

Если же вектор сосредоточенного момента  $M_{**}(t)$  направлен по радиусу пластины, то

$$f_{mn}(t) = \frac{1-\nu^2}{E} \frac{1}{C_{mn}} \frac{M_{**}(t)}{R^2} \frac{n}{\rho_*} u_{mn}(\rho_*) \cdot \sin n \Theta_*$$

В заключение заметим, что предложенный метод расчета легко может быть реализован на ЭВМ при сравнительно небольших объеме памяти и затратах времени.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Москаленко В. Н. К применению уточненных теорий изгиба пластин в задаче о собственных колебаниях. «Инженерный журнал», М., 1961, том 1, вып. 3.
2. Уфлянд Я. С. Распространение волн при поперечных колебаниях стержней и пластин. «Прикладная математика и механика», М., 1948, т. 12, вып. 3.
3. Дубинкин М. В. Колебания плит с учетом инерции вращения и сдвига. «Известия АН СССР», ОТН, М., 1958, № 2.
4. Фридман Л. И. Поперечные колебания круглых пластин с учетом инерции вращения и деформаций сдвига. В сб. «Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей», Труды КуАИ, вып. 67, Куйбышев, 1974.
5. Крылов А. Н. О некоторых дифференциальных уравнениях математической физики, М—Л, ГИТТЛ, 1950.

УДК 621.438—254:539.4.001.24

В. И. Цейтлин, Л. Н. Козлов, О. В. Колотникова

## ОПТИМИЗАЦИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОЛЕСА ТУРБИНЫ ГТД ПО ВЕСУ

### УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$\omega$  — угловая скорость вращения, сек<sup>-1</sup>;  
 $z$  — число лопаток;  
 $h_n$  — толщина верхней полки, мм;  
 $\gamma$  — удельный вес материала, кгс/м<sup>3</sup>;

$\rho$  — плотность материала, кгс·сек<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;  
 $F_a, F_{cp}, F_o$  — площадь верхнего, среднего и корневого сечений пера соответственно, мм<sup>2</sup>;  
 $R_a, R_{cp}, R_o$  — радиус расположения

жения верхнего, среднего и корневого сечений пера соответственно, мм;

$h_1$  — толщина нижней полки, мм;

$F_H$  — площадь сечения удлиненной ножки, мм<sup>2</sup>;

$l_H$  — длина ножки, мм;

$\sigma_H$  — напряжения в удлиненной ножке, кгс/мм<sup>2</sup>;

$\tau$  — напряжения среза зубьев замка, кгс/мм<sup>2</sup>;

$C_i$  — центробежная сила, приходящаяся на зуб замка, кгс;

$C_3$  — центробежная сила межпазового выступа, кгс;

$\Delta k$  — параметры, определяющие размеры зуба замка, мм;

$S$  — срезаемая высота зуба, мм;

$t$  — шаг замка, мм;

$a$  — длина контактной площадки, мм;

$\epsilon$  — зазор между замком лопатки и пазом диска, мм;

$\beta, \psi$  — углы профиля зуба, град;

$\alpha$  — угол развала замка, град;

$i$  — число пар зубьев;

$\varphi$  — угол установки замка в диске, град;

$\sigma_N^l, \sigma_N^d$  — напряжения растяжения в хвостовике лопатки и межпазового выступа диска, кгс/мм<sup>2</sup>;

$\sigma_{см}$  — напряжения смятия в замке, кгс/мм<sup>2</sup>;

$B, H$  — ширина и высота замка соответственно, мм;

$d$  — ширина перемычки между впадинами зубьев, мм;

$h$  — высота зуба, мм;

$r_3$  — радиус впадин в замке, мм;

$S_u$  — высота зуба в заделке, мм;

$\sigma_{из}$  — напряжения изгиба, кгс/мм<sup>2</sup>;

$\sigma_r, \sigma_\varphi$  — окружные и радиальные напряжения в диске, кгс/мм<sup>2</sup>;

$\sigma_F$  — радиальные напряжения на внешнем радиусе диска, кгс/мм<sup>2</sup>;

$y$  — толщина диска, мм;

$F_{об}$  — площадь сечения обода, мм<sup>2</sup>;

$r_{II}$  — радиус до центра тяжести обода, мм;

## ИНДЕКСЫ

л — лопатка;  
д — диск;

п — полка;  
з — замок.

