

*Б. М. Аронов, Н. Г. Гаврилов,
Б. И. Мамаев, В. И. Цейтлин*

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ БАНДАЖНОЙ ПОЛКИ И ПЕРИФЕРИЙНОГО ПРОФИЛЯ ЛОПАТКИ НА ВЕС РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ

Вес авиадвигателей является одним из параметров, определяющих эффективность пассажирских перевозок. Существенное влияние на общий вес двигателя оказывают детали роторов, в частности рабочие колеса. Ниже рассматриваются некоторые пути снижения веса бандажированных рабочих колес турбин.

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ПОЛКИ И УСЛОВИЯ ЕЕ РАБОТЫ

Анализируется широко применяемая в практике авиадвигателестроения конструкция полки (рис. 1), отвечающая требованиям газовой динамики, прочности и технологии изготовления.

В целях уменьшения потерь в лопаточном венце полка выполняется с полным использованием поверхностей, очерчивающих ее контур, с лабиринтным уплотнением и с наиболее благоприятной формой трактовой поверхности в меридиональной плоскости. Уменьшение переменных напряжений в пере достигается стыковкой полок соседних лопаток с натягом по плоским контактными граням, размеры которых в радиальном направлении, по сравнению с другими участками полки, увеличены для уменьшения контактных напряжений. Для обеспечения требований прочности на наружной поверхности полки имеются ребро жесткости и зубья лабиринтного уплотнения, расположенные по осевым границам контактных поверхностей полок образуются поверхностями вращения, а трактовые — плоскостями. Зубья лабиринтного уплотнения выполняются прямоугольной формы.

При работе турбины вследствие вращения и взаимодействия рабочей лопатки с газовым потоком в полке и прилега-

ющем к ней периферийном профиле возникают напряжения от центробежных сил масс полки и от натяга по контактным граням.

Введем прямоугольную систему координат XUZ (рис. 1), в которой ось OX совпадает с осью вращения и направлена по потоку газа, ось OZ проходит через центр тяжести втулочного сечения пера лопатки и направлена по радиусу, ось OY направлена так, что при ее повороте по вращению положительные направления осей OY и OZ совпадают.

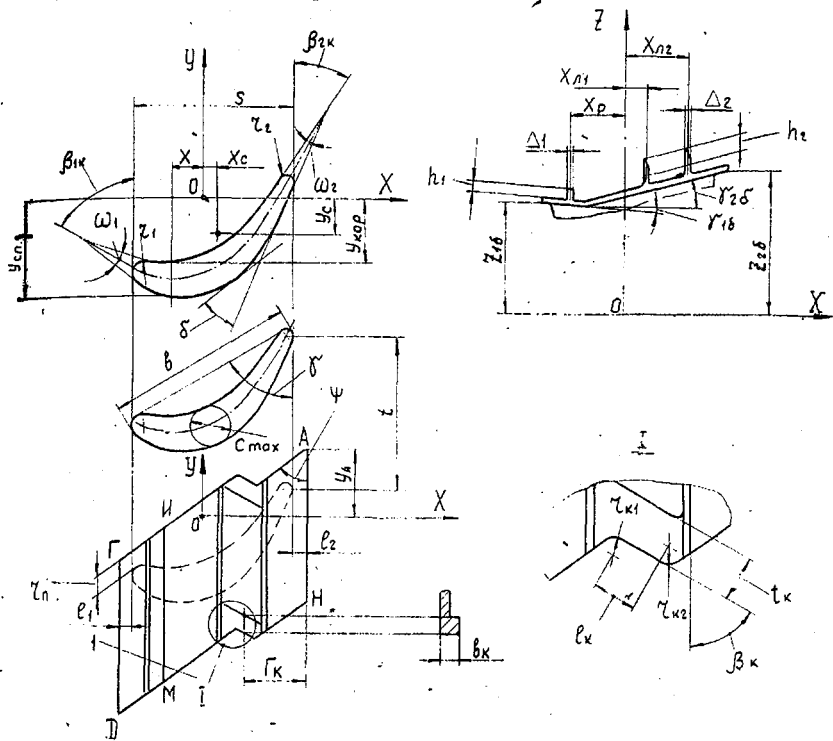


Рис. 1. Конструктивные параметры периферийного профиля и бандажной полки

Напряжения растяжения σ_a в периферийном профиле, создаваемые центробежными массами полки, находятся по формуле:

$$\sigma_a = \rho_l \cdot \frac{\omega^2}{F_a} \cdot V \sqrt{(\sum_{j=1}^m V_j \cdot Y_j)^2 + (\sum_{j=1}^m V_j \cdot Z_j)^2} \quad m = 1, 2 \dots, \quad (1)$$

где F_a — площадь периферийного профиля, ρ_l — плотность материала лопатки, ω — угловая частота вращения, V_j, Y_j, Z_j — объемы, ординаты и аппликаты центров тяжести основания (здесь за основание принимается часть полки, заключенная в радиальном направлении между трактовыми и внутрактовыми поверхностями) и расположенных на нем строительных элементов (ребра жесткости, зубьев лабиринта и платиков).

