

В. И. ЦЕЙТЛИН

ПРИБЛИЖЕННЫЙ МЕТОД ПРОФИЛИРОВАНИЯ СПЛОШНЫХ ТУРБИНЫХ ДИСКОВ С УЧЕТОМ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ

При оценке прочности дисков исходят из возможности двух видов разрушения — хрупкого и пластичного — определяемых состоянием материала и видом напряженного состояния. При хрупком разрушении, когда не происходит перераспределения напряжений, ответственными за разрушение можно считать максимальные напряжения — окружные или радиальные. При пластичном состоянии материала происходит перераспределение напряжений и разрушений наступает, когда осредненные по сечению напряжения достигают предельного значения, что соответствует исчерпанию несущей способности диска. Критерием напряженности в этом случае является запас по предельным (разрушающим) оборотам.

Таким образом, при профилировании дисков для обеспечения достаточной их надежности независимо от состояния материала следует ограничивать минимально допустимую величину местного коэффициента запаса и запаса по предельным оборотам. Величину местного коэффициента запаса необходимо ограничивать независимо от состояния материала также из условия получения определенной формы диска, так как запас по разрушающим оборотам однозначно не определяет его размеров.

Запас по разрушающим оборотам определяется по инерционным нагрузкам, местные коэффициенты запасов — по суммарным напряжениям, инерционным и температурным, так как при хрупком состоянии материала температурные напряжения оказывают практически такое же влияние как и инерционные.

Существующие методы проектировочных расчетов дисков исходят только из местных запасов прочности и не дают возможности при выборе основных размеров дисков судить о запасе по предельным оборотам без поверочного расчета. Кроме того, они или не обеспечивают равнопрочности дисков при неравномерном нагреве [1] или очень громоздки для проектировочных расчетов [2].

Ниже предлагается расчетный метод для выбора основных размеров сплошных дисков с учетом заданных запасов по предельным оборотам и минимально-допустимых местных запасов прочности.

В основу метода положены следующие предпосылки, достоверность которых подтверждается результатами обработки многочисленных экспериментальных и расчетных данных и удовлетворительным совпадением результатов проектировочного и поверочного расчетов:

1. Распределение окружных напряжений по радиусу диска определяется квадратичной параболой

$$\sigma_{\varphi} = \bar{\sigma}_0 - \bar{a} \left(\frac{r}{r_a} \right)^2, \quad (1)$$

где $\bar{\sigma}_{\varphi}$ — суммарные окружные напряжения на радиусе r ;

$\bar{\sigma}_0$ — суммарные напряжения в центре диска;

$\bar{a} = \bar{\sigma}_0 - \bar{\sigma}_{\varphi_a}$ — разность между окружными напряжениями в центре диска и в месте перехода к ободу;

r и r_a — текущий радиус и внутренний радиус обода.

2. Распределение температур по радиусу принимается по результатам замеров

$$t = t_0 + \Delta t \left(\frac{r}{r_a} \right)^2, \quad (2)$$

где t_0 — температура в центре диска;

Δt — разность температур между ободом и центром.

3. Кривая распределения прочностных характеристик материала по радиусу (в зависимости от заданного распределения температур) аппроксимируется формулой

$$\sigma_B = \sigma_{B_0} - b \left(\frac{r}{r_a} \right)^m, \quad (3)$$

где σ_B и σ_{B_0} — пределы длительной прочности на радиусе r и в центре диска;

b и m — постоянные, полученные при аппроксимации.

4. Оценка прочности производится по максимальным растягивающим суммарным окружным $\bar{\sigma}_{\varphi}$ или радиальным $\bar{\sigma}_r$ напряжениям при подсчете местных коэффициентов запасов прочности и по окружным напряжениям от инерционных нагрузок σ_{φ} при определении запаса по предельным оборотам, исходя из условия, что в этом состоянии они в каждой точке диска равны предельной характеристике материала

$$\sigma_{\varphi} = \sigma_B. \quad (4)$$

Для ускорения расчетов по предлагаемому методу построена вспомогательная номограмма. Расчет производится методом последовательного приближения в следующем порядке: выбираются

минимально-допустимые местные запасы прочности в шейке и в центре диска (наиболее характерные точки), подсчитывается при помощи номограммы запас по предельным оборотам и, если он окажется ниже допустимого предела, последовательным изменением местного запаса прочности в центре добиваются получения требуемого запаса по оборотам.

