

УДК 621.165-226.1(043)

Гарагуля Б.А.
ОНМА

ПРОФИЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Мировой опыт эксплуатации транспортных судов с ГТУ показал, что эти установки более эффективны по сравнению с дизельными и паротурбинными на быстроходных (со скоростью хода более 20-25 уз) и крупнотоннажных (водоизмещением более 35-40 тыс. тонн) судах [1].

Перспективность ГТУ как судового двигателя в значительной степени определяется возможностью достигнуть высокой экономичности при дальнейшем совершенствовании проточной части турбин и компрессоров, особенно в связи с созданием жаростойких материалов. При температуре 900—950° С экономичность ГТУ будет выше, чем большинства построенных ПТУ, а при температуре 1200° С она может превосходить экономичность ДВС.

Одной из возможностей повышения эффективности ГТУ является совершенствование элементов проточной части турбины низкого давления (ТНД). Последняя ступень ТНД является одним из наиболее сложных и ответственных элементов турбины, существенно влияющим на ее надежность, экономичность и, по сути, характеризует технический уровень турбиностроения.

Рабочие лопатки при вращении, кроме центробежных и изгибающих усилий, испытывают действие периодических сил, вызывающих колебания лопаток. При наличии резонанса возможна поломка лопаток, ведущая к одной из наиболее серьезных аварий турбин. Для того, чтобы избежать резонансных колебаний, рабочие лопатки связывают бандажной лентой (первые ступени ТНД) или связанной проволокой в пакеты по 6–12 лопаток (последние ступени ТНД, рис. 1).

Отверстие под связную проволоку уменьшает эффективную площадь поперечного сечения лопатки, поэтому для компенсации потерянной площади необходимо выполнять местное утолщение в виде усиливающего пояса.

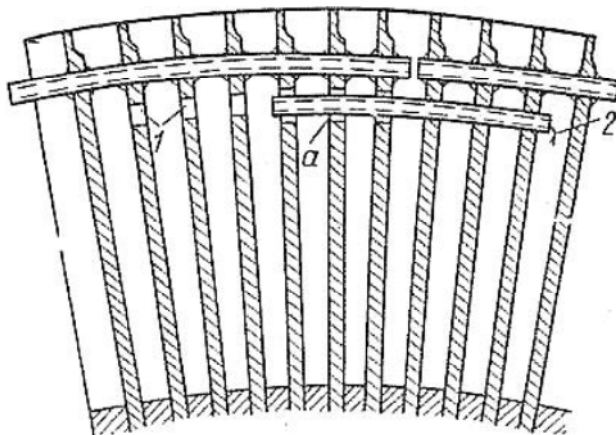


Рис. 1. Крепление рабочих лопаток в пакеты связной проволокой

Поперечное сечение лопатки в зоне, где обычно устанавливаются связи, представляет собой слабо прочную пластину с незначительно меняющейся толщиной вдоль образующей профиля.

Основной положительный эффект компенсации утраченной площади через отверстия дает доля площади усиливающего пояса непосредственно в зоне отверстия. Это обстоятельство и привело к стремлению сосредоточить как можно большую массу пояса ближе к области отверстия.

Геометрия профиля в зоне проволочного отверстия должна определяться при выполнении следующего условия: масса усиливающего пояса должна быть сосредоточена в зоне, близкой к отверстию, и, таким образом, в максимальной степени компенсировать ослабление сечения.

С точки зрения улучшения газодинамики данной зоны рабочей лопатки были рассмотрены два варианта профиля с утолщением [3, 4]. На рис. 2. представлены два варианта профилей, а на рис. 3. приведены зависимости относительных расчетных коэффициентов профилейных потерь

$\bar{\zeta}_{\text{пр}} = \zeta_{\text{пр}2} / \zeta_{\text{пр}1}$ (для исходного профиля – кривая 2 и

для нового — $\zeta_{\text{пр}1}$ от числа Маха $Mw2t$, определенного при относительной теоретической скорости за решеткой $Mw2t = c2t/a$ (где a – скорость звука) при шаге решетки 84,2 мм. Такой шаг решетки имеет

место на расстоянии от корня 0,64 длины лопатки. Это расстояние соответствует нижнему значению диапазона возможного размещения проволочной связи, диктуемого условиями виброустойчивости. Именно на этом расстоянии у рабочей лопатки последней степени расположена проволочная связь в судовых турбинных двигателях типа UGT-2500 мощностью 18600 кВт, а расчетное значение M_{w2t} достигает в указанных турбинах величины 1,0–1,1. Поэтому новый профиль и был спроектирован на транзвуковой режим.

