

Расхождение значений численного и точного методов не превышает 4%. При расчете этой лопатки была определена собственная частота, соответствующая первой крутильной форме колебаний, получить которую с помощью эксперимента не удалось.

Вычислительная программа по расчету собственных спектров лопаток ГТД в режиме АСРК разработана на языке ФОРТРАН-4. Время расчета одной формы колебаний для лопаток средней идеализации составляет не более 20 минут для вычислительной машины ЕС-1033 с соответствующим сервисным обеспечением при объеме оперативной памяти 256К.

Минимальное количество неизвестных в конечноэлементной сетке составляет 300-400 для расчета лопаток без бандажа и 400-500 для расчета лопаток, бандажированных полками.

Результаты исследований собственных частот колебаний реальных лопаток свидетельствуют о целесообразности использования метода конечных элементов для задач данного класса.

Л и т е р а т у р а

1. Борискин О.Ф., Губанов В.И. в Эффективность разработки автоматизированных систем расчета динамики и прочности конструкций методом конечных элементов. - В кн.: Оценка эффективности новой техники. Тезисы докл. Всесоюзного науч.-техн. совещания. Иркутск, 1981, с.28-31
2. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. - М.: Мир, 1975. - 541с.
3. Хронин Д.В. Колебания в двигателях летательных аппаратов. - М.: Машиностроение, 1980. - 296с.

УДК 621.791.4;539.378

К.Н.Боришанский

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ И ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИЗУЧЕНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ БАНДАЖИРОВАННЫХ ЛОПАТОК

В стационарном и транспортном турбостроении значительное распространение получили бандажированные лопатки, обладающие значительными преимуществами как с точки зрения вибрационной надежности, так и экономичности. В то же время в бандажированных лопатках появился весьма

напряженный узел — бандажная полка и примыкающее к ней периферийное сечение лопатки, испытывающее значительные статические, динамические и термические напряжения. В [1] приведены экспериментальные результаты, свидетельствующие о том, что даже под действием только центробежных сил в периферийном сечении бандажированной лопатки ГТД возникают значительные статические напряжения, более чем в 3 раза превышающие величины, полученные по обычной стержневой теории. В связи с этим в [1] делается вывод с необходимостью разработки уточненной методики расчета напряженного состояния бандажированных лопаток.

В стационарном паротурбостроении переход к бандажированным лопаткам существенно повысил вибрационную надежность, однако из-за появления в периферийном сечении лопаток дополнительных напряжений, не учитывавшихся обычными методиками расчета, в условиях эксплуатации имели место отрывы специальных стеллитовых пластинок, припаяваемых к входным кромкам для защиты от эрозии (рис.1). Типичный для последних ступеней мощных паровых турбин вид периферийного сечения и бандажной полки изображен на рис. 1: как видно, периферийное сечение является сильно вытянутым и слабо изогнутым, причем хорда профиля (β) может в 20-40 раз превосходить максимальную толщину профиля (δ_{max}).

Покажем, что существенное возрастание напряжений в периферийном сечении бандажированной лопатки связано со стесненностью кручения этого сечения. Для выяснения качественных особенностей предварительно рассмотрим вопрос о стесненном кручении стержней с более простыми поперечными сечениями, для которых имеются точные или приближенные методы решения задачи. Несколько типов поперечных сечений, аппроксимирующих периферийное сечение бандажированной лопатки, изображены на рис. 2.