Настоящим расчетным методом, ввиду простоты, обусловленной принятыми допущениями и наличием вспомогательной номограммы, удобно пользоваться также для сравнения прочности различных дисков и оценки влияния различных факторов на их форму и прочность.

Напряжения в диске. Форма диска определяется суммарными напряжениями от центробежных сил лопаток и самого диска и от температурного перепада по радиусу. Напряжения окружные $\bar{\sigma}_\varphi$ и радиальные $\bar{\sigma}_r$ связаны между собой уравнением совместности, т. е. достаточно задаться одними из них, чтобы определить другие, а следовательно, и форму диска. Задаемся окружными напряжениями. Распределение их по радиусу в большинстве турбинных дисков с достаточной точностью можно аппроксимировать квадратичной параболой (1).

Постоянные $\bar{\sigma}_0$ и \bar{a} подбираются из условия получения желаемых коэффициентов запаса в центре и в шейке диска.

Значения $\bar{\sigma}_r$ можно определить из уравнения совместности

$$\frac{d\bar{\sigma}_\varphi}{dr} + \frac{\bar{\sigma}_\varphi(1+\mu)}{r} = \mu \frac{d\bar{\sigma}_r}{dr} + \frac{\bar{\sigma}_r(1+\mu)}{r} - \alpha E \frac{dt}{dr},$$

где μ — коэффициент Пуассона;

α — коэффициент линейного расширения;

E — модуль упругости.

Принимая распределение температур по радиусу дисков в виде параболы (2), получим

$$\bar{\sigma}_r = \bar{\sigma}_0 - \bar{a} \frac{3+\mu}{1+3\mu} \left(\frac{r}{r_a}\right)^2 + \frac{2E\alpha\Delta t}{1+3\mu} \left(\frac{r}{r_a}\right)^2,$$

и, принимая $\mu = 0,3$,

$$\bar{\sigma}_r = \bar{\sigma}_0 - (1,737\bar{a} - 1,05E\alpha\Delta t) \left(\frac{r}{r_a}\right)^2. \quad (5)$$

Профиль диска. Зная распределение напряжений по радиусу, находим форму диска. Уравнение равновесия элемента диска, выделенного двумя цилиндрическими и двумя радиальными сечениями, можно записать в виде (фиг. 1)

$$\frac{d}{dr} (ry\bar{\sigma}_r) - \bar{\sigma}_\varphi y + \frac{\gamma}{g} \omega^2 r^2 y = 0.$$

Подставляя значения $\bar{\sigma}_r$, $\bar{\sigma}_\varphi$ и $\frac{d\bar{\sigma}_r}{dr}$ в уравнение равновесия и разделив переменные, получим

где

$$\ln y = A \ln \bar{\sigma}_r + C',$$

$$A = \frac{\frac{\gamma}{g} \omega^2 r_a^2 + 3,15 E \alpha \Delta t - 4,211 \bar{a}}{3,474 \bar{a} - 2,1 E \alpha \Delta t}; \quad (6)$$

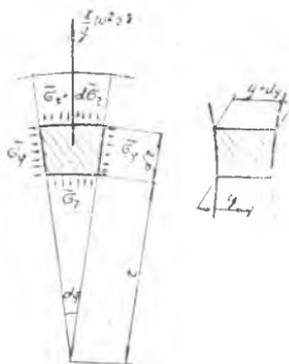
$\frac{\gamma}{g} \omega^2$ — относительная характеристика инерционной нагрузки;