При несовпадении центров тяжести бандажной полки и периферийного профиля в последнем возникают напряжения изгиба:

$$\sigma_{из} = \frac{F_a}{W} \cdot \sigma_a \cdot \Delta_a, \quad (2)$$

где Δ_a — суммарная величина погрешности несовпадения центров тяжести полки и профиля, определяющаяся как расстояние до главной оси периферийного профиля, W — моменты сопротивления профиля в характерных точках. Суммарная величина несовпадения в соответствии с законом накопления средних квадратичных погрешностей выразится:

$$\Delta_a = \sqrt{\Delta_\delta^2 + \Delta_h^2 + \Delta_n^2}$$

где Δ_δ, Δ_h — погрешности, вызванные неточностью изготовления формы полки и профиля, Δ_n — погрешность несовпадения центров тяжести полки и профиля, которая получается при проектировании.

От действия центробежных сил в полке возникают напряжения изгиба, величина которых для сравнительных оценок вычисляется исходя из рассмотрения части полки как консольной балки, то есть:

$$\sigma_{изп} = \rho_l \cdot l \cdot \frac{\omega^2}{W_{из}} \cdot \sqrt{\left(\sum_{j=1}^{m_1} V_j \cdot Z_j\right)^2 + \left(\sum_{j=1}^{m_1} V_j \cdot Y_j\right)^2} \quad m_1 \leq m, \quad (3)$$

где $W_{из}$ — момент сопротивления полки изгибу, зависящий от расположения расчетного сечения и его геометрии;

V_j, Y_j, Z_j — объемы, ординаты и аппликаты основания и расположенных на нем строительных элементов, отсекаемых при расчете кусочков полки;

l — расстояние от центра тяжести отсекаемого участка полки до расчетного сечения l .

Место расположения наиболее опасного сечения, в котором действуют максимальные изгибные напряжения, определяется путем нескольких последовательных расчетов по разным сечениям полки.

Не касаясь здесь подробно сущности автоматизированного метода проектирования бандажных полок, отметим лишь те основные требования, на которые он опирается [2].

ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ

При проектировании бандажной полки необходимо, чтобы напряжения σ_j растяжения и изгиба (1), (2), (3) не превышали допустимых $[\sigma]_j$, т. е.

$$\sigma_j \leq [\sigma]_j, \quad (4)$$

где j — означает вид напряжений. Форма полки выбирается таким образом, чтобы под действием нагрузок в конструкции возникали предельно допустимые напряжения одновременно по всем элементам. С одной стороны, это позволяет получить равнопрочную конструкцию, а с другой, — приблизиться к конструкции минимального веса.

При проектировании должны соблюдаться условия размещения полки на периферийном профиле и контактной грани на полке:

$$Y_{сп} - Y_{сг} \leq r_{п}, \quad Y_{кг} - Y_{кор} \leq r_{п}, \quad (5)$$

$$0,5L_k \cdot \sin \beta_k < \Gamma_k < S + l_1 + l_2 + 0,5L_k \cdot \sin \beta_k,$$

а также учитываться конструкторско-технологические ограничения:

$$\delta_i \geq [\delta]_i, \quad \Delta_i \geq [\Delta]_i. \quad (6)$$

В формулах (5) и (6) приняты следующие обозначения: $Y_{сп}$, $Y_{кор}$ — ординаты периферийного профиля (рис. 1); $Y_{сг}$, $Y_{кг}$ — ординаты боковых поверхностей полки со стороны спинки и корыта (рис. 2); $r_{п}$ — минимальное в окружном направлении расстояние между контуром периферийного профиля и боковыми поверхностями (рис. 1); S — ширина решетки; L_k — длина контактной грани; β_k — угол наклона грани к оси; Γ_k — расстояние до грани в осевом направлении; l_1, l_2 — длина нависания полки над входной и выходной кромками периферийного профиля ($l_1 \leq r_{пг}$, $l_2 \leq r_{пг}$); δ_i — толщина полки в угловых точках А, Г, Д, Н, И, М; $[\delta]_i$ — толщины ребра жесткости и зубьев лабиринта; Δ_1, Δ_2 — минимально допустимая толщина полки в угловых точках; $[\Delta]_i$ — минимально допустимые толщины ребер и зубьев лабиринта. Толщины $[\delta]_i$ и $[\Delta]_i$ зависят от жесткости полки и выбранного метода изготовления лопаток.

