

УДК 621.165

А. В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф.; зав. каф. НТУ «ХПИ»;**А. П. УСАТЫЙ**, д-р техн. наук, с.н.с.; с.н.с. НТУ «ХПИ»;**В. С. БАРАННИК**, аспірант НТУ «ХПИ»

ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ УГЛОВ ВХОДА И УГЛОВ УСТАНОВКИ В ЗАДАЧАХ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОСЕВЫХ ТУРБИН

Выполнено исследование влияния геометрического угла входа рабочих решеток и угла натекания потока на эффективность активных решеток. Обоснована необходимость включения геометрического угла входа в число оптимизируемых параметров при оптимальном проектировании проточной части осевых турбин. Приведены графики зависимости коэффициента скорости от угла натекания потока при различных геометрических углах входа.

Ключевые слова: оптимизационная задача, активная корневая рабочая решетка, геометрический угол входа рабочих решеток, угол установки, угол атаки, конфузорность канала.

Введение

Традиционно, при проектировании проточных частей (ПЧ) осевых турбин и выборе геометрических углов входа рабочих решеток β_{1r} придерживаются подхода, основанном на минимизации угла атаки ($i = \beta_{1r} - \beta_1$), а следовательно и минимизации дополнительных потерь энергии в решетке от удара натекающего потока. Реализация такой постановки обеспечивает в идеальном случае безударное натекание потока рабочего тела на рабочие лопатки.

Вместе с тем, по разным причинам обеспечить безударное натекание потока по всей длине рабочих лопаток, особенно в ступенях ЦНД, не представляется возможным. В большей степени это касается прикорневых участков рабочих лопаток, где, как правило, наблюдается удар в «животик» с относительно малыми значениями углов натекания рабочего тела β_1 (25° – 37°). Таким образом, стремясь уменьшить отрицательный эффект от удара, проектировщики вынуждены применять активные профили с соответствующими углами установки, что приводит, на сколько это возможно, к уменьшению угла атаки, а следовательно и к уменьшению дополнительных потерь энергии от удара. Решив данную проблему подобным образом, считается, что рабочая решетка (лопатка) спроектирована наилучшим (оптимальным) образом, как с точки зрения минимизации уровня дополнительных потерь энергии от удара натекающего потока, так и с точки зрения ее максимальной эффективности.

Постановка задачи

Вместе с тем, наши многочисленные исследования в области оптимального проектирования ПЧ осевых турбин [1] позволили выявить некоторые интересные особенности, связанные с выбором оптимальных значений β_{1r} рабочих решеток для различных углов натекания β_1 , особенно в прикорневой области лопаток.

Безусловно, включение параметра β_{1r} в список оптимизируемых, в первую очередь, требует наличия достоверной методики оценки потерь энергии в турбинных решетках, в том числе и дополнительных потерь от удара. Следует отметить, что при решении многочисленных оптимизационных задач проектирования ПЧ осевых турбин нами используется модифицированная методика оценки эффективности турбинных решеток [2], структура которой основана на зависимостях методики Крейга и Кокса [3].

© А.В. Бойко, А.П. Усатый, В.С. Баранник, 2015

Данная методика учитывает влияние на эффективность турбинных решёток, помимо β_1 и $\beta_{1г}$, ряда важных параметров:

$\beta_{2э}$ – эффективного угла выхода; e_2 – толщины выходной кромки; t_2 – шага решётки; w_1 – скорости потока на входе в решётку; w_2 – скорости потока на выходе из решётки; R – коэффициента вязкости рабочего тела; l_2 – высоты рабочей лопатки; M_{w2} – числа Маха по скорости w_2 ; b_2 – хорды профиля; k – класса чистоты поверхности лопатки; $\alpha_{1э}$ – эффективного угла выхода из предыдущей решётки; c_1 – скорости выхода потока из предыдущей решётки; φ^2 – квадрата коэффициента скорости предыдущей решетки по профильной потере; t_1 – шага предыдущей решётки; u_2 – окружной скорости; d_a – межвенцового зазора и T_u – степени турбулентности натекающего потока.

