ ;  $\psi_{CF1} = 0,7$ ;  $\varphi_{TURN} = 1$

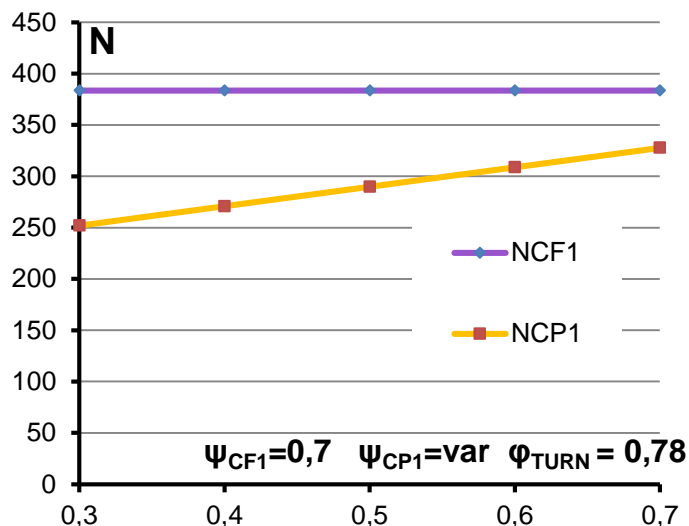


Рис. 4. Мощности CF1 и CP1 при  $0,3 < \psi_{CP1} < 1$   $\psi_{CF1} = 0,7$ ;  $\phi_{TURN} = 0,78$

Анализируя результаты, можно заметить, что для идеального течения во всех венцах первой ступени мощность, снимаемая с центростремительного колеса, больше мощности центробежного. При достижении  $\psi_{CF1} = 0,7$  баланс вырабатываемых мощностей зависит от  $\psi_{CP1}$ . Наконец, при  $\psi_{CF1}$  и  $\phi_{TURN}$ , полученных по результатам CFD расчета, во всем рассматриваемом диапазоне  $\psi_{CP1}$  мощность центростремительного колеса меньше мощности центробежного. Таким образом показано, что для случая идеального течения при компоновке центробежной части без соплового аппарата центростремительная ступень вносит больший вклад в выработку полезной мощности. Это не соотносится с теорией для осевых ступеней скорости и объясняется, очевидно, отсутствием компоненты скорости  $c_{1u}$ .

Согласно данным по реальной развиваемой мощности из табл. 3, центробежная ступень развивает 408 Вт при теоретической мощности 627 Вт (мощности при отсутствии потерь и для заданных лопаточных углов), центростремительная – только 243 Вт при теоретической мощности 703 Вт.

*Вторая ступень.* Проведем анализ для второй ступени. Она имеет компоновку: центробежный сопловой аппарат – центробежное рабочее колесо – ПНА – центростремительное колесо. Применим одномерную теорию для оценки мощности, вырабатываемой центробежным CF2 и центростремительным CP2 венцами второй ступени. Распределение перепадов примем (указаны перепады с учетом входной скорости): сопловой аппарат центробежной ступени  $H_{CF2\_N} = 61\ 163$  Дж/кг, рабочее колесо центробежной ступени  $H_{CF2\_RK} = 8\ 389$  Дж/кг, рабочее колесо центростремительной ступени  $6\ 372$  Дж/кг, ПНА  $H_{TURN2} = 11422$  Дж/кг. Наличие перепада на ПНА второй ступени является результатом запираания его входного участка в результате большого расхода утечки безбандажного центробежного колеса центробежного венца и парциальности центробежного венца (около 0,5). При этом полученная реактивность может фактически не иметь места в реальности из-за неучета перетечки под ПНА в модели. Для второй ступени необходимо доработать численную модель, включив в нее моделирование перетечки.