Если хотя бы по одному виду (j) напряжений не выдержано требование (4), то варьируют те параметры, которые обеспечивают прочность по данному виду напряжений. Варьируемые параметры, обеспечивающие требования прочности

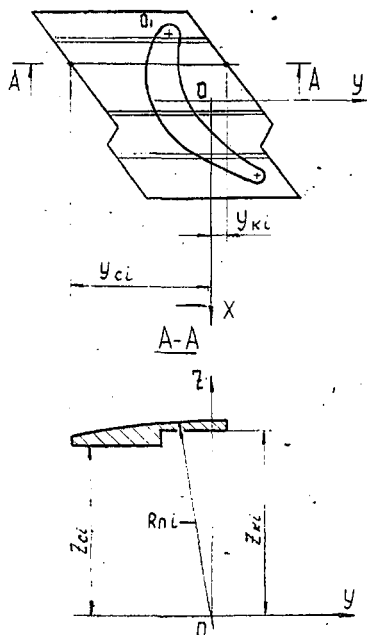


Рис. 2. Пределы интегрирования целевой функции

полки, — $h_1, \delta_2, b_k, t_k, h_2, \Delta_1, \Delta_2$; параметры, обеспечивающие прочность периферийного профиля, — F_a, W .

Изменение одного или одновременно всех параметров полки и профиля оказывает влияние на величину параметра Δ_n и может привести к недопустимо высоким напряжениям изгиба, определяемым по формуле (2).

Для обеспечения совпадения центров тяжести полки и профиля ($\Delta_n = 0$), а также удовлетворения условий размещения (5) весьма выгодно, как будет показано ниже, варьировать расстояние до контактной грани Γ_k , смещение полки в окружном направлении Y_A и угол наклона боковых поверхностей ψ (рис. 1).

Если предположить, что существуют диапазоны значений параметров

$$(\Gamma_k)_{\min} \leq \Gamma_k \leq (\Gamma_k)_{\max}, \psi_{\min} \leq \psi \leq \psi_{\max}, (Y_A)_{\min} \leq Y_A \leq (Y_A)_{\max}, \quad (7)$$

для которых выдерживаются требования (4), (5), (6), то можно записать функцию цели, используя которую будем оценивать влияние параметров полки и профиля на вес конструкции, то есть

$$G_n = \rho_n \cdot q \cdot \left\{ \frac{S + l_1 + l_2}{n_1} \cdot \sum_{i=1}^{n_1} \left[\int_{Y_{cl,i}}^{Y_{sl,i}} dY \int_{Z_{cl,i}}^{Z_{kl,i}} dZ + \int_{Y_{kl,i}}^{Y_{sl,i}} dY \int_{Z_{kl,i}}^{Z_{kl,i}} dZ \right] + V_c \right\}, \quad (8)$$

где пределами интегрирования являются: $Y_{sl,i}$ — ордината скелетной линии профиля; $Z_{cl,i}, Z_{kl,i}$ — аппликаты трактовых поверхностей со стороны спинки и корыта (рис. 2), R_{ni} — ра-

диусы внетраковых поверхностей полки; V_c — объем строительных элементов; n_1 — число участков, на которые разбито основание полки.

Функция цели (8) показывает, что изменяя параметры полки и профиля, можно получить разный вес конструкции. В первом случае, принимая заданным профиль, рассматриваем влияние параметров полки на ее вес, во втором — исследуем влияние параметров профиля на вес полки.

В обоих случаях принято постоянными: длина лопатки H_2 , расположение центра тяжести профиля X_c, Y_c (рис. 1); погрешности несовпадения центров тяжести $\Delta_n, \Delta_h, \Delta_b$, максимальная толщина профиля C_{max} , радиусы скругления входной и выходной кромок r_1, r_2 , напряжения изгиба σ_n , частота вращения ротора n , удельная плотность материала лопатки ρ , параметры полки $b_k, l_k, t_k, \beta_k, \Delta_1, \Delta_2, \delta_i, r_n, l_1, l_2, r_{k1}, r_{k2}$; размеры траковой поверхности со стороны жорыта $Z_{16}, Z_{26}; \gamma_{16}, \gamma_{26}$. Ниже даны числовые значения перечисленных величин:

$$H_2 = 186,4 \text{ мм}, X_c = 2,1 \text{ мм}, Y_c = 3,14 \text{ мм}, \Delta_n \leq 0,08 \text{ мм}, \Delta_h = \Delta_b = 0,$$

$$C_{max} = 2,22 \text{ мм}, r_1 = 0,8 \text{ мм}, r_2 = 0,4 \text{ мм}, \sigma_n \leq 6 \text{ кг/мм}^2, \sigma_a \leq 10 \text{ кг/мм}^2,$$

$$n = 5965 \text{ об/мин}, \rho = 8 \text{ г/см}^3, b_k = 3,5 \text{ мм}, l_k = 10,4 \text{ мм}, t_k = 4 \text{ мм},$$

$$\beta_k = 30^\circ, h_2 = 1,3 \text{ мм}, \Delta_1 = \Delta_2 = \delta_i = 1 \text{ мм}, r_n = l_1 = l_2 = 0,6 \text{ мм}, \gamma_{16} = 0,$$

$$\gamma_{26} = 10,4^\circ, r_{k1} = 2 \text{ мм}, r_{k2} = 2,2 \text{ мм}, Z_{16} = 548,5 \text{ мм}, Z_{26} = 553,3 \text{ мм}.$$

