

УДК 621.438.03-226:533.697.4

Ю. П. КУХТИН, П. П. ВАРВАРУК, В. М. МЕРКУЛОВ

ГП «Ивченко-Прогресс», Украина

СНИЖЕНИЕ УРОВНЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ В РАБОЧИХ ЛОПАТКАХ ТУРБИНЫ ЗА СЧЕТ ВЫБОРА ГЕОМЕТРИИ СОПЛОВОГО АППАРАТА

Достигнуто падение уровня динамических напряжений в рабочих лопатках турбины за счёт снижения амплитуды аэродинамических возбуждающих сил. Проведены численные исследования по выбору закона распределения шагов соплового аппарата и угла наклона его лопаток, позволившие уменьшить амплитуды нестационарных аэродинамических сил, действующих на рабочие лопатки с частотой $z f_n$, где f_n - частота вращения ротора, z - количество лопаток соплового аппарата. Численный результат подтверждён экспериментальным падением величин резонансных напряжений на исследуемых частотах.

Ключевые слова: возбуждающая сила, нестационарное течение, аэродинамическая эффективность

Введение

Нестационарность течения в проточной части турбины, прежде всего, обусловлена наличием неподвижных и вращающихся аэродинамических решеток. Взаимодействие между соседними венцами осуществляется посредством возмущения потенциального потока и закруточного следа. Так как возмущение потенциального потока затухает по экспоненциальному закону, то при правильном выборе осевого зазора, оно практически не оказывает влияния на соседние решетки. Закруточный след переносится вниз по потоку и оказывает существенное влияние на обтекание расположенных ниже решеток. Создаваемая при этом окружная неоднородность вызывает пульсации аэродинамической силы на рабочих лопатках с частотами $z \cdot f_n$.

При проектировании и доводке двигателя не всегда возможна полная отстройка от резонанса, так как спектр собственных частот рабочих лопаток (РЛ) может быть достаточно широким по отношению к диапазону рабочих оборотов ротора. Одним из направлений снижения динамических напряжений в РЛ при условиях эксплуатации, близких к резонансным, может быть уменьшение внешних возбуждающих сил [1].

Для ослабления интенсивности возбуждающих сил возможно применение соплового аппарата (СА) с разношаговыми решетками, а также с нерадиально установленными лопатками [2, 3].

Объектом для исследований послужила ступень турбины воздушного стартера, содержащая 26 сопловых лопаток, расположенных с разными шагами, и 40 безбандажных рабочих лопаток. Исход-

ный (базовый) вариант СА состоял из 8 секторов, 6 из которых содержали по 4 лопатки и 2 сектора по одной лопатке, при этом в каждом секторе шаги были постоянные, увеличенные или уменьшенные на 7,2% от номинального. Величина отклонения шага от номинального (7,2%) была выбрана из соображений предельно допустимого роста аэродинамических потерь в турбине. Рабочие лопатки и диск турбины турбостартера изготовлены за одно целое из алюминиевого сплава.

Для данной геометрии турбины было проведено тензометрирование рабочих лопаток, которое показало, что на частотах вращения ротора $n=32500...33200$ об/мин в рабочих лопатках возбуждаются резонансные колебания по 26-й гармонике со средней замеренной $\sigma=8,6$ кГс/мм² и максимальной $\sigma=11$ кГс/мм² амплитудой напряжений.

Целью настоящей работы являлось снижение уровня вибронпряжений за счет уменьшения амплитуды возмущающих аэродинамических сил, приложенных к рабочим лопаткам, посредством подбора геометрии СА. При этом необходимо было обеспечить минимальные потери аэродинамической эффективности ступени турбины.

Работа выполнялась в три этапа:

1) выбор вариантов разношаговости СА с минимальной относительной гармоникой (смотри ниже) на основе Фурье-анализа геометрического распределения шагов по окружности;

2) из найденных на первом этапе вариантов разношаговости выбирается окончательный, дающий максимальное снижение возбуждающих сил, по результатам расчета нестационарного течения в турбине;

3) для найденного на этапе 2 варианта разношаговости выбирается угол навала лопатки СА в окружном направлении, дающий максимальное снижение возбуждающих сил на рабочие лопатки при минимальных потерях эффективности ступени турбины, на основании результатов расчета нестационарного течения в турбине.

1. Численный метод и граничные условия

Для моделирования нестационарного течения газа в исследуемой области численно решались осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса (URANS) записанные в приближении тонкого слоя для цилиндрической системы координат [4]. При расчёте вязких турбулентных течений основные уравнения замыкались стандартной $k-\epsilon$ моделью турбулентности Лаундера-Сполдинга. Граничные условия на твердой стенке для нахождения сдвиговых напряжений, кинетической энергии турбулентности (ТКЕ) и скорости диссипации ТКЕ определялись с помощью пристеночной функции.