Наиболее просто решается задача стесненного кручения стержня с поперечным сечением в виде элемента трубки (см. рис.2, а), у которого хорда (β) много больше стрелки прогиба (h), а последняя много больше толщины профиля (δ). Как известно [2], стесненное кручение стержня с подобным поперечным сечением описывается дифференциальным уравнением 4-го порядка:

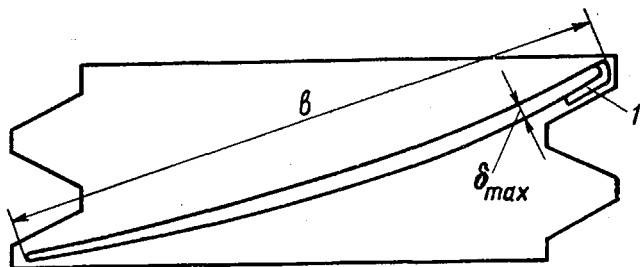
$$E J_{\omega} \theta''''(z) - G T \theta''(z) + m(z) = 0, \quad (1)$$

где ось z направлена вдоль оси стержня;

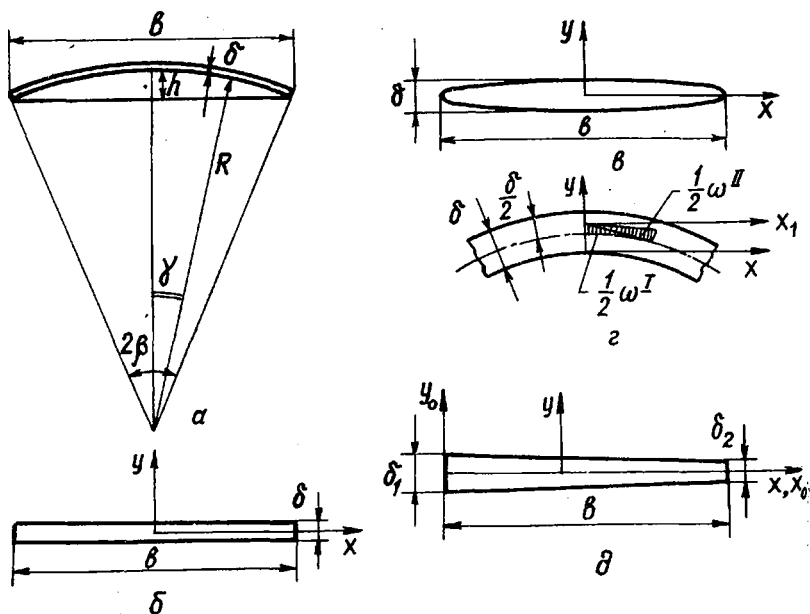
θ — угол поворота поперечного сечения;

J_{ω} — секториальный момент инерции ($J_{\omega} = \int_F \omega^2 dF$);

ω — секториальная площадь;



Р и с. 1. Периферийное сечение бандажированной лопатки последней ступени мощной паровой турбины: I - стеллитовая пластинка



Р и с. 2. Поперечные сечения, аппроксимирующие периферийное сечение бандажированной лопатки: а - элемент тонкостенной трубки; б - вытянутый прямоугольник; в - вытянутый эллипс; г - элемент трубки, толщина которой соизмерима со стрелой прогиба; д - вытянутая трапеция

T - геометрическая жесткость поперечного сечения на кручение;

E и G - модули упругости соответственно I и II рода;

$m(z)$ - интенсивность распределенного крутящего момента.

Будем считать, что стержень постоянного поперечного сечения жестко заделан по корню и имеет на вершине бандажную полку, полностью препятствующую деформации периферийного сечения. Примем, что сосредоточенный крутящий момент $M_{кр}$ приложен на вершине, а распределенный крутящий момент $m(z)$ отсутствует. Введем параметр $\alpha = \sqrt{GT/EJ_\omega}$. Так как считается, что $\beta \ll 1$ (см. рис. 2, а), то $b \approx 2R\beta$, $h \approx \frac{1}{2}R\beta^2$ и для рассматриваемого случая

$$\omega = \frac{1}{30} R^2 \gamma (3\beta^2 - 5\gamma^2), \quad \omega_{max} = \frac{1}{15} R^2 \beta^3,$$

$$J_\omega = 0,00127 R^5 \delta \beta^7, \quad T = \frac{2}{3} R \beta \delta^3, \quad \alpha = \frac{14,2 \delta}{\beta h}.$$

Граничные условия с учетом принятых предположений имеют следующий вид:

$$\theta(0) = \theta'(0) = 0; \quad \theta'(l) = 0; \quad EJ_\omega \theta'''(l) = M_{кр}, \quad (2)$$

где l - длина стержня.