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОЛКИ НА ЕЕ ВЕС

Исследования проводились для профиля № 1 (рис. 1), построенного по методу [1], при заданных значениях конструктивного угла входа β_{1k} , эффективного угла выхода $\beta_{2эф}$, хорды b , относительного шага t , угла отгиба δ и числа лопаток $z_{р.л.}$ соответствующих подполочному сечению пера. Ниже приведены значения заданных, а также полученных в ходе проектирования величин:

$$b = 46,8 \text{ мм}; t = 0,8; \beta_{1k} = 80^\circ, \beta_{2эф} = 25^\circ; \beta_{2k} = 24,5^\circ; \omega_1 = 5,8^\circ.$$

$$\omega_2 = 2^\circ; \delta = 13^\circ; F_a = 82,4 \text{ мм}^2; z_{р.л.} = 91; \gamma = 42,3^\circ; \quad (10)$$

$$S = 31,61 \text{ мм}; t = 37,51 \text{ мм}.$$

Результаты расчета геометрии полки при значении угла $\psi = 35^\circ$, удовлетворяющие условию (7), представим в виде выражения

$$\psi = 35^\circ; h_1 = 1,5 \text{ мм}; \bar{Y}_A = 0,749; \bar{\Gamma}_k = 0,301; \sigma_n = 5,8 \text{ кг/мм}^2; \sigma_a = 5,2 \text{ кг/мм}^2, \quad (11)$$

в котором напряжения растяжения σ_a в периферийном профиле, полученные в ходе проектирования, являются допустимыми для современных материалов. Смещения контактной грани и полки даны в безразмерных величинах: $\bar{\Gamma}_k = \bar{\Gamma}_k / (S + l_1 + l_2)$ и $\bar{Y}_A = Y_A / t$, означающих соответственно относительное смещение контактной грани в осевом направлении и относительное смещение полки в окружном направлении.

Комбинация значений ψ , \bar{Y}_A , $\bar{\Gamma}_k$ в выражении (11) является не единственной, при которой удовлетворяется требование совпадения центров тяжести полки и профиля ($\Delta_n = 0$). Для подтверждения этого примем в дальнейших расчетах постоянной высоту ребра жесткости $h_1 = 1,5$ мм и проведем расчет для $\psi = 40^\circ, 45^\circ, 50^\circ$. Зависимости относительных смещений $\bar{\Gamma}_k$ и \bar{Y}_A от угла ψ даны на рис. 3а.

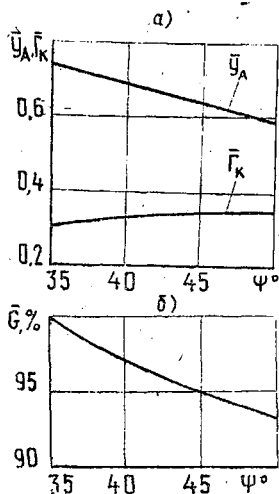


Рис. 3. Взаимосвязь параметров полки и профиля № 1: а — зависимость \bar{Y}_A и $\bar{\Gamma}_k$ от угла ψ ; б — зависимость веса полки от угла ψ

Протекание зависимостей $\bar{Y}_A(\psi)$ и $\bar{\Gamma}_k(\psi)$ объясняется изменением расположения центра тяжести полки при изменении угла ψ . Так, при его увеличении происходит смещение центра тяжести полки в сторону корыта и к выходной кромке. Для возвращения его в центр тяжести периферийного профиля, очевидно, необходимо уменьшить \bar{Y}_A и увеличить $\bar{\Gamma}_k$.

Зависимости $\bar{\Gamma}_k(\psi)$ и $\bar{Y}_A(\psi)$ подтверждают предположение о существовании диапазонов (7) взаимосвязанных значений $\psi, \bar{Y}_A, \bar{\Gamma}_k$, для которых полка размещается на периферийном профиле, а центры тяжести полки и профиля лежат в одной точке и, следовательно, напряжения изгиба в профиле равны нулю.

Из комбинаций значений ψ , \bar{Y}_A , $\bar{\Gamma}_k$, показанных на рис. 3а, найдем такую, которой соответствует минимальный вес полки. С этой целью для разных троек значений вычислим по формуле (8) вес. Определим и относительный вес полки $G = \frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{исх}}} \cdot 100\%$, где $G_{\text{исх}}$ — вес полки, вычисленный при угле $\psi = 35^\circ$.

Относительный вес в зависимости от одного из взаимосвязанных параметров, например ψ , представлен на рис. 3б. Видно, что вес уменьшается на 7% при увеличении угла ψ с 35 до 50°. Причина уменьшения веса состоит в уменьшении средней толщины полки:

$$\delta_{\text{ср}} = \frac{1}{n_2} \sum_{i=1}^{n_2} \delta_{iz}, \quad (12)$$

где δ_{iz} — толщина полки в направлении оси OZ в любой точке поверхности. В угловых точках А, Г, Д, И, М, Н $\delta_{iz} = \delta_i$. К уменьшению средней толщины приводит устранение уступов между трактовыми плоскостями. Проекция такого уступа схематично показана на рис. 2.