Тенденции развития газотурбинных двигателей в направлении повышения параметров цикла ведут к необходимости уточнения методов расчета на прочность и улучшения конструкции элементов двигателей с целью сохранения или снижения весовых характеристик двигателя, являющихся также важным критерием качества изделия.

В этой связи весьма актуальной становится задача оптимального проектирования, т. е. создания равнопрочной

конструкции с минимальными напряжениями при заданном весе или получения минимального веса при выбранных напряжениях (или коэффициентах запаса).

При оптимальном проектировании возникает два вопроса: какие принять предельно допустимые напряжения по основным элементам рассматриваемого узла и как получить форму и размеры детали, соответствующие выбранным напряжениям.

Вторая часть задачи имеет и самостоятельное значение при сравнительной оценке влияния различных факторов на вес узла.

На базе разработанной методики проектировочного расчета колеса турбины [1], которая позволяет определить размеры бандажной полки, профильной части пера лопатки, елочного замка крепления лопаток и размеры диска по заданным напряжениям с оценкой их веса, было исследовано влияние различных факторов на вес колеса.

Размеры верхней полки в зависимости от окружной скорости  $\omega$ , числа лопаток  $z$ , радиуса расположения полки  $R_a$  (рис. 1) при условных допускаемых напряжениях изгиба  $\sigma_n$  определялись по формуле

$$h_n = \rho \omega^2 \frac{R_a}{\sigma_n} \cdot \frac{B_n^2}{1 + \left(\frac{B_n}{A}\right)^2},$$

где  $A = \frac{2\pi R_a}{z_n}$ ,  $B_n$  — осевой размер полки.

Вес полки выражается

$$G_n = \gamma \cdot 2\pi \left(R_a + \frac{h_n}{2}\right) B_n \cdot h_n.$$

Площадь верхнего сечения лопатки с бандажной полкой определялась по допускаемому напряжению под полкой  $\sigma_a$ :

$$F_{\gamma a} = \rho \omega^2 \frac{R_a}{\sigma_a} \cdot A \cdot B_n \cdot h_n.$$

Площади среднего  $F_{cp}$  и корневого  $F_0$  сечений пера определялись, исходя из допускаемых напряжений  $\sigma_{cp}$  и  $\sigma_0$  в предположении кусочно-линейного изменения площади по радиусу лопатки.

В зависимости от допускаемых напряжений отношения площадей, соответственно, равны:

$$k_1 = \frac{F_{cp}}{F_a} = \frac{\sigma_a + \rho \omega^2 \frac{R_a^2 - R_{cp}^2}{4}}{\sigma_{cp} - \rho \omega^2 \frac{R_a^2 - R_{cp}^2}{4}};$$

$$k_2 = \frac{F_0}{F_{cp}} = \frac{F_0}{k_1 \cdot F_a} = \frac{\sigma_{cp} + \rho \omega^2 \frac{R_{cp}^2 - R_0^2}{4}}{\sigma_0 - \rho \omega^2 \frac{R_{cp}^2 - R_0^2}{4}}$$