Совершенство процессов в венцах характеризуется коэффициентами скорости  $\phi_{CF2}$ ,  $\psi_{CF2}$ ,  $\phi_{TURN2}$  и  $\psi_{CP2}$ ; а также коэффициентом потерь на вентиляцию и нестационарность  $\zeta_{\varepsilon-unst}$  вследствие парциально выхода рабочего тела из сопла центробежного венца. Выражения для коэффициентов скорости не приводятся в силу их аналогичности выражениям для первой ступени. Коэффициент  $\zeta_{\varepsilon-unst}$  определяется согласно выражению (13).

В результате проведения CFD расчета были установлены осредненные значения скорости, которые позволили определить коэффициенты скорости венцов. Коэффициент потерь на вентиляцию и нестационарность  $\zeta_{\varepsilon-unst}$  был определен с помощью уравнения (13), зная мощность, определенную в результате расчета и зная значение расхода рабочего тела.

$$N_{uCF2} = (1 - \zeta_{\varepsilon-unst}) \left[ \frac{w_5^2 - w_4^2}{2} + \frac{c_4^2 - c_5^2}{2} + \frac{u_4^2 - u_5^2}{2} \right]; \quad (13)$$

Значения коэффициентов составляют:  $\varphi_{CF2} = 0,88$ ;  $\psi_{CF} = 0,5$ ;  $\varphi_{TURN2} = 1,06$ ;  $\psi_{CF2} = 0,62$ ;  $\zeta_{\varepsilon-unst} = 0,2$ . Коэффициент скорости ПНА формально получается больше единицы из-за разницы мгновенных и осредненных параметров. Физический смысл полученного значения следует понимать, как высокое совершенство ПНА.

Будем считать, что при изменении коэффициентов скорости венцов и изменении действительных скоростей истечения распределение перепадов не изменяется. Расход рабочего тела примем равным 0,0343 кг/с. Окружная работа центробежного венца определяется выражением (13). Окружная работа центростремительного венца определяется выражением:

$$N_{uCP} = \frac{w_{out}^2 - w_6^2}{2} + \frac{c_6^2 - c_{out}^2}{2} + \frac{u_6^2 - u_{out}^2}{2}; \quad (14)$$

При работе второй ступени в отсутствии потерь теоретическая мощность составила бы 933 и 767 Вт соответственно для центробежного и центростремительного венцов. Фактическая мощность (см. таблицу 3) составляет 484,1 и 371,6 Вт, соответственно. При полном устранении потерь от парциальности и нестационарности мощность центробежного венца составила бы 595 Вт, что отвечает 110 Вт прироста мощности.

Зависимость прироста мощности от коэффициентов скорости соплового аппарата и рабочего колеса центробежной ступени приводится на рисунке 5 (отдельно для центробежного и центростремительного венцов). При этом,  $\zeta_{\varepsilon-unst} = 0,2$  и  $\psi_{CF2} = 0,62$  (как в расчете).