Система уравнений решалась с применением численной схемы С. К. Годунова, имеющей 2-й порядок точности по пространству. Вязкие компоненты аппроксимировались центральными разностями.

Нестационарное течение вязкого газа моделировалось в расчетной области, включающей все межлопаточные каналы венцов турбины (26 каналов в СА и 40 каналов в рабочем колесе).

На входной границе задавалась полное давление P_{tot} , полная температура T_{tot} и углы входа потока. На выходной – статическое давление P_2 и условие радиального равновесия (рис. 1). На поверхности скольжения между венцами выполнялось условие консервативности для конвективных и диффузионных потоков. Все расчеты проводились на одной частоте вращения ротора 33200 об/мин.

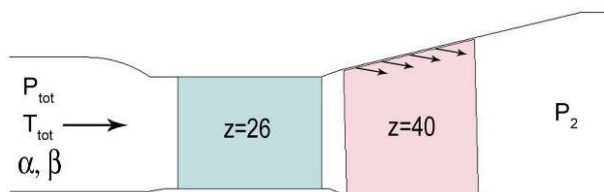


Рис. 1. Расчетная область

Расчётная сетка типа H содержала для первого венца 1,5 млн. ячеек и для второго – 1,8 млн. ячеек (рис. 2). Для моделирования перетекания через радиальный зазор над рабочими лопатками задавались дополнительные прямоугольные блоки общим размером 30000 ячеек.

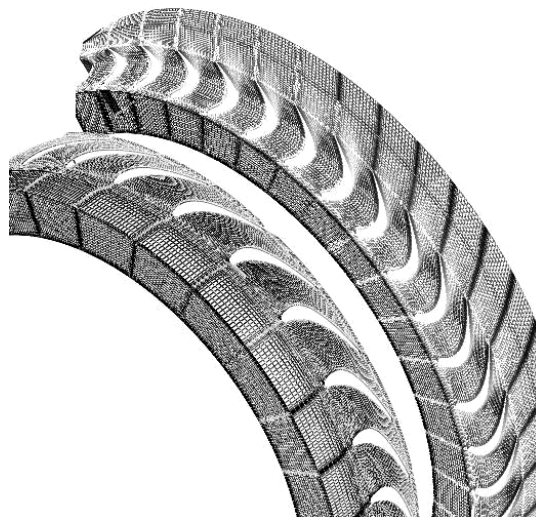


Рис. 2. Фрагмент численной сетки

2. Результаты исследований

Предварительный выбор разношаговости лопаток СА для уменьшения вибронпряжений при высокочастотных колебаниях рабочих лопаток обычно сводится к Фурье-разложению геометрического распределения лопаток по окружности. При определенных допущениях можно считать, что величины, полученных таким образом, гармоник будут пропорциональны переменным напряжениям, возбуждаемым этими гармониками в рабочих лопатках [5].

На первом этапе данной работы для расчета относительных гармоник использовалась формула

$$\bar{A}_n = \frac{N_n}{z},$$

$$N_n = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^z \cos(n\omega t_{i-1}) \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^z \sin(n\omega t_{i-1}) \right)^2}, \quad (1)$$

где z – число лопаток СА;

n – номер гармоники;

ω – угловая скорость вращения ротора;

t_{i-1} – время прохождения рабочей лопатки за $i-1$ -й лопаткой СА;

ωt_{i-1} – угловая координата $i-1$ -й лопатки СА.

Разношаговость, т.е. углы ωt_{i-1} , выбирались таким образом, чтобы значение $A_{n \max}$ было наименьшим.

Большой разброс величин шагов лопаток СА дает большой эффект снижения уровня возбуждающей силы [4]. Однако отличие шага от номинального должно быть таким, чтобы не привести к росту аэродинамических потерь в турбине. Исходя из этих соображений, и была выбрана величина отклонения $\pm 7,2\%$ от номинального шага решетки СА.

Вследствие того, что спектр собственных частот рабочих лопаток занимает определенную ширину спектра, то при выборе оптимального варианта минимизировали амплитуды гармоник в диапазоне $n = 26 \pm 3$. Некоторые варианты распределений шагов по окружности представлены в таблице 1. Здесь на диаграмме слева показаны красным цветом сектора с увеличенными шагами, синим цветом – сектора с уменьшенными шагами. В среднем столбце таблицы приведены относительные амплитуды максимальной гармонике, в правом – амплитуды ближайшей к ней по значению гармонике. Выбирался тот вариант, у которого была наименьшая амплитуда среди максимальных. Как видно из таблицы, лучшим является вариант № 15 со значением амплитуды $A = 14,3$ по 26 гармонике, следующий близкий к нему вариант № 25 с амплитудой $A = 14,5$ по 27 гармонике, наихудшим является исходный вариант № 1 с амплитудой $A = 22,3$ по 26 гармонике.