Структура зависимостей методик [2, 3] через ряд перечисленных выше независимых параметров также включает в себя и оценку положительного влияния степени конфузорности канала решетки на ее эффективность. Потеря энергии от степени конфузорности канала в отмеченных методиках является функцией отношения $\sin \beta_2 / \sin \beta_1$ и отношения t_2 / b_s , где b_s – длина скелетной линии профиля, которая в свою очередь является функцией угла поворота потока в канале решётки $\varepsilon = 180^\circ - \beta_{1г} - \beta_2$ и хорды решётки b_2 . Как показали тестовые расчеты, уровень потерь от степени конфузорности канала существенным образом влияет на окончательный результат по оценке эффективности турбинной решетки.

В свою очередь параметры, влияющие на степень конфузорности канала ($\beta_{1г}$, β_1 и β_2), влияют также и на дополнительные потери от угла атаки.

С учетом приведенных выше соотношений становится очевидным, что для турбинных решеток, составленных из активных профилей, должен существовать некий компромисс между величиной потерь от степени конфузорности и дополнительными потерями от появления угла атаки натекающего потока. Это позволило нам сделать допущение, о том, что традиционный подход проектирования (выбора $\beta_{1г}$ и $\beta_{уст}$) рабочих лопаток (решеток), основанный на идее минимизации угла удара (атаки), не всегда ведет к получению оптимальных (с точки зрения максимальной эффективности) турбинных решёток.

Результаты исследований

Для проверки данного предположения был решён ряд задач по определению оптимальных значений $\beta_{1г}$ для различных вариантов ПЧ ЦНД одной из мощных паровых турбин. Данные задачи решались вдоль средних линий струек тока, а в качестве критерия качества здесь был выбран квадрат коэффициента скорости рабочей решетки. Таким образом, задача оптимизации $\beta_{1г}$ была сформулирована следующим образом

$$\psi^2 = \max(\psi^2 = f(\beta_{1г})).$$

Оптимизация $\beta_{1г}$ на средней линии каждой струйки тока (вдоль высоты рабочих лопаток) позволило дополнительно получить прирост мощности одного из вариантов исследуемого ЦНД на величину 0,92 МВт, что составляет 0,7 % от всей мощности цилиндра.

В таблице 1 приведено сравнение углов атаки i , отличия геометрических углов входа профиля $\beta_{1г}$ и значений ψ^2 в прикорневом сечении последней ступени одного из вариантов ПЧ ЦНД мощной паровой турбины.

Таблиця 1.

Сравнение параметров прикорневого сечения последней ступени с исходным и оптимальным значениями β_{1r} исследуемого ЦНД

Вариант β_{1r}	i	β_{1r}	ψ^2	$\Delta\psi^2$
	град.	град.	—	% (абс.)
Исходный	6,55	41,24	0,91909	0,743
Оптимальный	12,58	47,16	0,92652	

Как видно из таблицы, у варианта ПЧ, с оптимальными значениями β_{1r} в прикорневой области лопаток наблюдается увеличение углов атаки i . При этом эффективность решеток в данной области существенно выше, чем у варианта ПЧ с исходными β_{1r} , где i и β_{1r} имеют меньшие значения.

Анализ расчётов показывает, что одной из возможных причин получения такого результата является повышение степени конфузорности каналов решеток у варианта ПЧ с оптимальными значениями β_{1r} . Как видно из результатов расчетов, повышение конфузорности канала настолько благоприятно сказалось на течении рабочего тела в каналах рабочей решетки, что даже увеличение угла атаки почти в два раза (табл. 1) привело не к «ожидаемому» снижению её эффективности, а напротив – к увеличению её КПД на 0,743 %.