C' — постоянная интегрирования.
В частном случае, при $\Delta t = 0$,

$$A = 0,288 \frac{\gamma}{g} \omega^2 \frac{r_a^2}{a} - 1,21.$$

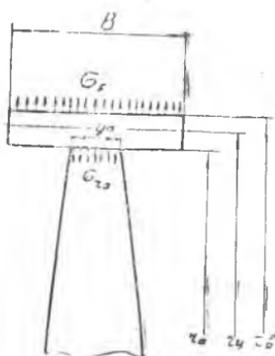
Зная толщину диска на радиусе r_a в месте перехода его к ободу (y_a), находим постоянную интегрирования C' , а вместе с тем и уравнение профиля диска

$$y = y_a \left(\frac{\bar{\sigma}_r}{\bar{\sigma}_{r_a}} \right)^A. \quad (7)$$



Фиг. 1.

Толщина диска в месте перехода к ободу. С достаточной точностью толщину диска в месте перехода к ободу можно определить, рассматривая обод как тонкостенный цилиндрический сосуд, подверженный внутреннему давлению [3]. Суммарная сила, действующая на обод и отнесенная к единице длины окружности радиуса r_y (фиг. 2), равна



Фиг. 2.

$$P_y = \sigma_r B \frac{r_b}{r_y} + \frac{\gamma}{g} \omega^2 F r_y - \bar{\sigma}_r y_a \frac{r_a}{r_y},$$

где B — ширина обода;

F — площадь поперечного сечения обода;

σ_r — радиальные напряжения на ободу от внешней нагрузки.

Здесь просуммированы соответственно внешняя нагрузка на обод, центробежная сила самого обода и нагрузка со стороны диска. Причем, ввиду малой толщины обода принято, что радиальные температурные напряжения на радиусе r_a равны нулю, следовательно,

$$\bar{\sigma}_{r_a} = \sigma_r.$$

Окружные напряжения в ободе под действием указанных сил будут

$$\sigma_{\varphi}^{\circ} = \frac{P_y r_y}{F}.$$

Приравнявая радиальную деформацию обода на радиусе r_y и деформацию диска на радиусе r_a (что допустимо ввиду малой толщины обода), получим

$$\frac{\sigma_{\varphi}^{\circ} r_y}{E} = \frac{\bar{\sigma}_{\varphi a} - \mu \bar{\sigma}_{r a}}{E}.$$

Подставляя значения σ_{φ}° и решая полученное равенство относительно толщины диска в месте перехода к ободе, находим

$$y_a = B \frac{\sigma_F}{\sigma_{r a}} \frac{r_b}{r_y} + \frac{\gamma}{g} \omega^2 \frac{r_y^3 F}{r_a^2 r_n} - \frac{F}{r_y} \left(\frac{\bar{\sigma}_{\varphi a}}{\sigma_{r a}} - 0,3 \right). \quad (8)$$

Запас по предельным оборотам. Критерием прочности дисков из пластичных материалов можно считать запас по предельным оборотам k_B . Обозначив обороты, при которых наступает разрушение через n_B , можно записать

$$k_B = \frac{n_B}{n},$$

где n — рабочие обороты диска.

Предельные обороты n_B определяются исходя из распределения напряжений в пластической области. Для приближенного решения принимаем, что к моменту разрушения окружные напряжения от инерционных сил в каждой точке равны пределу длительной прочности материала в этой точке, т. е. выполняется условие (4).