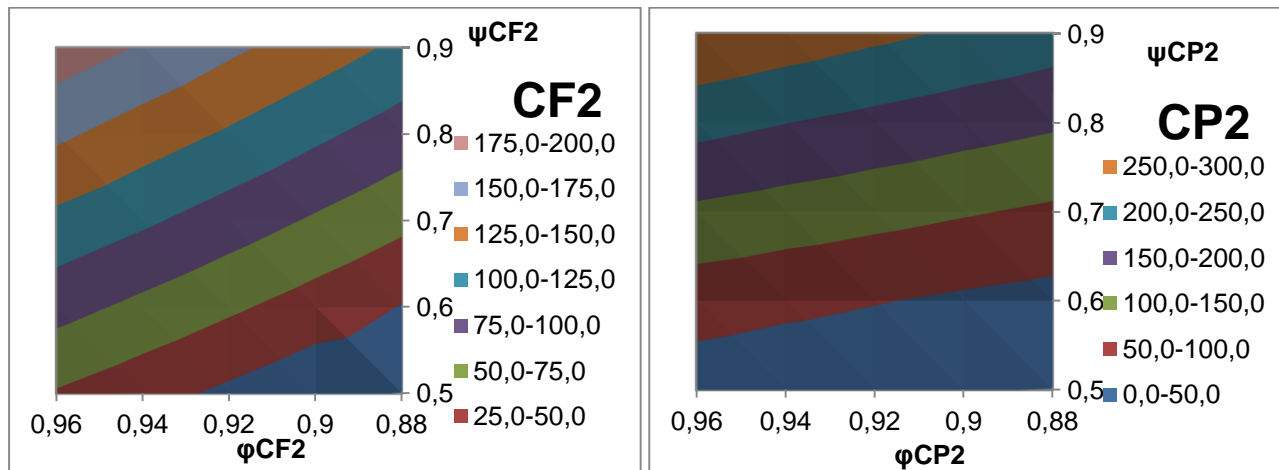


Рис. 5. Прирост мощности венцов при улучшении характеристик центробежной ступени

Анализируя данные рис. 5, легко заметить, что улучшение характеристик центробежной ступени приводит к большему росту мощности центростремительного венца. Оценка влияния коэффициента скорости ПНА не производится по причине достигнутых высоких значений (возможно, полученные высокие значения связаны с проявляемой реактивностью и «конфузорным» эффектом ПНА, что подлежит уточнению в постановке с учетом утечек под ПНА. Анализ влияния коэффициента скорости центростремительного колеса  $\psi_{CF2} = 0,62$  был выполнен для выбранных пар значений коэффициентов скорости центробежного венца  $\varphi_{CF2}/\psi_{CF2}$  и приведен в табл. 3.

**Таблица 3.**  
**Прирост мощности центростремительного колеса второй ступени**

| $\varphi_{CF2}/\psi_{CF2}$ | $\psi_{CF2}$ |     |     |     |
|----------------------------|--------------|-----|-----|-----|
|                            | 0,9          | 0,8 | 0,7 | 0,6 |
| 0,96/0,9                   | 97           | 64  | 32  | 0   |
| 0,88/0,7                   | 69           | 46  | 23  | 0   |
| 0,88/0,5                   | 51           | 33  | 15  | 0   |

При реалистичных  $\varphi_{CF2}/\psi_{CF2} = 0,88/0,7$  и реалистичном  $\psi_{CF2}=0,8$  мощность центростремительного колеса может быть увеличена до 50 Вт.

### Заключение

Проведен анализ рабочих процессов в двухступенчатой турбины с радиальными ступенями давления с помощью методов численного моделирования. Приведено описание основных характеристик ступеней турбины и их элементов. Дано описание особенностей и обоснование распределения мощностей между центробежным и центростремительным венцами привода. Показан прирост мощности венцов при улучшении характеристик центробежной ступени.

### Библиографический список

1. Кузнецов, Ю.П. Особенности численного моделирования двухступенчатой турбины с радиальными ступенями давления с учетом динамики рабочих процессов [Текст] / Ю.П. Кузнецов, В.А. Кикеев, А.Б. Чуваков, Р.А. Погодин, А.Н. Жаров // Транспортные системы. 2020. № 4 (18). С. 47-53.
2. He, L. Two-Scale Methodology for URANS/Large Eddy Simulation Solutions of Unsteady Turbomachinery Flows [Электронный документ] / L. He, J. Yi. Режим доступа: <https://doi.org/10.1115/1.4036765> (дата обращения 11.01.2021).
3. Castillon. L. Numerical simulations of technological effects encountered on turbomachinery configurations with the chimera technique [Электронный документ] / L. Castillon, S. Péron, C. Benoit, G. Billonnet // 27th international congress of the aeronautical sciences. 2010. Режим доступа: [http://www.icas.org/ICAS\\_ARCHIVE/ICAS2010/PAPERS/088.PDF](http://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2010/PAPERS/088.PDF) (дата обращения 10.01 2021).
4. Pinto, R.N. Computational Fluid Dynamics in Turbomachinery [Электронный документ] / R.N Pinto, A. Afzal,., L.V. D'Souza et al.. Режим доступа: <https://clck.ru/XDY9n>. (дата обращения 10.01.2021).