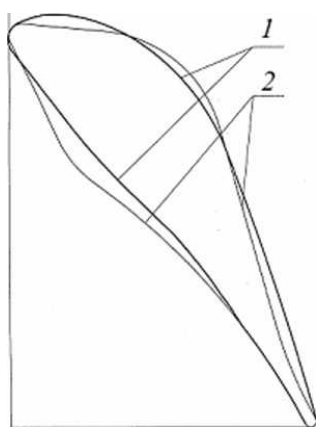


Рис. 2. Форма профилей рабочей лопатки для зоны с проволочным отверстием

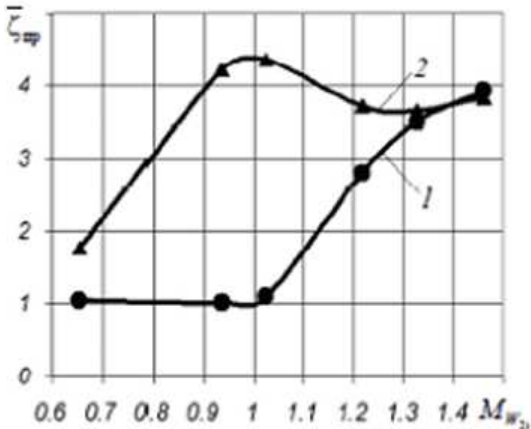


Рис.3. Зависимость относительного коэффициента профильных потерь от M_{w2t}

Результаты исследования решетки обычных профилей (V) и двояковыпуклых различной модификации (I–IV, рис. 4) приведены на рис. 5 [5].

Важным достоинством двояковыпуклого профиля является перемещение максимума изгибающих напряжений с входной кромки, где по многим причинам приходится ожидать концентрацию напряжений, на вершину выступа на стороне давления. Утолщенная входная часть двояковыпуклого профиля устойчиво обтекается при переменном угле входа. Например, для решетки профилей 1 изменение коэффициента потерь энергии в диапазоне чисел Маха при изменении угла атаки от $+20^\circ$ до -10° С не превышает $\Delta\zeta_{np} = 1,5\%$.

В опытах исследовалась серия из пяти решеток профилей с одинаковым относительным шагом, эффективным углом выхода, одина-

ковым скелетным углом входа, одинаковой формой стороны разрежения (с большой разницей на входной области в решеток обычного типа V) и неизменным исходным участком на стороне давления.

По своим характеристикам выбрана решетка типична для зоны $\bar{l} = 0,6 \div 0,75$ предельных лопаток быстроходных турбин.

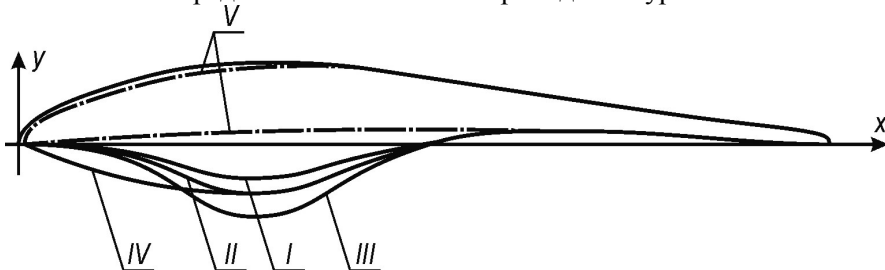


Рис. 4. Исследованные виды профилей.

I, II, III - двояковыпуклые профили: I -; II - 0,16; III - 0,19;
IV - каплевидный профиль; V - обычный профиль.