Вес перья при таком распределении площадей определялся по формуле

$$G_{\pi} = \gamma F_a (R_a - R_0) \frac{1 + 2k_1 + k_1 \cdot k_2}{4} \cdot z.$$

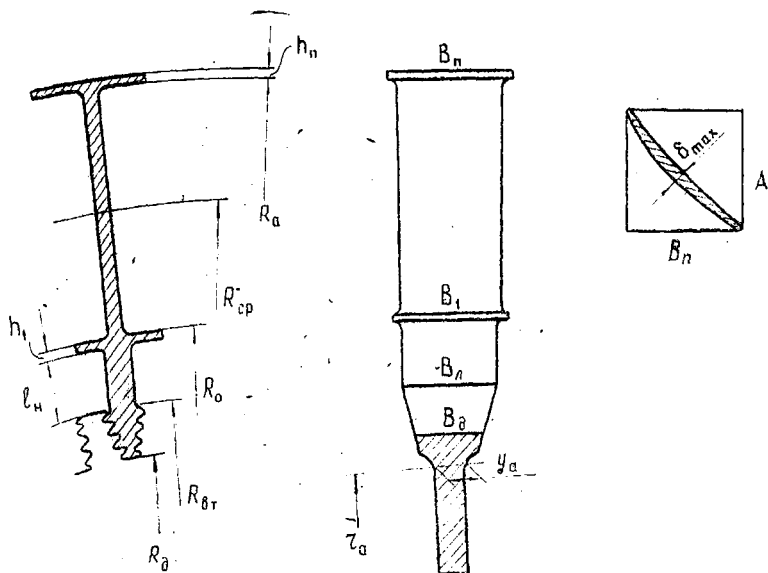


Рис. 1. Схема колеса турбины

При толщине  $h_1$  и ширине  $B_1$  нижней полки лопатки вес ее равен

$$G_1 = \gamma 2\pi \left(R_0 - \frac{h_1}{2}\right) B_1 h_1.$$

Необходимая площадь удлиненной ножки с учетом ее длины  $l_n$  для обеспечения заданного напряжения  $\sigma_n$  определялась из выражения:

$$F_n = \frac{\sigma_0 F_0 + \rho \omega^2 \left(R_0 - \frac{h_1}{2}\right) \frac{2\pi B_1 h_1}{z}}{\sigma_n - \rho \omega^2 \left(R_0 - h_1 - \frac{l_n}{2}\right) l_n}$$

Вес удлиненных ножек при этом

$$G_H = \gamma F_H l_H z.$$

Основные размеры елочного замка (рис. 2) определялись допустимыми напряжениями:

$d_n$  — напряжением  $\sigma_n^n$ ,  $H$  и  $h$  — напряжением  $\tau$ ,  $h$  и  $a$  — напряжением  $\sigma_{cm}$ ,  $B$  — напряжением  $\sigma_N^0$ .

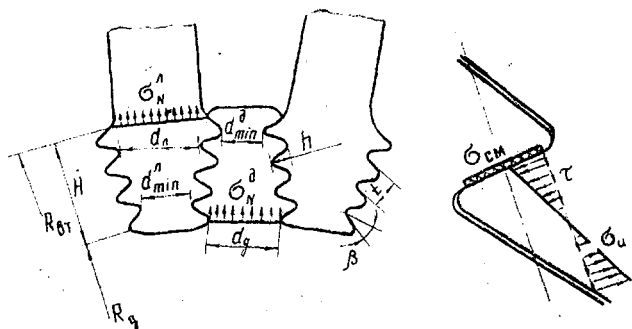


рис. 2. Схема елочного замка лопатки

Соответствующие зависимости для определения указанных размеров приведены ниже:

$$\tau = \frac{C_i \cos \beta \cos \varphi}{S B};$$

$$C_i = \frac{\sigma_n F_H + C_3}{2 i \cos \left( \frac{a}{2} + \beta \right)};$$

$$C_3 = \rho \omega^2 \left( R_x - \frac{H}{2} \right) H B \frac{d_n + 2 \Delta + 2 k - H \operatorname{tg} \frac{a}{2}}{\cos \varphi};$$

$$S = \frac{t}{2} + \left[ \frac{a}{2} - \frac{\varepsilon}{2 \cos \left( \frac{a}{2} + \beta \right)} \right] (\cos \beta \operatorname{tg} \varphi + \sin \beta);$$