Не смотря на то, что используемая в данных оптимизационных расчётах модифицированная методика оценки эффективности турбинных решёток [2] (методика ХПИ) прошла многократную проверку и верификацию с помощью сравнений с данными экспериментальных исследований плоских турбинных решёток [4], одиночных турбинных ступеней [5] и двухступенчатых отсеков воздушной экспериментальной турбины [2], а также с данными натурных испытаний турбинных блоков Кураховской ТЭС, полученные результаты оптимизации β_{1r} оказались несколько неожиданными, что потребовало более тщательной их проверки, анализа и подтверждения.

Для этой цели были проведены дополнительные численные исследования с использованием вычислительной гидродинамики (*ANSYS CFX*). В качестве объекта исследований была выбрана прикорневая рабочая решетка одной из ступеней исследуемого ЦНД мощной паровой турбины.

В процессе этих исследований проведены расчёты по оценке совместного влияния на эффективность турбинных решёток активного типа угла натекания β_1 и геометрического угла β_{1r} .

Следует отметить, что для каждого нового значения угла β_{1r} профилировался новый профиль (программа *TopGrid*, автор к.т.н. Говорущенко Ю.Н.). При профилировании новых профилей обеспечивалось постоянство эффективного угла выхода решётки β_2 , и соответствующее изменение угла установки профиля $\beta_{уст}$.

Угол установки изменялся на ту же величину $\Delta\beta$, что и геометрический угол β_{1r} , т.е. $\beta_{1r}^j = \beta_{1r}^{j-1} + \Delta\beta$ и, соответственно, $\beta_y^j = \beta_y^{j-1} + \Delta\beta$.

В данных численных исследованиях угол $\Delta\beta$ принимался равным 2°. Угол β_1 изменялся в пределах 31,55°–41,55°, а β_{1r} – в пределах 37,55°–48,55°, соответственно.

Все расчеты проводились в двухмерной постановке. При этом, размер расчётной сетки и её параметры были выбраны таким образом, при котором эффект удара на рабочую решётку моделировался с достаточной точностью ($y^+ < 1$).

Результаты дополнительных численных исследований влияния соотношения β_1 и β_{1r} для прикорневого профиля одной из ступеней ЦНД приведены на рис. 1.

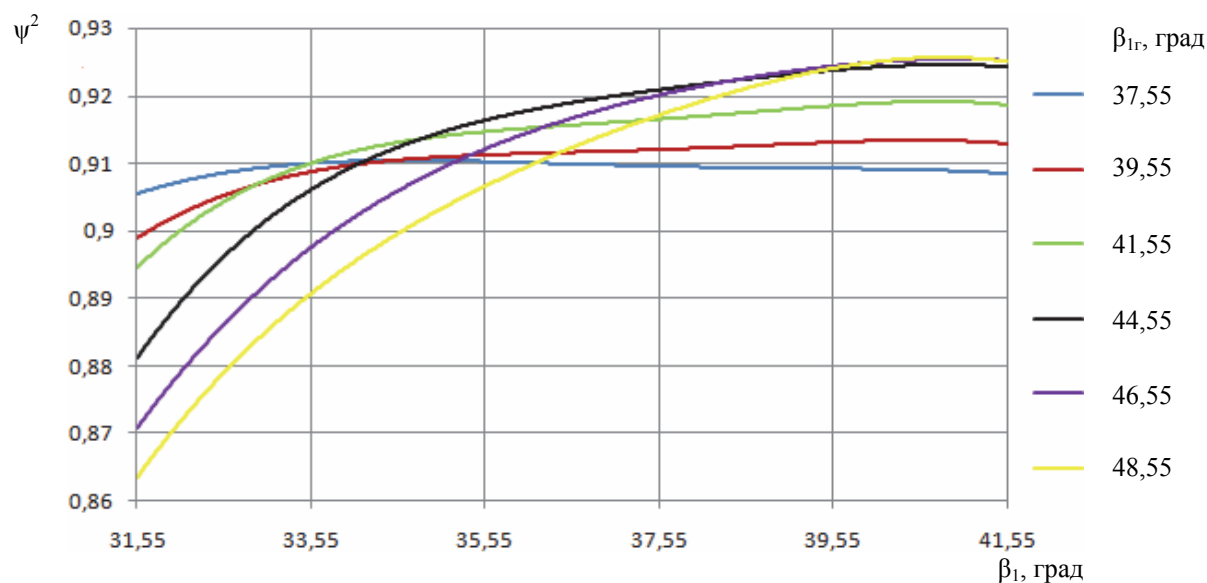


Рис. 1 – Зависимость коэффициента скорости от угла натекания потока при различных геометрических углах входа рабочей решётки