Из уравнения равновесия элемента диска следует

$$\sigma_{r a} = \frac{1}{r_a y_a} \left[\int_0^{r_a} \sigma_{\varphi} y dr - \frac{\gamma}{g} \omega^2 \int_0^{r_a} r^2 y dr \right].$$

При предельных оборотах

$$(\sigma_{r a})_B = \frac{1}{r_a y_a} \left[\int_0^{r_a} \sigma_B y dr - \frac{\gamma}{g} \omega_B^2 \int_0^{r_a} r^2 y dr \right].$$

Так как инерционные напряжения в дисках изменяются пропорционально квадрату оборотов, можно записать

$$(\sigma_{r a})_B = \sigma_{r a} \left(\frac{\omega_B^2}{\omega^2} \right).$$

Приравнявая значения $(\sigma_{r a})_B$ и решая полученное равенство относительно $\frac{\omega_B^2}{\omega^2}$, получим

$$K_B^2 = \frac{\omega_B^2}{\omega^2} = \frac{\int_0^{r_a} \sigma_B y dr}{\sigma_{r_a} r_a y_a + \frac{\gamma}{g} \omega^2 \int_0^{r_a} r^2 y dr}$$

Кривую σ_B по радиусу диска можно аппроксимировать формулой (3). Здесь b и m — постоянные величины, определяемые по двум известным значениям σ_B , например, на радиусе $r_a(\sigma_{B_a})$ и каком-либо промежуточном радиусе $r(\sigma_{B_r})$;

$$b = \sigma_{B_0} - \sigma_{B_a}; \quad (9)$$

$$m = \frac{\lg \frac{\sigma_{B_0} - \sigma_{B_r}}{\sigma_{B_0} - \sigma_{B_a}}}{\lg \frac{r}{r_a}}. \quad (10)$$

Подставив значения σ_B (3) и y (7) в формулу k_B и учитывая, что $\sigma_{r_a} = \bar{\sigma}_{r_a}$, получим

$$K_B^2 = \frac{\sigma_{B_0} \int_0^{r_a} \left(\frac{\bar{\sigma}_r}{\bar{\sigma}_{r_a}} \right)^A dr - b \int_0^{r_a} \left(\frac{r}{r_a} \right)^m \left(\frac{\bar{\sigma}_r}{\bar{\sigma}_{r_a}} \right)^A dr}{\bar{\sigma}_{r_a} r_a + \frac{\gamma}{g} \omega^2 r_a^2 \int_0^{r_a} \left(\frac{r}{r_a} \right)^2 \left(\frac{\bar{\sigma}_r}{\bar{\sigma}_{r_a}} \right)^A dr}$$

Суммарные напряжения, которые входят в формулу, определяют лишь форму диска, а запас K_B определяется только инерционными напряжениями.

Для обеспечения подсчетов K_B можно воспользоваться номограммой, построенной по результатам численного интегрирования для различных значений $\frac{a}{\sigma_0}$, A и m (фиг. 3).

Принимая, что $dr = \frac{r_a}{z}$ (в построенной номограмме $z = 10$), формула для K_B будет

$$K_B^2 = \frac{\sigma_{B_0} C_{n=0} - b C_{n=m}}{z \bar{\sigma}_{r_a} + \frac{\gamma}{g} \omega^2 r_a^2 C_{n=2}}, \quad (11)$$

где C_n — значения интегралов, определяемых по номограмме при соответствующих величинах $\frac{a}{\sigma_0}$ и A для n равных, соответственно 0, 2 и m .

Отношение $\frac{a}{\sigma_0}$ при этом определяется из выражения

$$\frac{a}{\sigma_0} = \frac{\bar{a}}{\sigma_0} \left(1 - 0,604 \frac{E\alpha\Delta t}{\bar{a}} \right), \quad (12)$$

полученного из условия, что при наличии температурного перепада нужно $\frac{\bar{a}}{\sigma_0}$ увеличить в отношении

$$\frac{1,737\bar{a} - 1,05E\alpha\Delta t}{1,737\bar{a}},$$

так как при построении номограммы для однозначности использовалась формула

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

что соответствует случаю $\Delta t = 0$.