Таблица 1

Результаты предварительного выбора геометрии

Варианты	$A_{n \max 1}$	$A_{n \max 2}$
1	$A_{26} = 22,3$	$A_{52} = 12,5$
5	$A_{26} = 18,5$	$A_{28} = 13,0$
3	$A_{26} = 17,1$	$A_{28} = 12,7$
9	$A_{26} = 15,4$	$A_{49} = 12,4$
11	$A_{25} = 17,8$	$A_{27} = 11,9$
12	$A_{26} = 17,5$	$A_{27} = 13,7$
14	$A_{27} = 15,1$	$A_{26} = 15,0$
15	$A_{26} = 14,3$	$A_{27} = 13,6$
25	$A_{27} = 14,5$	$A_{26} = 13,3$

После выбора на первом этапе трех лучших вариантов разношаговости СА, были проведены расчеты нестационарного течения вязкого газа в турбине для базового - 1 и лучших выбранных вариантов - 14, 15, 25. Расчетная область включала все 26 межлопаточных каналы СА и 40 каналов рабочего колеса.

На рисунке 3 приведен фрагмент расчетной области с мгновенным распределением энтропийной функции в секторе турбины, на рисунке 4 показано поле безразмерной скорости M , линии ток и поле векторов в радиальном зазоре над рабочей лопаткой.

После выхода численного решения на режим установления, расчет продолжался в течение 4 – 5 оборотов ротора для каждого варианта геометрии. С определенной частотой производилась запись значения силы F_ψ , действующей на рабочую лопатку вдоль

оси ψ , перпендикулярной к оси минимальной жесткости ξ (рисунок 5). На рисунке 6 приведены примеры эпюр изменения по времени расхода (вверху) и силы F_ψ (внизу) для базовой геометрии СА.

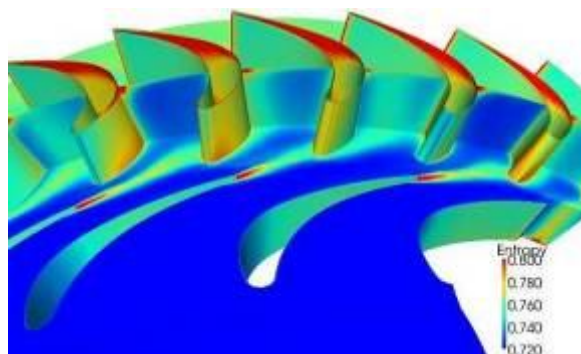
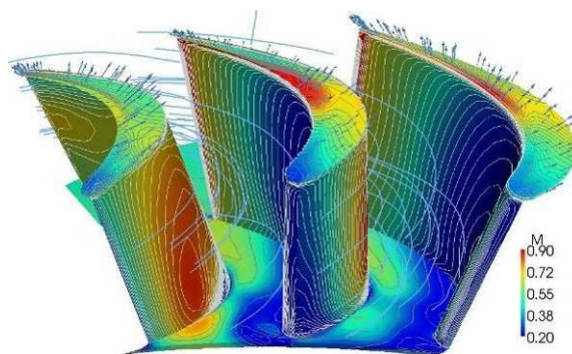
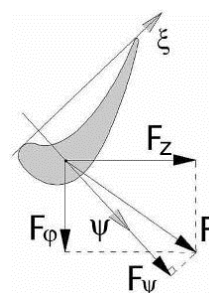
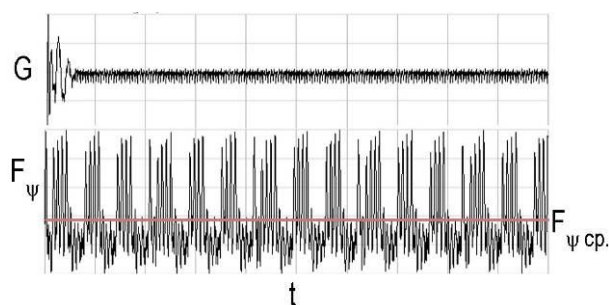


Рис. 3. Энтропийная функция

Рис. 4. Распределение безразмерной скорости M вблизи поверхностей лопаток и линии токаРис. 5. К определению силы F_ψ Рис. 6. Временная диаграмма расхода (вверху) и силы F_ψ (внизу)

По результатам Фурье-разложения нестационарной силы F_ψ для рассматриваемых вариантов были получены спектральные характеристики. На рисунках 7...10 представлены спектрограммы для базового варианта 1 и вариантов 14, 15, 25 соответственно, в одном масштабе.