Используя граничные условия (2), легко показать, что в случае $\alpha l \gg 1$ нормальные напряжения стесненного кручения (σ_ω) по мере удаления от бандажной полки уменьшаются по закону

$$\sigma_\omega(z) = \sigma_\omega(l) e^{-\alpha(l-z)}. \quad (3)$$

Распределение напряжений σ_ω по сечению описывается формулой

$$\sigma_\omega(z) = \frac{B(z)\omega}{J_\omega}, \quad (4)$$

где B - изгибно-крутящий бимомент, максимальное значение которого при $z=l$ для случая $\alpha l \gg 1$ приближенно равняется $B(l) = \frac{M_{кр}}{\alpha}$.

Так как максимальная величина напряжений чистого кручения для рассматриваемого сечения $\tau_{к, max} = \frac{M_{кр} \delta}{T}$, то

$$\frac{\sigma_{\omega \max}}{\tau_{k \max}} = \frac{B_{\max} \omega_{\max} T}{J_{\omega} M_{кр} \delta} = 2,46 \quad , \quad (5)$$

причем соотношение (5) не зависит от β при условии $\beta \ll 1$.

Относительная величина касательных напряжений стесненного кручения ($\tau_{\omega \max}$) определяется формулой

$$\frac{\tau_{\omega \max}}{\tau_{k \max}} = \frac{2,19 \delta}{h} \quad . \quad (6)$$

Поскольку полученные формулы справедливы при условии $\beta \gg h \gg \delta$, то нормальные напряжения стесненного кручения много больше касательных напряжений чистого кручения, а последние, в свою очередь, много больше касательных напряжений стесненного кручения.

Так как условие $h \gg \delta$ не дает возможности получить достаточно хорошее приближение для напряженного состояния периферийного сечения лопатки, рассмотрим другой крайний случай ($h = 0$), т.е. представим поперечное сечение в виде вытянутого прямоугольника (см. рис. 2, б), когда $\beta \gg \delta$.

Для этого случая [3]

$$\begin{aligned} \sigma_{xk} = \sigma_{yk} = \sigma_{zk} = 0 \quad ; \\ \tau_{xz k} = 2\theta' \theta'_{кy} \quad , \quad \tau_{yz k} = 0^* \quad , \quad \tau_{xy k} = 0 \quad , \end{aligned} \quad (7)$$

где $\theta'_{к} = \frac{M_{кр}}{G T}$.

Если деформация какого-либо сечения стеснена, то вблизи него возникает самоуравновешенная система нормальных и касательных напряжений [3]:

$$\begin{aligned} \sigma_{x\omega} = \sigma_{y\omega} = 0 \quad ; \quad \sigma_{z\omega} = -m E \theta'_{к} e^{-mz} xy \quad ; \\ \tau_{xy\omega} = -\frac{1}{8} E m^3 \theta'_{к} e^{-mz} \left(\frac{\beta^2}{4} - x^2\right) \left(\frac{\delta^2}{4} - y^2\right) \quad ; \quad \tau_{xz\omega} = \frac{1}{4} E m^2 \theta'_{к} e^{-mz} \left(\frac{\beta^2}{4} - x^2\right) y \quad ; \\ \tau_{yz\omega} = \frac{1}{4} E m^2 \theta'_{к} e^{-mz} \left(\frac{\delta^2}{4} - y^2\right) x \quad , \end{aligned} \quad (8)$$

где m - параметр, определяемый ниже.