$$H = i t \cos \frac{a}{2};$$

$$\sigma_N^n = \frac{\sigma_n F_H \cos \varphi}{d_n B};$$

$$\sigma_N^0 = \frac{\sigma_n F_H + \rho \omega^2 2 \pi \left( R_x - \frac{H}{2} \right) \frac{H B}{z}}{d_n B} \cos \varphi;$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{C_l \cos \varphi}{B \left[ a - \frac{\varepsilon}{2 \cos \left( \frac{\alpha}{2} + \beta \right)} \right]}$$

$$h = a \cos \beta + 2 r_3 (1 - \sin \beta);$$

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{3 C_l \cos \beta h}{B S_{\text{н}}^2} \left[ 1 - \operatorname{tg} \beta \left( \frac{S_{\text{н}}}{h} - \frac{\operatorname{tg} \beta}{2} \right) \right];$$

$$S_{\text{н}} = \frac{t}{2} + \frac{h}{2} (\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \varphi).$$

Для сравнительной оценки влияния дисков на вес колеса использовался приближенный метод профилирования дисков по предельным оборотам с учетом местных запасов [2]. Метод основан на допущении, что распределение окружных напряжений по радиусу диска определяется квадратичной параболой

$$\sigma_{\varphi} = \sigma_0 - \Delta \sigma \left( \frac{r}{r_a} \right)^2,$$

где  $\sigma_0$  и  $\Delta \sigma$  — постоянные, определяемые из допускаемых напряжений в центре и в шейке диска.

При этом из условия совместности деформаций, принимая  $\mu = 0,3$ , получаем:

$$\sigma_r = \sigma_0 - 1,737 \Delta \sigma \left( \frac{r}{r_a} \right)^2,$$

и профиль диска будет

$$y = y_a \left( \frac{\sigma_r}{\sigma_{ra}} \right)^{A'}.$$

Здесь

$$y_a = B \frac{\sigma_F}{\sigma_{ra}} \frac{R_{\text{д}}}{r_{\text{н}}} + \rho \omega^2 \frac{r_{\text{н}} F_{\text{об}}}{r_a \sigma_{ra}} - \frac{F_{\text{об}}}{r_{\text{н}}} \left( \frac{\sigma_{\varphi a}}{\sigma_{ra}} - 0,3 \right) \quad \text{— толщина}$$

диска на радиусе  $r_a$  в месте перехода к ободу;

$\sigma_{ra}$  — радиальные напряжения на радиусе  $r_a$ ;

$$A' = 0,288 \rho \omega^2 \frac{r_a^2}{R} - 1,21.$$

Запас прочности по предельным оборотам вычислится:

$$K_{\text{в}} = \frac{n_{\text{в}}}{n} = \sqrt{\frac{\int_0^{r_a} \sigma_{\text{в}} y dr}{\sigma_{ra} r y_a + \rho \omega^2 \int_0^{r_a} r^2 y dr}}.$$

По выбранным значениям местных запасов, определяемых максимальными напряжениями  $\sigma_{\varphi}$  или  $\sigma_r$ , и запаса по предельным оборотам определяется профиль диска, удовлетворяющий поставленным требованиям.

Исследовалось влияние на вес колеса некоторых параметров: газодинамических (окружная скорость, средний радиус расположения тракта, число лопаток), конструктивных (высота удлиненной ножки, угол установки замка, число пар зубьев, зазор в замке) и прочностных (изгибные напряжения в полке, напряжения растяжения в корневом сечении пера). Ставилась задача оценить количественное влияние указанных параметров на вес колеса при прочих равных условиях.

Сравнение проводилось на базе колеса турбины серийного двигателя с неохлаждаемыми лопатками. Основные параметры исходного колеса и принятые для сравнительного расчета напряжения приведены в табл. 1. В табл. 2 даны результаты расчета.