Отмеченные закономерности уменьшения веса имеют место и для турбинных решеток, которые отличаются от рассмотренной каким-либо из ее параметров β_{1k} , δ , $\beta_{2\text{эф}}$, а также другим числом лопаток $z_{p.l}$ и густотой $1/t$.

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЕРИФЕРИЙНОГО ПРОФИЛЯ НА ВЕС ПОЛКИ

С целью изучения влияния на вес полки какого-либо параметра проектировались серии решеток, в которые входил и исходный профиль № 1. В каждой такой серии профили различались между собой в основном лишь величиной исследуемого параметра. Кроме того, могли отличаться параметры, не оказывающие значительного влияния на газодинамическое совершенство проточной части.

Влияние конструктивного угла входа β_{1k}

В работе [3] показано, что существует достаточно широкий диапазон углов β_{1k} (включающий и оптимальное его значение), при которых проектируемая для заданного треугольника скоростей конфузурная решетка сохраняет высокую газодинамическую эффективность. При профилировании

пера этот факт можно использовать для уменьшения веса полки.

Влияние β_{1K} на параметры полки было прослежено на примере решеток № 1, 2, 3, которые различались в основном значениями β_{1K} и S и имели одинаковые другие геометрические параметры (рис. 4).

Результаты расчета показаны на рис. 4 в виде зависимостей \bar{Y}_A (β_{1K} , ψ) и $\bar{\Gamma}_K$ (β_{1K} , ψ).

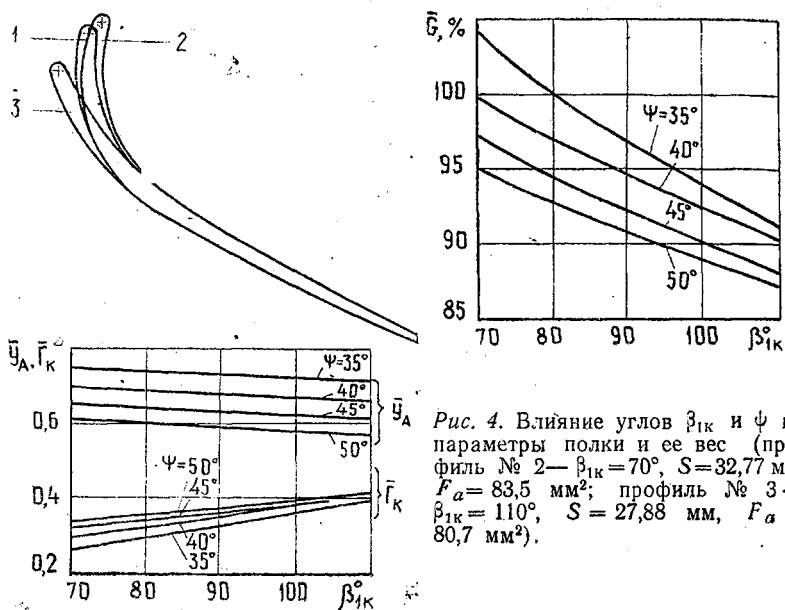


Рис. 4. Влияние углов β_{1K} и ψ на параметры полки и ее вес (профиль № 2 — $\beta_{1K} = 70^\circ$, $S = 32,77$ мм, $F_a = 83,5$ мм²; профиль № 3 — $\beta_{1K} = 110^\circ$, $S = 27,88$ мм, $F_a = 80,7$ мм²).

Из рис. 4 хорошо видно, что увеличение угла β_{1K} ведет к уменьшению ширины S за счет входной части профиля. Уменьшение ширины профиля при заданных значениях длин l_1 и l_2 приводит к изменению ширины полки и расположения центра тяжести. Он смещается в направлении выходной кромки и корыта. Поэтому при $\psi = \text{const}$, чтобы обеспечить совпадение центров тяжести, необходимо уменьшить \bar{Y}_A и увеличить $\bar{\Gamma}_K$.

При $\beta_{1K} = \text{const}$ рост ψ ведет к уменьшению \bar{Y}_A и увеличению $\bar{\Gamma}_K$, что аналогично зависимостям, показанным на

рис. 3а. При $\beta_{1к} > 90^\circ$ влияние ψ на смещение контактной грани мало (рис. 4).

На рис. 4 представлена зависимость $\bar{G}(\beta_{1к}, \psi)$. При $\psi = \text{const}$ уменьшение веса полки с увеличением $\beta_{1к}$ связано с уменьшением ширины профиля S . Уменьшение веса полки при увеличении угла ψ , отмеченное ранее для профиля № 1 с углом $\beta_{1к} = 80^\circ$ (см. рис. 3б), подтверждается и для профилей № 2, 3.

Зависимости $\bar{G}(\beta_{1к}, \psi)$ показывают, что существуют диапазоны углов $\beta_{1к}$, в пределах которых полки имеют равные веса. При этом отличия полок будут заключаться в значениях ее конструктивных параметров $\bar{\Gamma}_к, \bar{Y}_A, \psi$.