На этих диаграммах аргументом является номер гармоники $n = f/f_n$, где f – частота исследуемой функции, f_n – частота вращения ротора, по оси функции указана амплитуда динамической составляющей силы F_ψ в ньютонах.

Для каждого варианта в таблице 2 приведены максимальное значение нестационарной силы, номер гармоники, на которой эта сила действует, и величина уменьшения силы для данного варианта СА относительно базового $\delta F_\psi = (1 - F_\psi / F_{\psi 1}) \cdot 100$.

Как видим, для 25 варианта геометрии СА произошло значительное снижение возбуждающей силы в районе 23 – 27 гармоник, однако при этом про-

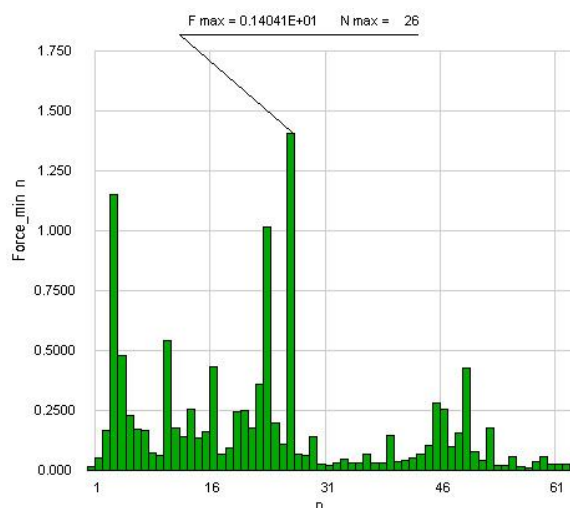
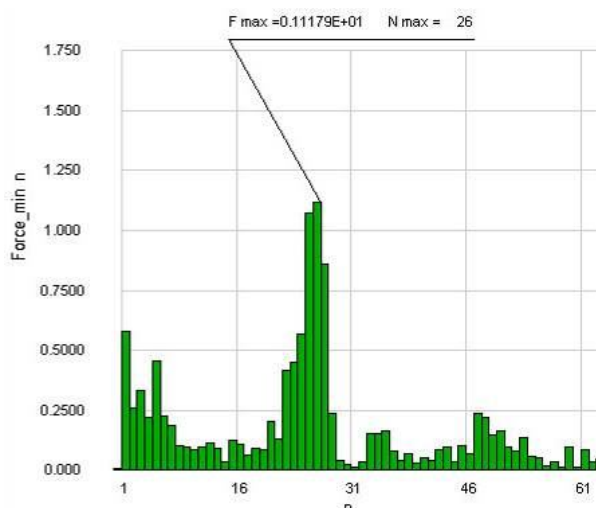
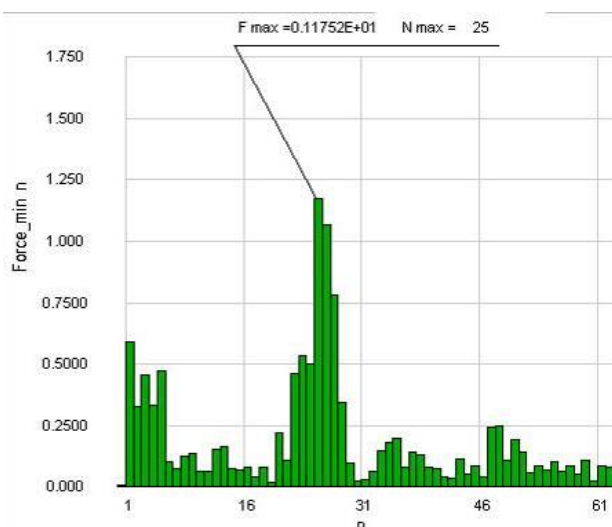
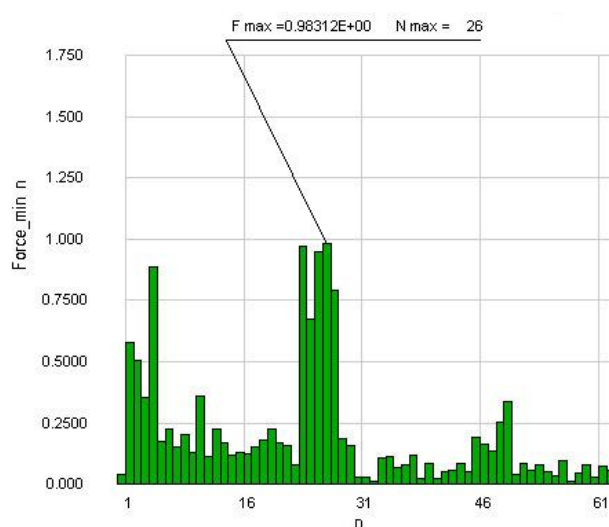
изошло перераспределение энергии в низкочастотную область рабочего диапазона частот.