Влияние окружной скорости оценивалось в пределах изменения +5... —5%. Установлено, что изменение оборотов на +5... —5% приводит к изменению веса колеса на +7... —37%. При этом вес перьев лопаток при той же напряженности изменяется с 23,5 кгс до 35,2 кгс (+49%) и до 16,1 кгс (—31%), соответственно.

Известно, что развитие газотурбинных двигателей идет с непрерывным ростом окружных скоростей вращения роторов, определяющих в значительной мере удельные параметры двигателей. Учитывая эту тенденцию и существенное влияние окружной скорости на вес колеса, необходимо искать другие конструктивные, металлургические и технологические приемы для сохранения веса при увеличении окружных скоростей.

В то же время следует иметь в виду, что небольшое уменьшение окружной скорости может дать существенный выигрыш по весу.

Для оценки влияния числа лопаток на вес рассматривались колеса с числом лопаток  $z = 100$ ,  $z = 95$  (исходный) и  $z = 80$ .

Для обеспечения постоянной плотности решетки при изменении числа лопаток хорда профиля менялась из условия сохранения постоянным на среднем радиусе отношения шага к хорде ( $\frac{t_{cp}}{b} = \text{const}$ ). Для разных чисел лопаток хорда их, соответственно равнялась:

$$\begin{aligned} z = 110, & \quad b = 38 \text{ мм}, \\ z = 95, & \quad b = 44 \text{ мм}, \\ z = 80, & \quad b = 52,2 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Таблица 1

## Основные данные колеса турбины

П а р а м е т р	Обозначение	Значение
Средний радиус тракта, см	$R_{cp}$	46,8
Длина лопатки, см	$l$	14,0
Хорда лопатки, см	$a$	4,4
Число лопаток в колесе	$z$	95
Число оборотов ротора, об/мин	$n$	7288
Высота ножи, см	$H$	1,0
Угол установки лопатки, град		40
Угол установки замка, град	$\varphi$	12
Ширина замка, см	$B$	3,3
Число пар зубьев	$i$	5
Высота обода, см	$h_{об}$	1,49
Зазор между хвостовиком и диском в окружном направлении, см	$\epsilon$	0,01
Напряжения изгиба в полке, кгс/см <sup>2</sup>	$\sigma_{п}$	7500
Напряжение растяжения под полкой, кгс/см <sup>2</sup>	$\sigma_a$	750
Напряжение растяжения в средней части пера, кгс/см <sup>2</sup>	$\sigma_{cp}$	1600
Напряжение растяжения в корневом сечении, кгс/см <sup>2</sup>	$\sigma_0$	2200
Напряжения смятия в замке, кгс/см <sup>2</sup>	$\sigma_{см}$	5000
Напряжения растяжения по нижней впадине, кгс/см <sup>2</sup>	$\sigma_{N^{\theta}}$	2600
Предел длительной прочности в центре диска, кгс/см <sup>2</sup>	$\sigma_0$	9000
Предел длительной прочности у обода, кгс/см <sup>2</sup>	$\sigma_{в^a}$	5000
Напряжения растяжения в ножке, кгс/см <sup>2</sup>	$\sigma_{н}$	2000
Касательное напряжение в замке, кгс/см <sup>2</sup>	$\tau$	1500
Коэффициент запаса по разрушающим оборотам	$K_{в}$	1,45



Таблица 2

Оценка влияния параметров колеса на его вес

Рассматриваемый параметр	Вес колеса кгс	
Окружная скорость, м/с	375	224,7
	357	131,2
	339	83,0
Число лопаток	110	84,3
	95	131,2
	80	230
Средний радиус тракта, см	51,5	116,2
	46,8	131,2
	42,1	192,8
Высота ножки лопатки, см	1	131,2
	2	142,3
	3	150,9
Число пар зубьев	4	136,4
	5	131,2
	6	133,1
Угол установки замка, град	12	131,2
	0	135,8
Зазор в замке, мм	0,1	131,2
	0,15	134,9
	0,2	136,5
Изгибные напряжения в полке, кгс/мм <sup>2</sup>	82,5	124,4
	75	131,2
	67,5	148,0
Напряжения растяжения в корневом сечении пера, кгс/мм <sup>2</sup>	24,2	127,8
	22	131,2
	19,8	139,1