Значения $\bar{\sigma}_0$ и \bar{a} определяются, исходя из допустимых местных коэффициентов запасов в центре и в будущей шейке диска на радиусе $\frac{r_{a'}}{r_a} = 0,85 - 0,95$, которая образуется с введением плавного перехода от полотна к ободу (фиг. 6)

При выборе максимально-допустимых напряжений в шейке диска необходимо учитывать, что при совместном действии инерционных и температурных напряжений в зависимости от их соотношения максимальными могут быть или окружные или радиальные напряжения. Для оценки прочности выбираются большие из них и местные запасы в центре и в шейке, соответственно, будут

$$\bar{S}_0 = \frac{\sigma_{B_0}}{\sigma_0}, \quad (13)$$

и

$$\bar{S}_a' = \frac{\sigma_{B_{a'}}}{\sigma_{\varphi a'}} \quad \text{или} \quad \bar{S}_a' = \frac{\sigma_{B_{a'}}}{\sigma_{r_a'}}. \quad (14)$$

Принимая, что $\bar{\sigma}_{\varphi a'} > \bar{\sigma}_{r_a'}$ из уравнения (1), подставляя значение $\bar{\sigma}_{\varphi}$ на радиусе $r = r_{a'}$, получим

$$\frac{\sigma_{B_{a'}}}{\bar{S}_a'} = \bar{\sigma}_0 - \bar{a} \left(\frac{r_{a'}}{r_a} \right)^2,$$

откуда

$$\bar{a} = \frac{\bar{\sigma}_0 - \bar{\sigma}_{\varphi a'}}{\left(\frac{r_{a'}}{r_a} \right)^2}. \quad (15)$$

Если при этом окажется, что

$$\bar{a} < 1,425E\alpha\Delta t, \quad (16)$$

то в действительности $\bar{\sigma}_{\varphi a'} < \bar{\sigma}_{r_a'}$ и значение \bar{a} следует определять по формуле

$$\bar{a} = \frac{\bar{\sigma}_0 + 1,05E\alpha\Delta t \left(\frac{r_{a'}}{r_a}\right)^2 - \bar{\sigma}_{r_{a'}}}{1,737 \left(\frac{r_{a'}}{r_a}\right)^2} \quad (17)$$

полученной из уравнения (5).

Если

$$\bar{a} = 1,425E\alpha\Delta t, \text{ то } \bar{\sigma}_{\varphi} = \bar{\sigma}_r.$$

Особые случаи 1. Если

$$\bar{a} > 0,238 \frac{\gamma}{g} \omega^2 r_a^2 + 0,75E\alpha\Delta t,$$

т. е. $A < 0$, что соответствует диску обратной конусности $y_a > y_0$ (фиг. 4). В этом случае из конструктивных соображений для расчета следует задаваться диском постоянной толщины или, если возможно, уменьшить минимально допустимое значение местного коэффициента запаса в шейке диска. ($A < 0$ может быть и при $\bar{a} < 0,605 E\alpha\Delta t$, что соответствует $\bar{\sigma}_{r_{a'}} > \sigma_0$, однако этот случай практически не реальный).

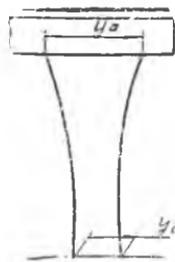
Для диска постоянной толщины при $\mu = 0,3$

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}_r &= 0,4125 \frac{\gamma}{g} \omega^2 r_a^2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_a}\right)^2 \right] + \\ &+ \bar{\sigma}_{r_a} + 0,25E\alpha\Delta t \left[1 - \left(\frac{r}{r_a}\right)^2 \right], \\ \bar{\sigma}_{\varphi} &= 0,4125 \frac{\gamma}{g} \omega^2 r_a^2 \left[1 - 0,576 \left(\frac{r}{r_a}\right)^2 \right] + \\ &+ \bar{\sigma}_{r_a} + 0,25E\alpha\Delta t \left[1 - 3 \left(\frac{r}{r_a}\right)^2 \right]. \end{aligned}$$

Для случая $\bar{\sigma}_{\varphi_{a'}} > \bar{\sigma}_{r_{a'}}$, когда прочность в шейке определяется значением $\bar{\sigma}_{\varphi_a}$