Влияние угла отгиба выходной кромки δ .

Рекомендуемые значения δ в проектируемых решетках, предназначенных для дозвуковых скоростей на профиле, лежат в достаточно широком диапазоне [4]. С целью исследования влияния угла δ на вес полки задача о минимуме ее веса решена применительно к решеткам № 1, 4, 5 (рис. 5).

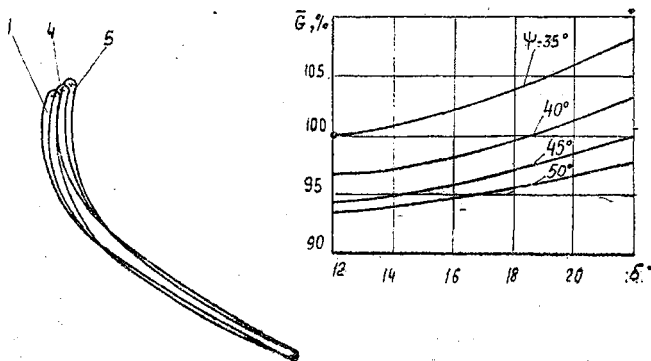


Рис. 5. Влияние углов δ и ψ на вес полки (профиль № 4 — $\delta = 18^\circ, S = 32,2 \text{ мм}, \beta_{2к} = 22^\circ, F_a = 84,4 \text{ мм}^2$; профиль № 5 — $\delta = 22^\circ, S = 33,48 \text{ мм}, \beta_{2к} = 21^\circ, F_a = 84,2 \text{ мм}^2$)

На рис. 5 дана зависимость $\bar{G}(\delta, \psi)$, из которой видно, что при $\psi = \text{const}$ увеличение угла отгиба ведет к увеличению веса полки. Это объясняется увеличением ширины решетки.

Зависимости $\bar{G}(\delta, \psi)$ показывают, что существует широкий диапазон углов δ , в пределах которого полки имеют оди-

наковые веса. Отличия же таких полок состоит в различиях значений величин ψ , $\bar{\Gamma}_k$, \bar{Y}_A .

Влияние числа рабочих лопаток $z_{p.l}$

При заданном относительном шаге \bar{t} и известном радиусе расположения полки Z_{16} каждому значению $z_{p.l}$ соответствует профиль, отличающийся от исходного шагом t , хордой b , площадью F_a , шириной профиля S . Серия таких профилей (№ 1, 6 и 7), выполненных при $\bar{t} = 0,8$, показана на рис. 6.

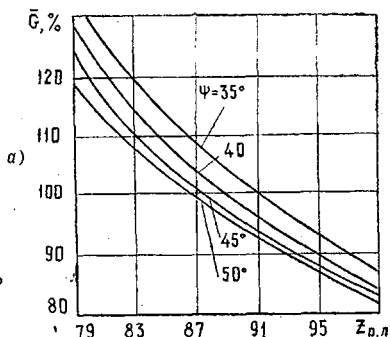
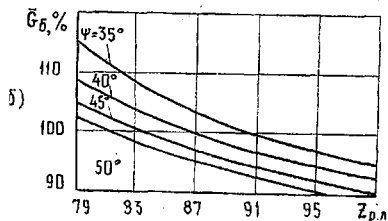
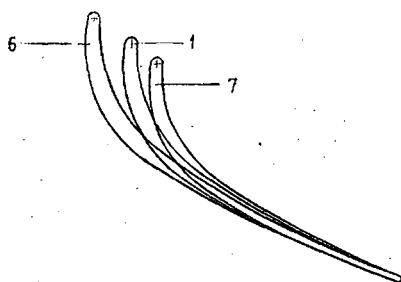


Рис. 6. Влияние величин $Z_{p.l}$ и ψ на вес одной полки (а) и всего бандажа (б) (профиль № 6 — $Z_{p.l} = 81$, $F_a = 98,7 \text{ мм}^2$, $S = 34,66 \text{ мм}$, $b = 52,6 \text{ мм}$, $t = 42,13 \text{ мм}$; профиль № 7 — $Z_{p.l} = 100$, $F_a = 75,1 \text{ мм}^2$, $S = 28,76 \text{ мм}$, $b = 42,58 \text{ мм}$, $t = 34,12 \text{ мм}$)

Протекание зависимостей для одной полки $\bar{G}(z_{p.l}, \psi)$ объясняется изменением величин t и S , а также средней толщины δ_{iz} в выражении (12). В исследованных диапазонах значений $z_{p.l}$ и ψ изменение веса составляет 45% (рис. 6а), а изменение напряжений растяжения в периферийном профиле — 21%: Относительно меньшее изменение напряжений объясняется уменьшением площади $z_{p.l}$ с возрастанием $F_{p.l}$ (рис. 6).

Проанализируем, как изменится вес всего бандажа рабочего колеса с изменением числа рабочих лопаток. Для этого введем понятие относительного веса бандажа \bar{G}_6 , под кото-

рым будем понимать отношение веса бандажа при произвольном $z_{p.l}$ и ψ к весу бандажа, определенному для решетки № 1 и полки с $\psi = 35^\circ$.