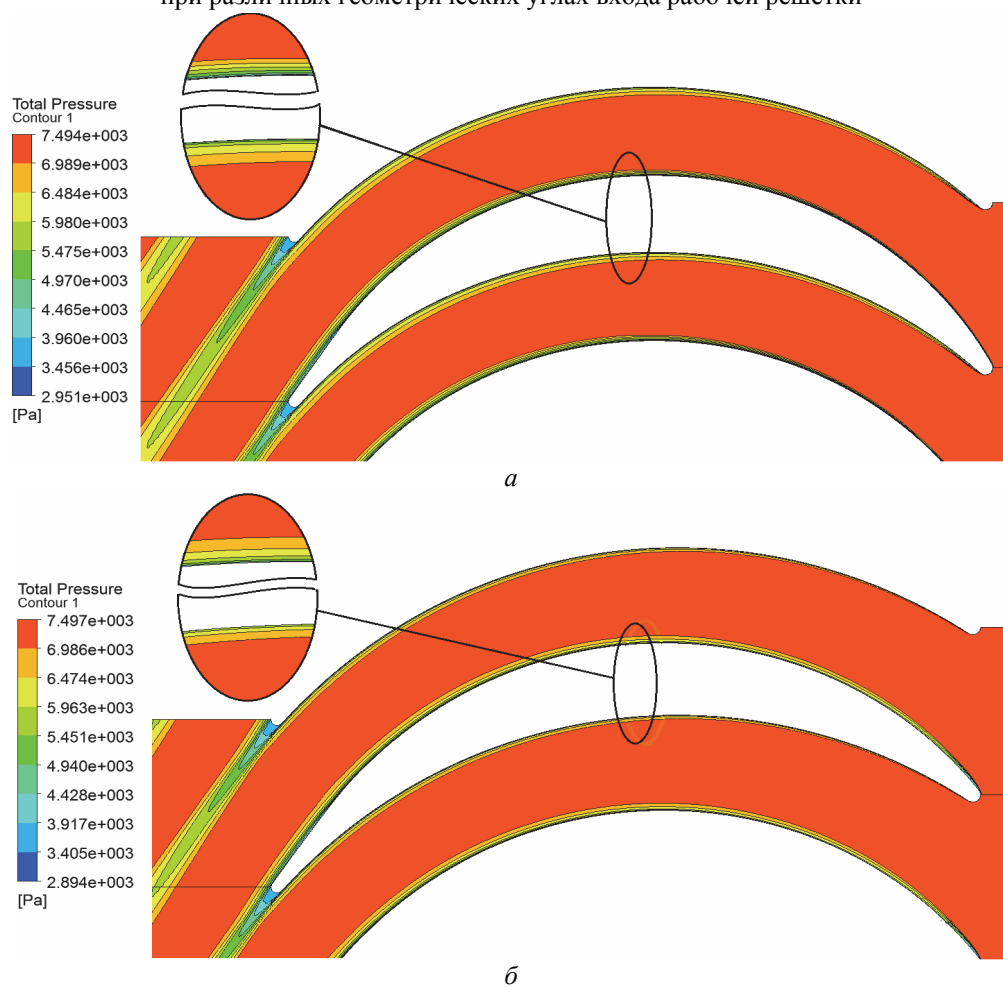


Рис. 2 – Распределение полного давления в межлопаточном канале: а – при угле атаки $i = 0^\circ$; б – при угле атаки $i = 7^\circ$