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}_{r_a} &= \bar{\sigma}_{r_{a'}} - 0,4125 \frac{\gamma}{g} \omega^2 r_a^2 \left[1 - 0,576 \left(\frac{r_{a'}}{r_a}\right)^2 \right] - \\ &- 0,25E\alpha\Delta t \left[1 - 3 \left(\frac{r_{a'}}{r_a}\right)^2 \right], \\ \bar{\sigma}_{\varphi_a} &= \bar{\sigma}_{\varphi_{a'}} - 0,237 \frac{\gamma}{g} \omega^2 r_a^2 \left[1 - \left(\frac{r_{a'}}{r_a}\right)^2 \right] - \\ &- 0,75E\alpha\Delta t \left[1 - \left(\frac{r_{a'}}{r_a}\right)^2 \right]. \end{aligned}$$

При $\bar{\sigma}_{\varphi_{a'}} < \bar{\sigma}_{r_{a'}}$ будет



Фиг. 4.

$$\bar{\sigma}_{r_a} = \sigma_{r_a}' - 0,4125 \frac{\gamma}{g} \omega^2 r_a^2 \left[1 - \left(\frac{r_a'}{r_a} \right)^2 \right] - \\ - 0,25 E \alpha \Delta t \left[1 - \left(\frac{r_a'}{r_a} \right)^2 \right].$$

$$\bar{\sigma}_{\varphi_a} = \bar{\sigma}_{r_a}' - 0,237 \frac{\gamma}{g} \omega^2 r_a^2 \left[1 - 1,74 \left(\frac{r_a'}{r_a} \right)^2 \right] - \\ - 0,25 E \gamma \Delta t \left[3 - \left(\frac{r_a'}{r_a} \right)^2 \right].$$

Подставляя значение y_a в формулу K_B , получим запас по предельным оборотам для диска постоянной толщины

$$K_B^2 = \frac{\sigma_{B_0} - \frac{b}{m+1}}{\bar{\sigma}_{r_a} + 0,333 \frac{\gamma}{g} \omega^2 r_a^2}.$$

2. Если $\Delta t = 0$ и $a = 0$

т. е. $\sigma_r = \sigma_\varphi = \sigma_0$, то размеры диска следует определять по формулам

$$y = y_a e^{\frac{\gamma}{g} \omega^2 \frac{(r_a^2 - r^2)}{2\sigma_0}}; \\ y_a = B \frac{\sigma_F}{\sigma_0} \frac{r_b}{r_y} + \frac{\gamma}{g} \omega^2 \frac{r_y^2 F}{r_a \sigma_0} = 0,7 \frac{F}{r_y}.$$

Запас по предельным оборотам при этом будет

$$K_B^2 = \frac{0,886 \sigma_{B_0} \Phi(\sqrt{c} r_a) - \frac{b}{r_a^2} R}{\frac{\sqrt{c} r_a \sigma_0}{e^{c r_a^2}} + \frac{\gamma}{g} \omega^2 R},$$

где $\Phi(\sqrt{c} r_a)$ — интеграл вероятности [4],

$$c = \frac{\gamma \omega^2}{2g\sigma_0},$$

$$R = 0,443 \frac{\Phi(\sqrt{c} r_a)}{c} = 0,5 \frac{r_a}{\sqrt{c} e^{c r_a^2}}.$$

При этом в определении характеристик материала по радиусу принято $m=2$.