Как видно из рис. 5, профили отличались только формой стороны давления: обычной - вогнутой (профиль V); вогнутой с выступом переменной величины $\Delta y_{\text{макс}}/b = 0,14; 0,16; 0,19$ (двояковыпуклые профили I-III); каплевидной - профиль IV с $\Delta y_{\text{макс}}/b = 0,16$. Исследования проводились на воздушной и паровой аэродинамических трубах в диапазоне чисел $M_{2т} = 0,4 \div 1,35$ при числах $Re = 0,7 \div 2,1 \cdot 10^6$.

На рис. 5 приведены зависимости коэффициента профильных потерь и угла выхода $\beta_{2п}$ от числа Маха $M_{2т}$ всех пяти решеток. Сравнение этих данных показывает, что только решетка V (исходный профиль) характеризовалась повышенными потерями энергии. Для остальных решеток в диапазоне $M_{2т} = 0,5 \div 1,35$ коэффициент профильных потерь составляет $\zeta_{пр} = 3 \div 4\%$.

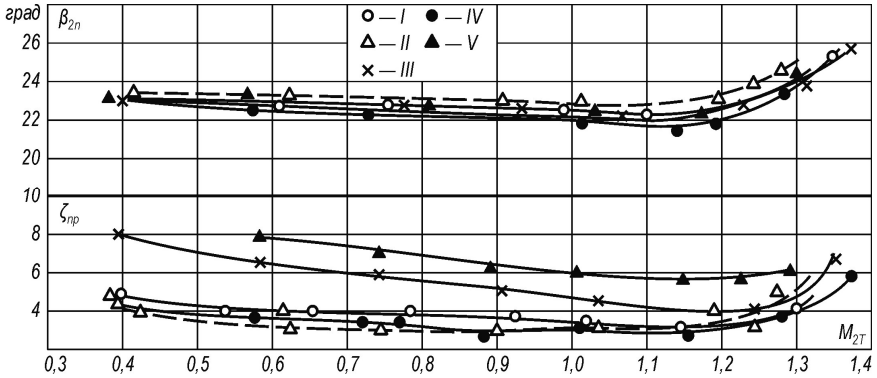


Рис. 5. Зависимости профильных потерь энергии $\zeta_{пр}$ и угла выхода потока β_{2n} от числа Маха M_{2T} .

Сравнение двух вариантов лопатки, из которых первый был обычного типа, а второй имел в верхней половине двояковыпуклые профили, показало, что повышение КПД степени за счет улучшения обтекания входной части лопатки с двояковыпуклыми профилями составляет более 3%.

При разработке конструкции рабочей лопатки последней ступени применено аэродинамически эффективное профилирование зоны установки связанной проволоки (усиливающего пояса), что позволило снизить уровень профильных потерь энергии по сравнению с исходным профилем более, чем в 4 раза.

Изгибающие напряжения от паровых усилий в двояковыпуклые профили уменьшились: например, в сечении $\bar{l} = 0,65$ от корня на входной кромке на 42% по сравнению с напряжениями в обычном варианте.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Маслов В.В. Энергетические установки судов будущего // «Судоостроение», №3, 2008 г., с. 19–25.
2. Зайцев В. И. и др. Судовые паровые и газовые турбины. - Транспорт, 1981.-312 с.
3. Сухінін В. П. Концентрація напружень в зоні бандажних отворів лопаток парових турбін / В. П. Сухінін , Р. М. Меллеровіч , Р. М. Герман // «Пробл. міцності». - 1990 . - № 8 . - С. 34-37 .

4. Субботовіч В. П. Розрахунок двомірного течії в міжлопатковому каналах соплових і робочих решіток турбін / В. П. Субботовіч , А. Ю. Юдін // Там же. - 2006 . - No 5 . - С. 43-46 .
5. Исследование турбинных решеток с двояковыпуклыми профилями. Трояновский Б.М., Майорский Е.В., Гарагуля Б.А. // «Теплоэнергетика», №10, 1981, с. 75-78.