* Напряжения $\tau_{yz k}$, возникающие только вблизи коротких сторон прямоугольника, уравнивают половину внешнего крутящего момента; однако потенциальная энергия, соответствующая напряжениям $\tau_{yz k}$, пренебрежимо мала по сравнению с потенциальной энергией, соответствующей напряжениям $\tau_{xz k}$ [3].

Система напряжений (8) удовлетворяет уравнениям равновесия и граничным условиям, но не удовлетворяет условиям совместности деформаций. Приближенное значение параметра m в [3] рекомендуется вычислять из условия минимума потенциальной энергии, определяемой напряжениями (7) и (8):

$$m = \frac{2}{\beta} \sqrt{\frac{5}{1+\nu}} = \frac{3,92}{\beta}, \quad (9)$$

где ν - коэффициент Пуассона.
Равенство (9) приводит к соотношениям

$$\frac{\sigma_{z\omega \max}}{\tau_{xz\kappa \max}} = 2,55; \quad \frac{\tau_{xz\omega \max}}{\tau_{xz\kappa \max}} = 1,25. \quad (10)$$

Как видно, и в данном случае нормальные напряжения стесненного кручения значительно превосходят касательные напряжения чистого кручения, однако касательные напряжения чистого и стесненного кручения оказываются примерно равными.

Так как потенциальные энергии деформации, соответствующие напряжениям τ_{xz} , значительно превосходят потенциальные энергии деформации, соответствующие напряжениям τ_{yz} , то для выполнения условия $\Theta' = 0$ необходимо соблюдение равенства

$$M(\tau_{xz\kappa}) + M(\tau_{xz\omega}) = 0, \quad (11)$$

предполагающего, что в заделанном сечении внешний крутящий момент уравновешивается "второстепенными" напряжениями τ_{yz} .

Если определить параметр " m " из условия выполнения равенства (11), то получим

$$m_1 = \frac{2}{\beta} \sqrt{\frac{6}{1+\nu}} = \frac{4,296}{\beta}, \quad (12)$$

что приводит к соотношениям

$$\frac{\sigma_{z\omega \max}}{\tau_{xz\kappa \max}} = \frac{\sqrt{6}}{2\beta} E = 2,79; \quad \frac{\tau_{xz\omega \max}}{\tau_{xz\kappa \max}} = 1,5. \quad (13)$$

Следует отметить, что если для вытянутого прямоугольника ввести параметр $\alpha = \sqrt{\frac{\Theta'}{EJ\varphi}}$, где $J\varphi = \int_F \varphi^2 dF$, $\varphi = -xy$, то $\alpha \equiv m_1$,

Формулы, аналогичные (10) и (13), можно получить для случая стесненного кручения стержня с поперечным сечением в виде вытянутого эллипса, когда $\beta \gg \delta$ (см. рис. 2, в) [4]. Не останавливаясь на достаточно громоздких промежуточных выкладках, приведем окончательные результаты. Величина параметра m , определяемая из условия минимума потенциальной энергии, оказывается при $\beta \gg \delta$ равной $m = \frac{4,962}{\beta}$, что приводит к соотношениям

$$\frac{\sigma_{z\omega \max}}{\tau_{xz\kappa \max}} = 1,612; \quad \frac{\tau_{xz\omega \max}}{\tau_{xz\kappa \max}} = 0,772. \quad (14)$$

Если определить параметр m из условия выполнения равенства (11), то получим следующие формулы:

$$m_1 = \frac{6,08}{\beta}; \quad \frac{\sigma_{z\omega \max}}{\tau_{xz\kappa \max}} = 1,975; \quad \frac{\tau_{xz\omega \max}}{\tau_{xz\kappa \max}} = 1,156. \quad (15)$$

И в этом случае величина m_1 тождественно совпадает с $\alpha = \sqrt{\frac{6T}{EJ\varphi}}$, так как для эллипса при условии $\beta \gg \delta$ $\varphi \approx xy$, $J_\varphi = \frac{\pi}{1536} \beta^3 \delta^3$, $T = \frac{\pi}{16} \beta \delta^3$.