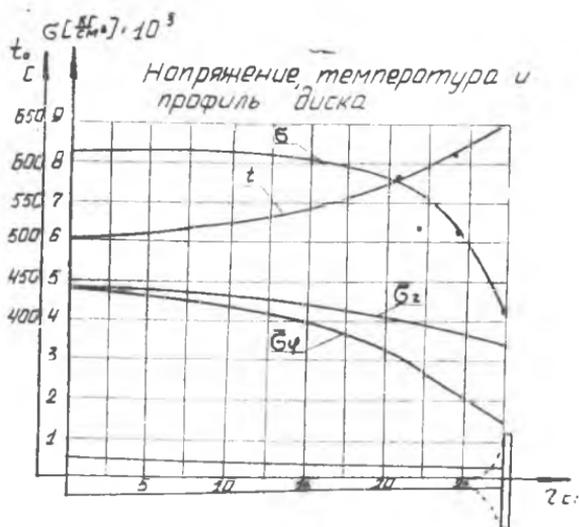
Пример. Определить профиль диска, обеспечивающий при заданных характеристиках материала (фиг. 5) запас по предельным оборотам $K_B \geq 1,45$ и минимальный местный коэффициент запаса с учетом температурных напряжений $S = 1,7$.

Исходные данные:

$$\left. \begin{array}{l} B = 5,4 \text{ см} \\ r_b = 27,9 \text{ см} \\ r_a = 27,3 \text{ см} \end{array} \right\} \text{размеры обода}$$

$\sigma_{II} = 700 \text{ кг/см}^2$ — внешняя нагрузка на обод,

$\omega^2 = 6 \text{ кг/см}^4$ относительная характеристика инерционной нагрузки.



Фиг. 5.

$\sigma_{B_0} = 8250 \text{ кг/см}^2$
 $\sigma_{B_r} = 7750 \text{ кг/см}^2$
 $\sigma_{B_t} = 6350 \text{ кг/см}^2$
 $\sigma_{B_c} = 4500 \text{ кг/см}^2$

характеристики материала (при заданном распределении температур по квадратичной параболе) на радиусах, соответственно $\frac{r}{r_a} = 0; 0,75; 0,9$ и $1,0$ (фиг. 5).

$E\alpha\Delta t = 4200 \text{ кг/см}^2$ — характеристика температурных напряжений.
 Из выражений (9) и (10) определяем

$$b = 3750 \text{ кг/см}^2, m \cong 7.$$

Для первого расчета принимаем

$$K_B = 1,45; \bar{S}_0 = \bar{S}_a' = 1,7.$$

По формулам (13), (14) и (15) определяем

$$\bar{\sigma}_0 = \frac{\sigma_{B_0}}{S_0} = 4853 \text{ кг/см}^2;$$

$$\bar{\sigma}_{\varphi a}' = \frac{\sigma_{B_t}'}{S_a'} = 3735 \text{ кг/см}^2;$$

$$\bar{a} = 1380 \text{ кг/см}^2.$$

Сравниваем полученное значение \bar{a} с выражением $1,425 E\alpha\Delta t$

(16)

Получается

$$\bar{a} = 1380 < 1,425 E \alpha \Delta t = 5985 \text{ кг/см}^2,$$

т. е.

$$\bar{\sigma}_{\varphi a}' < \bar{\sigma}_{r a}'.$$

Следовательно, по формуле (14)

$$\bar{\sigma}_{r a}' = \frac{\sigma_{B a}'}{S_{a'}} = 3735 \text{ кг/см}^2$$

и значение \bar{a} находим из выражения (17) $\bar{a} = 3345 \text{ кг/см}^2$.

Отношение $\frac{\bar{a}}{\sigma_0}$ находим по формуле (12) $\frac{\bar{a}}{\sigma_0} = 0,166$.

По формулам (6), (1) и (5), соответственно

$$A = 1,29; \bar{\sigma}_{\varphi a} = 1508 \text{ кг/см}^2; \bar{\sigma}_{r a} = 3453 \text{ кг/см}^2.$$

Для полученных значений A , $\frac{\bar{a}}{\sigma_0}$ и m из номограммы находим

$$C_{n=0} = 14,25; C_{n=2} = 4,2; C_{n=7} = 1,45.$$

Запас по предельным оборотам по формуле (11) получается $K_B = 1,45$, что совпадает с заданным значением.

Если полученное значение K_B существенно отличается от требуемого, то следует повторить расчет при новом значении $\bar{\sigma}_0$.