Из рис. 1 видно, что наибольшее значение коэффициента скорости не всегда достигается при безударном натекании потока на рабочую решетку. Так, например, при безударном натекании ($i = 0^\circ$) на решётку профилей с геометрическим углом входа равным $\beta_{1r} = 37,55^\circ$ её эффективность будет равна $\psi^2 = 0,909$. В то же время для такого же угла натекающего потока ($\beta_1 = 37,55^\circ$) существуют более эффективные решётки, например, решётка составленная из профилей, у которых $\beta_{1r} = 41,55^\circ$, но с углом атаки $i = 4^\circ$. В этом случае, не смотря на то, что угол атаки не равен нулю, эффективность такой решетки существенно выше и равна $\psi^2 = 0,916$. Также из рисунка 1 видно, что существует некое оптимальное значение угла атаки ($i \approx 7^\circ$) при соответствующей степени конфузорности, обеспечивающее максимальный уровень эффективности профиля $\psi^2 = 0,921$. Дальнейшее увеличение, угла атаки, сопровождающееся увеличением степени конфузорности (к примеру, $i = 9^\circ \beta_1 = 46,55^\circ$ и $i = 11^\circ \beta_1 = 48,55^\circ$), приводит к повышению потерь в турбинной решетке.

Выше было высказано предположение, что повышение эффективности ПЧ паровой турбины (табл. 1) могло быть достигнуто из-за повышения конфузорности канала. Действительно, анализ спрофилированных для исследования каналов решетки показал, что совместное увеличение геометрического угла β_{1r} и угла установки $\beta_{уст}$ приводит к повышению степени конфузорности. Например, для исходного варианта степень конфузорности равна 1,018, а для решетки с увеличенными на 11° геометрическим углом и углом установки она равна 1,302. Данный факт подтверждает благоприятное влияние повышения степени конфузорности на характер течения в межлопаточном канале. Однако, существует значение, при котором дальнейшее повышение угла атаки не может компенсироваться повышением степени конфузорности.

Таким образом, результаты дополнительных исследований еще раз подтверждают тот факт, что определение оптимальных значений геометрических углов входа рабочих решеток с учетом их конфузорности является весьма существенным резервом повышения эффективности ПЧ осевых турбин.

Для понимания физической сути явлений в каналах турбинных решеток, связанных с изменением β_{1r} и углов атаки, на рис. 2 приведено распределение полного давления в межлопаточном канале для варианта решётки с безударным натеканием потока и для решётки с углом атаки $i = 7^\circ$ и соответственно с увеличенной степенью конфузорности. В безударном варианте решётки $\beta_{1r} = 37,55^\circ$, а с углом атаки $i = 7^\circ$ геометрический угол входа $\beta_{1r} = 44,55^\circ$.

Из рисунка 2 видно, что при безударном натекании потока на рабочую решетку имеет место интенсивное нарастание пограничного слоя на «животике» профиля, при этом на «спинке» толщина пограничного слоя меньше. В варианте решетки с увеличенным β_{1r} и наличием угла атаки наблюдается обратная картина. Вместе с тем, при увеличении масштаба картины течения из рис. 2 отчетливо видно, что суммарная толщина пограничного слоя на стороне давления и разрежения у варианта решётки с $\beta_{1r} = 44,55^\circ$ и увеличенной степенью конфузорности существенно ниже по сравнению с решёткой профилей с $\beta_{1r} = 37,55^\circ$ и безударным натеканием, что является основной причиной более высокой эффективности решетки с большей степенью конфузорности.

Несмотря на то, что дальнейшее увеличение геометрического угла входа и соответственно угла установки ведет к увеличению степени конфузорности, все же уровень потерь от удара с некоторого момента начинает превышать положительный

эффект от повышения степени конфузорности и как видно из рис. 1 это ведет к снижению эффективности решетки.