Таблица 2

Результаты расчёта
для вариантов разношаговости

№ варианта СА	Амплитуда силы F_ψ [Н]	Номер гармоники	δF_ψ [%]
1 – базовый	1,404	26	
14	1,118	26	20,4
15	1,175	25	16,3
25	0,970	26	30,9

На третьем этапе для 25 варианта разношаговости были проведены расчёты нестационарного течения в турбине с различными углами навала α лопатки СА в окружном направлении φ (рисунок 11, 12).

Рис. 7. Спектрограмма силы F_ψ для варианта 1Рис. 8. Спектрограмма силы F_ψ для варианта 14Рис. 9. Спектрограмма силы F_ψ для варианта 15Рис. 10. Спектрограмма силы F_ψ для варианта 25

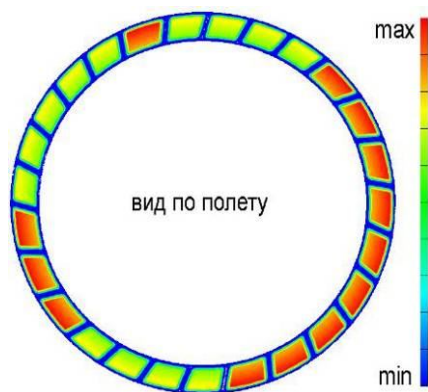


Рис. 11. Распределение площади расчётных ячеек в сечении выходной кромки для варианта 25 СА с лопатками наклоненными на 18° на спинку

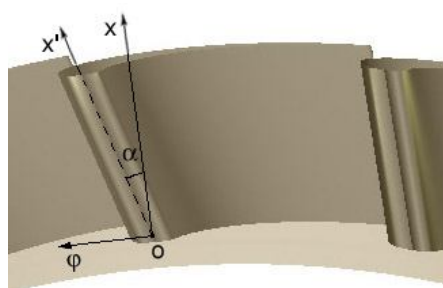


Рис. 12. Наклон лопатки СА

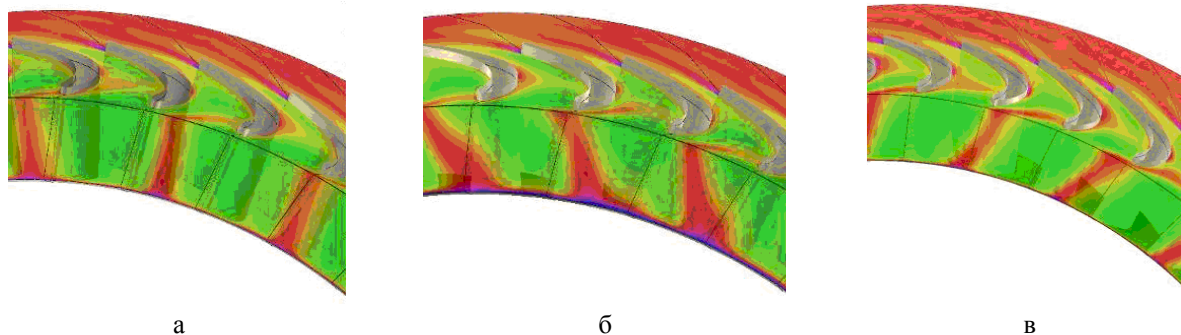


Рис. 13. Положение энтропийного следа перед рабочими лопатками для трех вариантов навала лопатки СА: (а) 0° ; (б) $+18^\circ$; (в) -27°

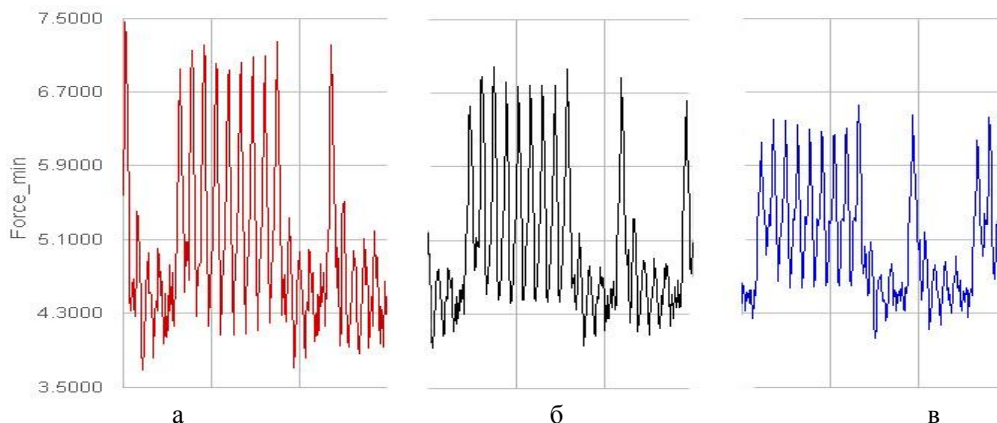


Рис. 14. Временные диаграммы возмущающей силы для трех вариантов навала лопатки СА: (а) 0° ; (б) $+18^\circ$; (в) -27°

Наклон лопатки α осуществлялся относительно точки О пересечения оси ОХ системы координат лопатки с втулочной поверхностью.