По формуле (8) находим $y_a = 1,25 \text{ см}$.

Таблица 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
r	$\frac{r}{2a}$	$(\frac{r}{2a})^2$	$\bar{\sigma}(\frac{r}{2a})^2$	$\frac{1,737\bar{a}}{1,025\Delta t} \cdot (\frac{r}{2a})^2$	$\bar{\sigma}_y$	$\bar{\sigma}_z$	$\frac{\bar{\sigma}_z}{\bar{\sigma}_{z0}}$	$(\frac{\bar{\sigma}_z}{\bar{\sigma}_{z0}})^H$	y
0	0	0	0	0	4853	4853	1,405	1,551	1,94
5	0,1832	0,0335	112	47	4741	4806	1,392	1,533	1,92
10	0,3663	0,1342	449	188	4404	4665	1,351	1,475	1,84
15	0,5495	0,3019	1010	423	3943	4430	1,283	1,38	1,73
20	0,7326	0,5367	1795	751	3058	4102	1,188	1,249	1,56
23	0,6425	0,7098	2374	994	2479	3859	1,118	1,155	1,44
24,6	0,9060	0,8100	2709	1134	2144	3719	1,077	1,101	1,38
26	0,9524	0,9071	3034	1270	1819	3583	1,038	1,005	1,26
27,5	1,0	1,0	3345	1400	1508	3453	1,0	1,0	1,25

$$\bar{\sigma}_0 = 4853 \text{ кг/см}^2$$

$$E \Delta t = 4200 \text{ кг/см}^2$$

$$\bar{\sigma} = 3345 \text{ кг/см}^2$$

$$A = 1,29$$

$$y_a = 1,25 \text{ см}$$

Из уравнения (7), подставляя $\bar{\sigma}$, на разных радиусах находим весь профиль диска (таблица 1).

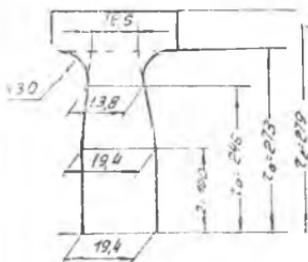
В будущей шейке на радиусе $\frac{r_a'}{r_a} = 0,9$ и в центре диска толщины, соответственно, равны $y_a' = 1,38 \text{ см}$, $y_0 = 1,94 \text{ см}$.

Полученную форму диска следует привести к конструктивному виду, после чего произвести поверочный расчет одним из известных методов.

Приведение к конструктивному виду заключается, обычно в спрямлении криволинейных участков диска и скруглении перехода от полотна к ободу. В настоящем примере для поверочного расчета был принят диск с размерами в шейке (при $\frac{r_{a'}}{r_a} = 0,9$) и в центре, полученными из проектировочного расчета, и с прямолинейными очертаниями полотна (фиг. 6).

Основные результаты поверочного и проектировочного расчетов приведены в таблице 2.

Таблица 2



Обозначения	Проектировочный расчет	Поверочный расчет	Разница, %
$\bar{\sigma}_0$ кг/см ²	4853	5044	3,3
$\bar{\sigma}_{ra'}$ кг/см ²	3719	3796	2,0
\bar{S}_0	1,7	1,64	3,6
$\bar{S}_{a'}$	1,7	1,65	3,0
K_B	1,45	1,43	1,4

Из таблицы следует, что разница в напряжениях и коэффициентах запасов, определяющих прочность, меньше 4%, что вполне удовлетворяет требованиям проектировочного расчета.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г. С. Жирицкий «Газовые трубы», Госэнергоиздат, 1948.
2. Р. С. Кинашвили «Расчет на прочность дисков турбомашин», Оборонгиз, 1954.
3. М. М. Яновский «Конструирование и расчет на прочность деталей паровых турбин», Изд. АНССР, 1947
4. И. Н. Бронштейн и К. А. Семендлев «Справочник по математике» Гостехиздат, 1958.