Таким образом, при стесненном кручении стержня с поперечным сечением в виде вытянутого эллипса нормальные напряжения стесненного кручения значительно превосходят касательные напряжения чистого кручения.

Рассмотрим стесненное кручение стержня с поперечным сечением в виде элемента трубки при условии, что h и δ являются величинами одного порядка малости (см. рис. 2, г). Следуя [2], будем считать, что секториальная площадь произвольной точки поперечного сечения (вычисляемая относительно центра изгиба, через который проходит ось X_1) определяется суммой секториальных площадей ω^I и ω^{II} (см. рис. 2, г). В этом случае максимальные значения секториальной площади ($\omega_{\Sigma \max}$) и секториального момента инерции ($J_{\omega \Sigma}$), а также параметра $\alpha_\Sigma = \sqrt{\frac{6T}{EJ_{\omega \Sigma}}}$ определяются следующими формулами:

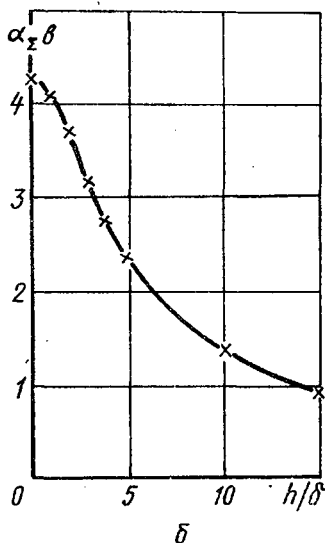
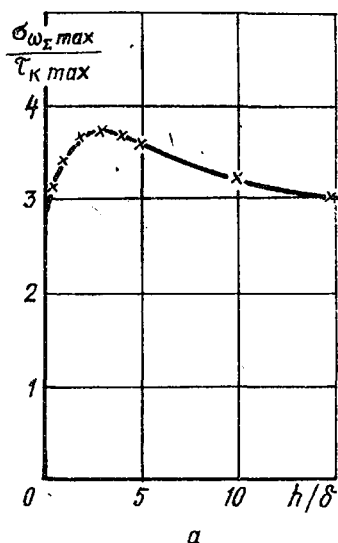
$$\omega_{\Sigma \max} = \frac{1}{15} R^2 \beta^3 + \frac{1}{2} R \beta \delta; \quad J_{\omega \Sigma} = \frac{2}{1575} R^5 \delta \beta^7 + \frac{1}{18} R^3 \delta^3 \beta^3$$

$$\alpha_\Sigma = \frac{2}{\beta} \sqrt{\frac{6}{(1+\nu)(1 + \frac{16}{175} \frac{h^2}{\delta^2})}}. \quad (16)$$

Используя приближенное равенство $V_{max} \approx \frac{M_{кр}}{\alpha_{\Sigma}}$, справедливое при условии $\alpha_{\Sigma} l \gg I$, найдем, что относительная величина нормальных напряжений стесненного кручения $\sigma_{\omega \Sigma}$ в данном случае равна

$$\frac{\sigma_{\omega \Sigma max}}{\tau_{к max}} = \frac{1 + 0,267 \frac{h}{\delta}}{0,359 \sqrt{1 + 0,0914 \frac{h^2}{\delta^2}}} \quad (17)$$

Зависимость величин $\alpha_{\Sigma} \beta$ и $\frac{\sigma_{\omega \Sigma max}}{\tau_{к max}}$ от h/δ приведена на рис. 3, а, б. В частных случаях $h \gg \delta$ и $h \ll \delta$ отношение $\frac{\sigma_{\omega \Sigma max}}{\tau_{к max}}$ совпадает с ранее полученными формулами (5) и (13).