Для выполнения условия равенства расходов при разных углах навала осуществлялась компенсация изменения площади минимального проходного сечения СА за счет поворота лопатки вокруг оси ОХ. Расчеты были выполнены для углов навала $+18^\circ$, -9° , -18° и -27° , при этом положительным считался угол навала на сторону разряжения лопатки СА (спинку).

Поля распределения энтропийной функции во входном сечении и на периферии рабочего колеса, а также изменение по времени силы F_ψ в одном масштабе для трех вариантов навала лопатки СА (0° ; $+18^\circ$ и -27°) показаны на рисунках 13 и 14.

Разложение по частотам силы F_ψ , приложенной к рабочим лопаткам, приведено на рисунке 15. Из рисунков видно, что с увеличением угла между закромочным следом от СА и входной кромкой РЛ в сечении входа в рабочее колесо уменьшается амплитуда нестационарной возбуждающей силы.

По результатам расчетов на рисунке 16 и в таблице 3 приведены полученные значения снижения нестационарной силы δF_ψ на РЛ и изменения к.п.д. турбины $\delta\eta$.

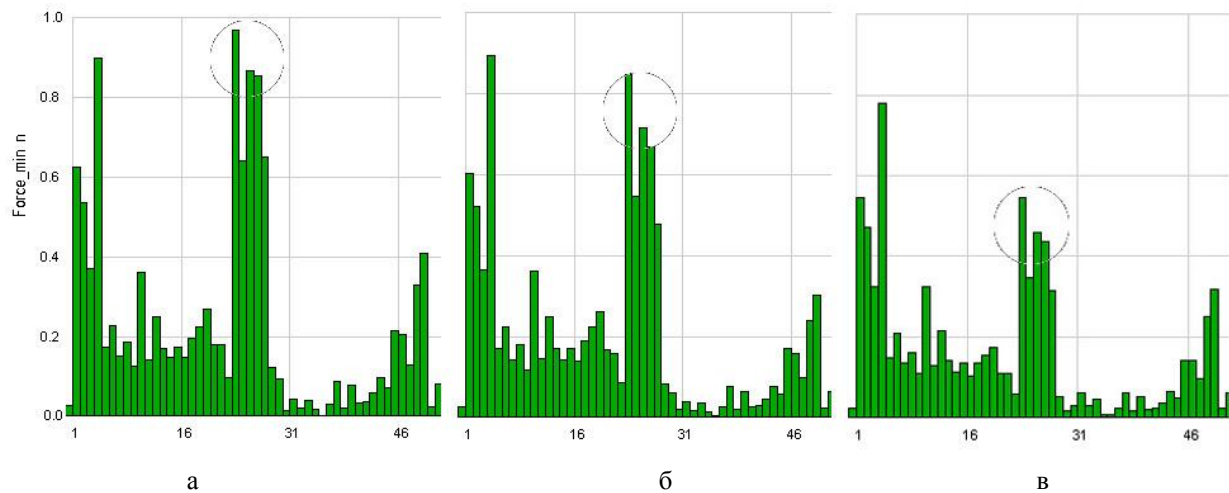


Рис. 15. Спектрограммы силы F_ψ для трех вариантов навала лопатки СА:
(а) 0° ; (б) $+18^\circ$; (в) -27°



Рис. 16. Зависимость уменьшения нестационарной силы δF_ψ на РЛ и изменения к.п.д. турбины $\delta\eta$ от угла наклона лопаток СА

Таблица 3

Результаты наклона лопаток СА для варианта разношаговости №25

Угол наклона α [град]	Амплитуда силы F_ψ [н]	Номер гармоники	δF_ψ [%]	$\delta\eta$ [%]
+18	0,848	23	-12,608	-0,0048
0	0,970	26	0,0	0,0
-9	0,913	23	-5,876	0,0028
-18	0,741	23	-23,608	0,0058
-27	0,542	23, 26	-44,124	0,0103

где $\delta F_\psi = (1 - F_\psi / F_{\psi 0}) \cdot 100$;

$$\delta\eta = \eta - \eta_0; \quad \eta = \frac{i_0^* - i_2^*}{i_0^* - i_{2ад}^*};$$

i^* - полная энтальпия;

$F_{\psi 0}$ - амплитуда силы с СА без наклона;

η_0 - к.п.д. турбины с СА без наклона;

0 - сечение входа в турбину;

2 - сечение выхода из турбины;

ад - адиабатический.