Как следует из сравнения, изменение числа лопаток существенно влияет на вес колеса, причем решающее влияние оказывает изменение веса бандажных полок. При  $z = 110$  и той же напряженности бандажной полки ( $\sigma_n = 75$  кгс/мм<sup>2</sup>) ее вес равен  $G_n = 1,32$  кгс, при  $z = 95$   $G_n = 2,05$  кгс, при  $z = 80$   $G_n = 3,44$  кгс.

При пропорциональном изменении шага лопаток и хорды вес перьев должен был бы остаться неизменным, однако в связи с необходимостью утолщения бандажной полки при уменьшении числа лопаток, кроме увеличения веса бандажных полок, увеличивается площадь верхнего сечения пера (при  $z = 80$   $F_a = 183$  мм<sup>2</sup>, при  $z = 95$   $F_a = 92$  мм<sup>2</sup>, при  $z = 110$   $F_a = 51$  мм<sup>2</sup>), что в сумме с увеличением веса полки приводит к резкому увеличению веса лопаток. Вес колес при этом составляет:

при  $z = 80$   $G = 230$  кгс, при  $z = 95$   $G = 131,2$  кгс, при  $z = 110$   $G = 84,25$  кгс.

Таким образом, увеличивая число лопаток (в пределах допустимого с точки зрения газодинамики и технологии изготовления) можно существенно снизить вес колес.

Одним из факторов, влияющих на вес колес, является средний радиус расположения тракта  $R_{cp}$ , определяющий число оборотов ротора (при заданной окружной скорости) и высоту лопаток.

Рассматривалось изменение радиуса расположения тракта на  $+10 \dots -10\%$ . Для сохранения постоянной окружной скорости обороты ротора менялись на  $+10 \dots -10\%$ .

На  $+10 \dots -10\%$  изменялись также высота лопаток для сохранения постоянной площади проходного сечения тракта и хорда для сохранения величины густоты решетки на среднем радиусе.

Из результатов оценки влияния  $R_{cp}$  следует, что вес колеса с увеличением радиуса расположения тракта уменьшается, что связано с уменьшением оборотов и высоты лопатки при том же расходе газа. При изменении  $R_{cp}$  на  $+10 \dots -10\%$  вес колеса меняется на  $-12 \dots +48\%$ , а вес лопаток на  $-26 \dots +61\%$ . Вес полки при увеличении радиуса колеса возрастает, что связано с увеличением шага между лопатками, однако, в связи с уменьшением напряженности пера лопаток общий вес колеса уменьшается.

При проектировании целесообразно стремиться к увеличению  $R_{cp}$  в пределах возможных габаритов двигателя и допустимой конусности тракта.

Анализируя влияние удлиненной ножки на вес колеса, можно отметить, что с увеличением длины ножки вес колеса несколько увеличивается. Так, увеличение длины ножки с 10 мм до 30 мм приводит к увеличению веса колеса на 10 кг. Однако, при окончательном выборе размеров ножки следует учитывать, что с увеличением ее длины уменьшается температура обода и уменьшаются размеры заготовки диска, что благоприятно сказывается на его прочности.

Было рассмотрено влияние числа пар зубьев на вес колеса. Рассматривался четырех-, пяти- и шестизубый замок. Отношение шага замка к радиусу впадины, определяющее в значительной мере концентрацию напряжений в замке, принималось постоянным.

При выбранных соотношениях допускаемых напряжений в замке для рассматриваемых параметров колеса оптимальным оказался пятизубый замок. Не исключено, что при других параметрах колеса оптимальным окажется замок с другим числом пар зубьев. Минимальный вес при этом определяется наилучшим сочетанием ширины и высоты замка.