Р и с. 3. Зависимость величины напряжений σ_{ω} (а) и скорости их убывания по мере удаления от бандажной полки (б) от параметра h/δ

При практически встречающихся соотношениях $\frac{h}{\delta} \leq 3$ имеет место неравенства

$$2,8 \leq \frac{\sigma_{\omega \Sigma max}}{\tau_{к max}} \leq 3,7 ; 3,2 \leq \alpha_{\Sigma} \beta \leq 4,3 \quad (18)$$

Они означают, что напряжения $\sigma_{\omega \Sigma max}$ в заделанном сечении в 3 - 3,5 раза превосходящие напряжения $\tau_{к max}$, быстро затухают по

мере удаления от бандажной полки: при $Z = 0,5 \delta$ величина напряжений $\sigma_{\omega\Sigma}$ уменьшается в 5 - 9 раз, а при $Z = \delta$ - даже в 25 - 75 раз.

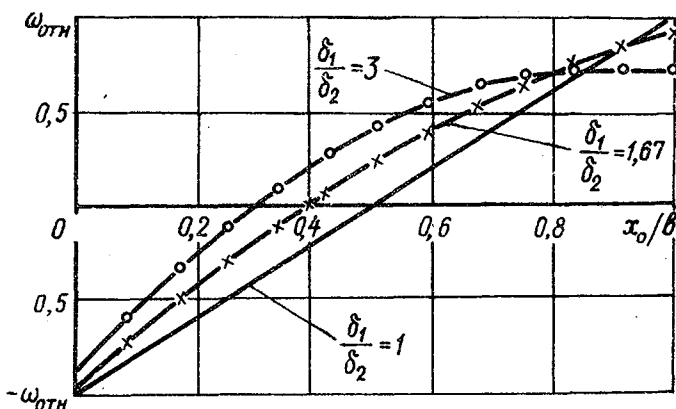
Рассмотрим, какое влияние оказывает клиновидность профиля на эпюру секториальных площадей.

Следуя [2], вычислим величины секториальных площадей для стержня с поперечным сечением в виде вытянутой трапеции ($\beta \gg \delta$, см. рис. 2), по формуле

$$\omega = -xy + \frac{J_{xy^2}}{J_x} y,$$

где $J_{xy^2} = \int_F xy^2 dF$; $J_x = \int_F y^2 dF$.

Эпюры $\omega_{отн}$ построены на рис. 4 (за единичное принято значение



Р и с. 4. Распределение секториальных площадей $\omega_{отн}$ по длине профиля для поперечного сечения в виде вытянутого прямоугольника или трапеции

ω_{max} для прямоугольного поперечного сечения). При сравнении секториальных площадей различных сечений использовалось условие, что площади поперечных сечений и хорды (высоты) для прямоугольника и трапеций сохраняются постоянными. Как следует из рис. 4, по мере увеличения клиновидности центр кручения (изгиба) поперечного сечения приближается к большему основанию. Например, для трапеций с $\frac{\delta_1}{\delta_2} = 1,67$; 3 и 1 расстояния между центром кручения и большим основанием равны соответственно 0,381 δ ; 0,29 δ и 0,233 δ . Эти результаты будут использованы ниже при анализе экспериментально полученного распределения напряжений σ_{ω} в периферийном сечении бандажированной лопадки.

В приведенных выше выкладках предполагалось, что деформация концевое сечения стержня полностью отсутствует, т.е. пренебрегалось податливостью заделки. Оценим расчетным путем податливость бандажной полки, считая, как и в [5], что сечение лопатки заделано в упругое полупространство. Это предположение оправдывается тем, что толщина бандажной полки значительно больше, чем половина толщины периферийного сечения лопатки, а величина нормальных напряжений по мере удаления от границы полупространства быстро уменьшается [6], причем этот процесс ускоряется из-за различия знаков напряжений на выпуклой и вогнутой сторонах профиля.