Из результатов следует, что амплитуда нестационарной силы F_{ψ} уменьшается с увеличением абсолютного значения угла навала α .

График эффективности турбины показывает однозначную тенденцию роста с ростом значения угла навала на поверхность давления (корыто) лопатки СА. Очевидно, что изменение угла навала лопаток СА приводит к более благоприятному распределению параметров (скорости, давления, углов натекания и др.) в осевом зазоре между СА и РЛ, приводящее к росту полезной мощности турбины.

После выполнения тензометрирования рабочих лопаток турбины с 25-м вариантом СА наклоненного на 18° на спинку были зафиксированы резонансные колебания:

- на частотах вращения ротора $n=32600...33700$ об/мин по 25-й гармонике со средней амплитудой напряжений $\sigma=5,4$ кГс/мм² и максимальной амплитудой $\sigma=6,5$ кГс/мм²;

- на частотах вращения ротора $n=35000...36600$ об/мин по 23-й гармонике со средней амплитудой напряжений $\sigma=5,5$ кГс/мм² и максимальной амплитудой $\sigma=6,7$ кГс/мм².

Таким образом, уменьшение средних по лопаткам резонансных напряжений, полученных экспериментально на исследуемых частотах вращения ротора для 25-го варианта СА наклоненного на 18° , составило 37 %, и уменьшение максимальных резонансных напряжений составило 41 %. Соответствующее этому уменьшение амплитуды возбуждающей силы на лопатки, полученное расчетным путем, составило 39,6 %.

Выводы

По результатам численных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Для уменьшения динамических напряжений в РЛ турбины, при условиях эксплуатации близких к резонансным, может быть эффективно применен СА с разношаговыми решетками, а также с нерадиально установленными лопатками.

2. Изменение угла окружного навала лопаток СА приводит к изменению аэродинамических характеристик ступени. Для подтверждения полученных численных результатов необходимо проведение дальнейших экспериментальных исследований.

Литература

1. Самойлович, Г. С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин [Текст] / Г. С. Самойлович. – М. : Машиностроение, 1975. – 288 с.

2. Кухтин, Ю. П. Анализ возможности ослабления резонансного режима работы рабочей лопатки, обусловленного возбуждением от вышестоящего соплового аппарата [Текст] / Ю. П. Кухтин, В. М. Лапотко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – Вып. 4/20. – С. 33–38.

3. Кухтин, Ю. П. Численное исследование влияния окружной неоднородности потока на силовое нагружение лопаток ТВД [Текст] / Ю. П. Кухтин, В. М. Лапотко, С. А. Хомылев // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2016. – № 8(1180). – С. 81–87. doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.11.

4. Кухтин, Ю. П. Верификация метода численного моделирования отрывных течений газа [Текст] / Ю. П. Кухтин, В. М. Лапотко, Г. И. Слынько // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2013. – Вып. 8(105). – С. 35–39.

5. Тюленев, В. Н. Расчет разношаговости лопаток направляющих аппаратов [Текст] / В. Н. Тюленев // *Проблемы прочности*. – 1974. – № 8. – С. 117–121.

References

1. Samojlovich, G. S. *Vozbuzhdenie kolebanij lopatok turbomashin* [Excitation of turbomachines blades oscillations]. Moscow, "Mechanical engineering" Publ., 1975. 288 p.

2. Kukhtin, Ju. P., Lapotko, V. M. Analiz vozmozhnosti oslablenija rezonansnogo rezhima raboty rabochej lopatki, obuslovlennogo vozbuzhdeniem ot vyshestojashhego soplovogo apparata [Analysis of possibilities for attenuating resonance operation conditions of rotor blades caused by excitations from upstream NGV]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia - Aerospace technic and technology*, 2005, vol. 4, no. 20, pp. 33–38.

3. Kukhtin, Ju. P., Lapotko, V. M., Homylev S. A. Chislennoe issledovanie vlijaniya okružnoj neodnorodnosti potoka na silovoe nagruženie lopatok TVD [Numerical Investigation of the Influence of Circumferential Flow Inhomogeneity on the Power Loading of HPT Blades]. *Visnik NTU «HPI». Serija: Energetichni ta teplotehnicni procesi j ustatkuvannja*. Kharkov, 2016, no. 8(1180), pp. 81–87. doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.11.

4. Kukhtin, Ju. P., Lapotko, V. M., Slyn'ko, G. I. Verifikacija metoda chislennogo modelirovanija otrivnyh techenij gaza [Verification of the numerical method for detached flows solution]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia - Aerospace technic and technology*. Kharkov, 2013. vol. 8, no. 105, pp. 35–39.