Согласно результатам расчётов рассмотренных решёток потери энергии варианта решётки с безударным натеканием и степенью конфузорности 1,018 равны 9,02 %, в то время как у варианта с углом атаки $i = 7^\circ$, $\beta_{1r} = 44,55^\circ$ и степенью конфузорности 1,21, данный показатель равен 7,94 %.

Стоит также отметить, что приведенные выше результаты исследований и оптимизации, а также выводы по ним, справедливы для определенного типа профилей турбинной решетки. Для выявления общих закономерностей влияния угла атаки на коэффициент скорости необходимо провести ряд дополнительных численных исследований с использованием различных профилей активных решёток.

Вместе с тем, полученные результаты подчеркивают важность и необходимость поиска оптимальных значений геометрического угла входа рабочих решеток β_{1r} с учетом их конфузорности и угла удара натекающего потока.

Выводы:

1) Для решёток профилей, работающих в зоне малых степеней реактивности, показана возможность повышения их эффективности путем нахождения оптимального значения сочетания степени конфузорности (что связано с изменением геометрического входного угла β_{1r}) и отличного от нуля угла атаки потока.

2) Существенное увеличение интегральных показателей качества ПЧ при оптимальных значениях входных геометрических углов β_{1r} подтверждает необходимость включения этих углов в перечень оптимизируемых параметров при решении задач оптимального проектирования ПЧ осевых турбин.

3) Подтверждена высокая достоверность и точность оценки коэффициентов скорости турбинных решеток с использованием методики ХПИ.

Список литературы: 1. Бойко, А. В. Многокритериальная многопараметрическая оптимизация проточной части осевых турбин с учетом режимов эксплуатации [Текст] : моногр. / А. В. Бойко, А. П. Усатый, А. С. Руденко. – Харьков : Підручник НТУ «ХПИ», 2014. – 220 с. – ISBN 978-966-2426-94-6. 2. Усатый, А. П. Оптимизация ЦВД мощных паровых турбин [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.12 ; защищена 17.03.1988 ; утв. 14.09.1988 / Александр Павлович Усатый. – Харьков, 1988. – 187 с. 3. Craig, H. R. M. Performance estimation of axial flow turbines [Text] / H. R. M. Craig, H. J. A. Cox // Proc Instn. Mech. Engrs. – 1971. – Vol. 185, 32/71. – P. 407–424. 4. Мельтюхов, В. А. Оценка качества новых турбинных решёток профилей для режимов диффузорного и конфузорного течений [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.12 / В. А. Мельтюхов. – Харьков, 1986. 5. Говорущенко, Ю. Н. Оптимизация газодинамических и геометрических характеристик осевой турбинной установки [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.12 / Юрий Николаевич Говорущенко. – Харьков : Политехнический институт им. В.И. Ленина, 1981. – 175 с.

Bibliography (transliterated): 1. Boiko, A. V., A. P. Usaty and A. S. Rudenko. *Mnogokriterial'naja mnogoparametriceskaja optimizacija protochnoj chasti osevyh turbin s uchetom rezhimov jekspluatacij*. Kharkov : NTU "KhPI", 2014. ISBN 978-966-2426-94-6. Print. 2. Usaty, A. P. *Optimizacija CVD moshhnyh parovyh turbin*. Dis. ... kand. tehn. nauk. Kharkov, 1988. Print. 3. Craig, H. R. M., and H. J. A. Cox. "Performance estimation of axial flow turbines." *Proc Instn. Mech. Engrs*. 185.32(71) (1971): 407–424. Print. 4. Mel'tjuhov, V. A. *Ocenka kachestva novyh turbinnyh reshetok profilej dlja rezhimov diffuzornogo i konfuzornogo techenij*. Dis. ... kand. tehn. nauk. Kharkov, 1986. Print. 5. Govorushchenko, Yu. N. *Optimizacija gazodinamicheskikh i geometricheskikh harakteristik osevoj turbinnoj ustanovki*. Dis. ... kand. tehn. nauk. Kharkov, 1981. Print.

Поступила (received) 03.02.2015