Зависимость $\bar{G}_6(z_{p.l}, \psi)$ показывает уменьшение веса при увеличении $z_{p.l}$ и ψ (рис. 6 б). Уменьшение веса бандажа при неизменном числе лопаток составляет 7—11% и объясняется отмеченным выше влиянием угла ψ на вес отдельной полки. Уменьшение веса бандажа при $\psi = \text{const}$ составляет 15—20% и объясняется уменьшением средней толщины бандажа и ширины S .

Сравнивая зависимости $\bar{G}(z_{p.l}, \psi)$ и $\bar{G}_6(z_{p.l}, \psi)$, отметим, что вес бандажа изменяется в меньшей степени, чем вес одной полки. Так, для колес с $z_{p.l} = 83$ и $z_{p.l} = 91$ при $\psi = 35^\circ$ различие в весе одной полки составляет 20%, а различие в весе всего бандажа — 8%. Объяснение этого обстоятельства состоит в том, что на изменение веса бандажа здесь оказывает влияние ширина S и толщина $\delta_{из}$, а на изменение веса отдельной полки еще и шаг решетки t .

Зависимости, показанные на рис. 6 б, указывают на возможность проектирования бандажей с одинаковыми весами для колес с разным $z_{p.l}$. Аналогичные выводы вытекают и из зависимостей, показанных на рис. 6 а, и касающихся отдельной полки. В обоих случаях равенство весов достигается соответствующим подбором угла ψ :

Аналогичные зависимости были получены для вариантов конструкции, у которых периферийный профиль имел $\bar{t} = 0,86$. Понятно, что при постоянных $z_{p.l}$ и ψ легче по весу получа-

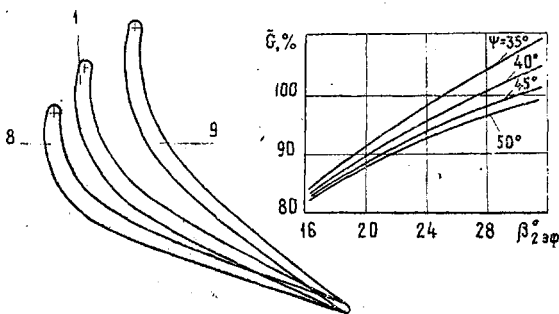


Рис. 7. Зависимость веса полки от углов ψ и $\beta_{23\phi}$ (профиль № 8 — $\beta_{23\phi} = 18^\circ$, $S = 25,97$ мм, $\beta_{2\kappa} = 18^\circ$, $F_a = 81,3$ мм²; профиль № 9 — $\beta_{23\phi} = 30^\circ$, $S = 34$ мм, $\beta_{2\kappa} = 29,4^\circ$, $F_a = 86,4$ мм²)

ется бандаж колеса, относительный шаг периферийной решетки которого больше.

Уменьшение числа лопаток в колесе при заданном весе позволяет проектировать узлы с меньшей стоимостью и трудоемкостью.

В заключение отметим, что исследование показало заметное уменьшение веса полки с уменьшением эффективного угла выхода $\beta_{29ф}$ (рис. 7), что связано с уменьшением ширины профиля. Известно, что при проектировании угол $\beta_{29ф}$ не может изменяться произвольным образом. Однако понимание влияния этого параметра на вес рабочего колеса помогает объяснить причины весовых отклонений у колес различных турбин.

ВЛИЯНИЕ ВЕСА ПОЛКИ НА ВЕС РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Рассмотрим взаимосвязь между геометрическими и механическими характеристиками элементов рабочего колеса: бандажа, перьев лопаток, хвостовиков, обода и полотна диска.

Из формулы (1) видно, что снижение объема полки приводит к пропорциональному уменьшению напряжений в периферийном профиле при неизменных значениях угловой скорости вращения, площади периферийного профиля и плотности материала лопатки.

Для выдерживания предельно допустимых напряжений, как этого требуют условия (4), необходимо пропорционально объему полки изменить площадь F_a . Однако, для обеспечения надежности и облегчения изготовления обычно вводят ограничение минимального значения толщины периферийного профиля. По этой причине изменение площади F_a при неизменном C_{max} вероятно невозможно без изменения хорды и, следовательно, ухудшения газодинамики профиля.

Уменьшение нагрузки $\sigma_a \cdot F_a$, создаваемой полкой, позволяет уменьшить абсолютные размеры площадей поперечных сечений лопатки, которые расположены ниже периферийного, включая площади среднего $F_{ср}$, втулочного F_0 сечений и площади проставки F_n . При этом сохраняются неизменными напряжения в этих сечениях $\sigma_{ср}$, σ_0 , σ_n , а также высота ножки l_n .

Изменение нагрузки $\sigma_n \cdot F_n$, создаваемой полкой, пером и проставкой, приводит к изменению ширины обода и толщин

диска в центре и шейке (см. табл.), что подтверждается рядом расчетов, для выполнения которых привлекался метод [5].