5. Tjulenev, V. N. Raschet raznoshagovosti lopatok napravljajushhih apparatov [Calculation a spacings of nozzle guide vanes]. *Problemy prochnosti – Strength problems*, 1974, no. 8, pp. 117–121.

**ЗНИЖЕННЯ РІВНЯ ДИНАМІЧНИХ НАПРУГ У РОБОЧИХ ЛОПАТКАХ ТУРБІНИ
ЗА РАХУНОК ВИБОРУ ГЕОМЕТРІЇ СОПЛОВОГО АПАРАТУ****Ю. П. Кухтін, П. П. Варварук, В. М. Меркулов**

Досягнуто падіння рівня динамічних напружень в робочих лопатках турбіни за рахунок зниження амплітуди аеродинамічних збуджуючих сил. Проведено чисельні дослідження з вибору закону розподілу кроків соплового апарату і кута нахилу його лопаток, що дозволили зменшити амплітуди нестационарних аеродинамічних сил, що діють на робочі лопатки з частотою $z \cdot f_n$, де f_n - частота обертання ротора, z - кількість лопаток соплового апарату. Чисельний результат підтверджено експериментально падінням величин резонансних напружень на досліджуваних частотах.

Ключові слова: збудлива сила, нестационарна течія, аеродинамічна ефективність

**DECREASE OF DYNAMIC STRESSES LEVEL IN ROTOR BLADES OF THE TURBINE
AT THE EXPENSE OF A OPTIMISATION OF NOZZLE VANES GEOMETRY****Yu. P. Kukhtin, P. P. Varvaruk, V. M. Merkulov**

Interacting between the next rows of the turbine creates a circumferential flow non-uniformity, which leads to origination of resonance dynamic stresses on rotor bladings with frequencies $z \cdot f_n$, where f_n - a rotor rotation frequency, z - number of stator vanes. At projection and development of the engine is not always possible detuning from a resonance as the spectrum of eigenfrequencies of rotor blades can be wide enough in relation to a band of working rotor speed. Reduction of exterior exciting forces can be one of ways of a reduction of dynamic stresses in rotor blades. For attenuation of these forces intensity was possibly use of a stator vanes with a different spacing, and also with the blades inclined in a circumferential direction. In the given article numerical research for choice a distribution law of stator vanes spacing and a declivity angle of its blades, allowed to diminish amplitude of the unsteady air forces acting on rotor blades with frequency $z \cdot f_n$ are presented. As object for examinations the stage of the air starter turbine, the containing 26 nozzle vanes disposed with different spacings, and 40 rotor blades without a binding has served. Rotor blades and turbine disk of the air starter are made for a single whole of an aluminium alloy. This work was executed stage by stage: in the beginning the angular disposition of vanes blades, giving maximum decrease of exciting forces on rotor blades, by results of unsteady flow calculation in the turbine was chosen; then for the found geometry of a vanes the slope angle of its blades in the circumferential direction, giving the maximum decrease of exciting forces on rotor blades was chosen. The viscous gas unsteady flow was modelled in the computational domain including all blade passages of turbine rows - 26 channels in a nozzle and 40 channels in the rotor wheel. By results of calculation dependence of decrease unsteady force acting on blades and changes of turbine efficiency from a slope angle of vanes is presented. Reduction of dynamic stresses level in rotor blades of the turbine at the expense of decrease of aerodynamic exciting forces amplitude is attained. The numerical result is confirmed experimentally in rig test by decrease of resonance stresses on explored frequencies.

Keywords: Exciting force, unsteady flow, aerodynamic efficiency

Кухтін Юрій Петрович – канд. техн. наук, ведучий інженер ГП «Івченко-Прогрес», Запоріжжє, Україна, e-mail: 03504@ivchenko-progress.com.

Варварук Петр Петрович – інженер-конструктор 1 категорії ГП «Івченко-Прогрес», Запоріжжє, Україна, e-mail: 03504@ivchenko-progress.com

Меркулов Вячеслав Михайлович – первый заместитель директора предприятия, Главный конструктор ГП «Івченко-Прогрес», Запоріжжє, Україна, e-mail: v.merkulov@ivchenko-progress.com.

Kukhtin Yuriy Petrovich – Candidate of Technical Science, advanced engineer, SE “Ivchenko-Progress”, Zaporozhye, Ukraine, e-mail: 03504@ivchenko-progress.com

Varvaruk Petr Petrovich – first category designer, SE “Ivchenko-Progress”, Zaporozhye, Ukraine, e-mail: 03504@ivchenko-progress.com

Merkulov Vyacheslav Mikhailovich – First Deputy Head of Enterprise, Chief Designer, SE “Ivchenko-Progress”, Zaporozhye, Ukraine, e-mail: v.merkulov@ivchenko-progress.com.