Некоторое влияние на вес оказывает угол установки замка в диске. Так, с увеличением угла установки с  $0^\circ$  до  $12^\circ$  вес колеса уменьшается на 4,7 кгс. Это можно объяснить уменьшением потребной высоты замка для обеспечения допускаемых напряжений среза в связи с увеличением общей длины зубьев при увеличении угла установки.

Однако, увеличение угла установки ограничивается ростом концентрации напряжений в острых углах замка и снижением момента сопротивления хвостовика при изгибе, что может оказаться существенным при наличии больших изгибных нагрузок (статистических и переменных). В некоторых случаях увеличение угла установки замка может ограничиваться технологическими соображениями, например, минимально допустимым размером шейки инструмента.

Для возможности постановки лопаток в диск размеры замка лопаток, замеряемые по роликам, должны быть несколько меньше соответствующих размеров в диске, т. е. между лопаткой и диском в замке должен быть зазор. Этот зазор, обеспечивая возможность свободной постановки лопатки в диск и необходимое качание лопаток, приводит к уменьшению контактной поверхности зубьев и увеличению напряжений смятия.

Для обеспечения допускаемых напряжений смятия при наличии зазора  $\epsilon$  в замке необходимо несколько увеличить

высоту или ширину замка, что приводит к некоторому увеличению веса. При увеличении зазора  $\varepsilon$  с 0,1 до 0,2 мм в рассматриваемом случае вес колеса увеличивается на 5,3 кгс при обеспечении тех же напряжений смятия. С точки зрения веса, а также для уменьшения разворота лопаток в замке при монтаже бандажированных лопаток и уменьшения износа по контактными граням бандажных полок зазор в замке целесообразно делать минимально возможным.

Для оценки возможного снижения веса за счет повышения напряженности в отдельных элементах колеса и нахождения разумного компромисса между требованиями прочности и газодинамики необходимо знать количественное влияние напряженности на вес. Было исследовано влияние на вес допустимых напряжений изгиба в бандажной полке и напряжений растяжения в корневом сечении пера.

Установлено, что изменение допускаемых напряжений изгиба в бандажной полке на +10... —10% приводит к изменению веса полки на +10... —10% изменению веса пера на +10... —10% и изменению веса всего колеса на —6... +13%. Из сравнения результатов следует, что вес полки существенно влияет на вес всего колеса, и ее облегчение является весьма существенным для общего снижения веса. Снижение веса полки при сохранении допускаемых напряжений изгиба обеспечивается оребрением полки и уменьшением ее толщины. Учет фактических размеров полки с выполненным оребрением может внести некоторые количественные уточнения в результаты проведенного анализа влияния различных параметров на вес колеса, особенно в тех случаях, когда это касается вариантов с различным числом лопаток.

Изменение напряжений растяжения в корневом сечении пера на +10... —10% приводит к изменению веса перьев лопаток на +6... —6% и веса колеса на —2,5... +6%. Необходимо отметить, что полученные количественные соотношения, характеризующие влияние различных факторов на вес, относятся к конкретному колесу турбины с определенными параметрами и для других условий могут несколько измениться, хотя тенденция должна сохраниться.

Из анализа полученных результатов следует, что наиболее сильное влияние на вес оказывают параметры (окружная скорость, расположение тракта, число лопаток и др.), которые закладываются на ранней стадии проектирования до выбора основной компоновки изделия, и сравнительный весовой анализ целесообразно делать до выбора основных

параметров, после чего возможности для облегчения ограничены.

Некоторое снижение веса можно получить после выбора компоновки за счет оптимизации геометрии отдельных элементов колеса.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. *Цейтлин В. И.* Проектировочный расчет оптимального колеса турбины ГТД. «Проблемы прочности». Изд-во АН УССР, Киев, 1971, № 10, с. 110—115.
2. *Цейтлин В. И.* Приближенный метод профилирования сплошных турбинных дисков с учетом несущей способности. Труды КуАИ, вып. XIX, г. Куйбышев, 1965, с. 273—285.