Изменение геометрических параметров колеса при изменении веса полки

Таблица

№ п.п.	Параметры	Размерность	Значения параметров			
1	Вес полки	кгс	0,0351	0,0292	0,0251	0,0219
2	Площадь периферийного профиля	см ²	1,3024	1,0853	0,9303	0,814
3	Площадь среднего профиля	см ²	4,045	3,371	2,889	2,528
4	Площадь втулочного профиля	см ²	6,268	5,223	4,477	3,918
5	Площадь проставки	см ²	6,082	5,083	4,37	3,835
6	Ширина проставки	мм	4,3	3,6	3,1	2,7
7	Толщина диска в центре	мм	2,301	1,938	1,679	1,463
8	Минимальная толщина диска (в шейке)	мм	2,193	1,846	1,599	1,394

При расчетах были приняты неизменными: перемычки выступа диска $d_{л\ min} = 0,42$ мм и лопатки $d_{л\ min} = 0,75$ мм; число пар зубьев $i = 5$; их высота $h = 2,1$ мм; высота замка $H = 18,8$ мм; угол клина замка $\varphi = 47,8^\circ$; нормальные напряжения по верхней $\sigma_N^A = 19$ кг/мм² и нижней $\sigma_{N\ min}^A = 14$ кг/мм² впадинам лопатки; нормальные напряжения смятия $\sigma_{см} = 47$ кг/мм², среза $\tau = 15$ кг/мм², изгиба $\sigma_{и} = 19$ кг/мм²; коэффициент запаса по разрушающим оборотам $K_b = 1,45$; распределение длительной прочности по радиусу диска от шейки к центру диска $\sigma_{вi} = 50-90$ кг/мм², распределения радиальных $\sigma_{ri} = 29-43$ кг/мм² и окружных $\sigma_{\varphi i} = 35-43$ кг/мм²; высота удлинен-

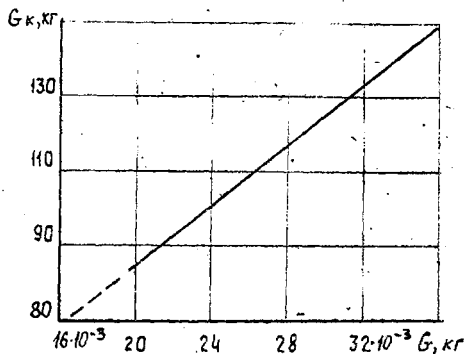


Рис. 8. Зависимость веса колеса от веса полки

ной ножки $l_n = 10$ мм и напряжения в ней $\sigma_n = 20$ кг/мм², напряжения в середине пера $\sigma_{cp} = 12$ кг/мм² и у втулки $\sigma_0 = 18$ кг/мм²; плотность материалов лопатки и диска $\rho_l = \rho_d = 8$ г/см³. Кроме того, выдерживались неизменными параметры: n , H_2 , Z_{pl} , Z_{16} , σ_a . Значения этих параметров приведены в выражении (9).

Зависимость G_k (G) (рис. 8) показывает пропорциональный и одинаковый рост весов полки и колеса, что объясняется изменением площадей поперечных сечений пера и толщины диска (см. табл.).

ВЫВОДЫ

1. Существуют области значений ψ , \bar{Y}_A , $\bar{\Gamma}_k$, для которых центры тяжести полки и периферийного профиля лежат в одной точке, а полка удовлетворяет требованиям прочности и размещения.

2. Найденные зависимости веса полки от ее конструктивных параметров и параметров периферийного профиля показывают, что к уменьшению веса ведет: увеличение угла наклона боковых поверхностей, увеличение конструктивного угла входа, уменьшение угла отгиба выходной кромки, уменьшение эффективного угла выхода, увеличение числа рабочих лопаток при постоянной густоте решетки и уменьшение густоты при неизменном числе лопаток.

3. Варьируя в некоторых диапазонах параметры пера β_{1k} , $\beta_{2эф}$, δ , z_p , l , а также параметры полки ψ , \bar{Y}_A , $\bar{\Gamma}_k$, можно получить бандажи одинакового веса.

4. Использование найденных зависимостей при проектировании может обеспечить снижение веса колес на 7—11%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аронов Б. М. Метод проектирования профилей лопаток авиационных двигателей. В сб. «Вопросы проектирования и доводки авиационных двигателей», КуАИ, 1972, № 58.
2. Гаврилов Н. Г. Поиск формы полки минимального веса. Доклад на IV конференции по конструкционной прочности. Куйбышев, 1976.
3. Аронов Б. М., Мамаев Б. И. О выборе значений конструктивного угла входа в проектируемой турбинной решетке. «Теплоэнергетика», 1971, № 8.
4. Копелёв С. З., Тихонов Н. Д. Расчет турбины авиационных двигателей. М., «Машиностроение», 1974.
5. Кузнецов Н. Д., Цейтлин В. И. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей. М., «Машиностроение», 1976.