При заделке сечения лопатки в упругое полупространство радиальное (в направлении оси лопатки) перемещение w точки поперечного сечения с координатами x_0, y_0 определяется выражением [6]:

$$w(x_0, y_0) = \frac{\pi E}{1-\nu^2} \int_F \frac{\sigma(x, y)}{r} dF, \quad (19)$$

где F - площадь поперечного сечения; $r = \sqrt{(x-x_0)^2 + (y-y_0)^2}$.

По формуле (19) были вычислены перемещения w различных точек прямоугольного поперечного сечения (см. рис. 2, б) при условии, что напряжения σ_ω распределены по закону секториальных площадей. По найденным значениям $w(x, y)$ вычислено эквивалентное значение $\theta'_{зкв}(\ell)$ в периферийном сечении из условия равенства работы напряжений σ_ω на фактических перемещениях и на перемещениях, изменяющихся по закону $w_{зкв}(x, y) = -\theta'_{зкв}(\ell) xy$ [5].

При $\nu \gg \delta$

$$\theta'_{зкв}(\ell) = -\frac{\sigma_{\omega \max}}{E} \cdot \frac{1,728}{\delta}; \quad \theta'_{зкв}(\ell) = 0,4328 \theta''(\ell). \quad (20)$$

При использовании выражений (20) нетрудно показать, что имеет место следующее соотношение между напряжениями σ_ω (при условии жесткой заделки периферийного сечения) и $\sigma_{\omega n}$ (при условии заделки периферийного сечения в упругое полупространство):

$$\frac{\sigma_{\omega n}}{\sigma_\omega} = 1 - 1,856 \frac{\delta}{\nu}, \quad (21)$$

т.е. при $\nu \gg \delta$ влияние податливости заделки пренебрежимо мало. Аналогичные результаты были получены и при исследовании влияния податливости заделки на стесненное кручение стержня с поперечным сечением, изображенным на рис. 2, а.

Таким образом, приведенные выше результаты свидетельствуют о возможности появления в периферийном сечении бандажированных лопаток значительных по величине нормальных напряжений стесненного кручения.

Для подтверждения правильности изложенной выше теории и выяснения причин отрыва верхних стеллитовых пластинок в условиях эксплуатации были проведены тензометрические испытания бандажированной лопатки с $D_{cp}/l = 2,58$ (D_{cp} - средний диаметр ступени, l - длина лопатки). При испытаниях хвост лопатки жестко зажимали, а к бандажной полке прикладывали сосредоточенный крутящий момент, равный моменту, действующему в периферийном сечении лопатки в условиях эксплуатации. Деформации регистрировались с помощью тензорезисторов, база которых была в 40-60 раз меньше хорды периферийного сечения, что дало возможность получить подробную картину напряженного состояния. Результаты испытаний указаны на рис. 5, где приведено распределение

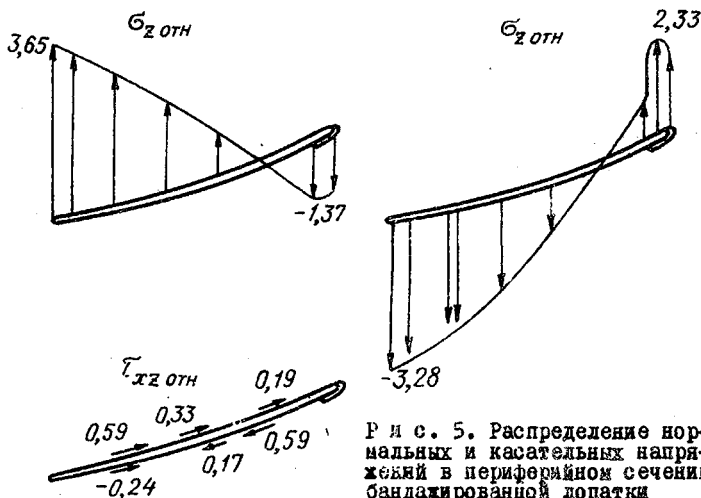


Рис. 5. Распределение нормальных и касательных напряжений в периферийном сечении бандажированной лопатки

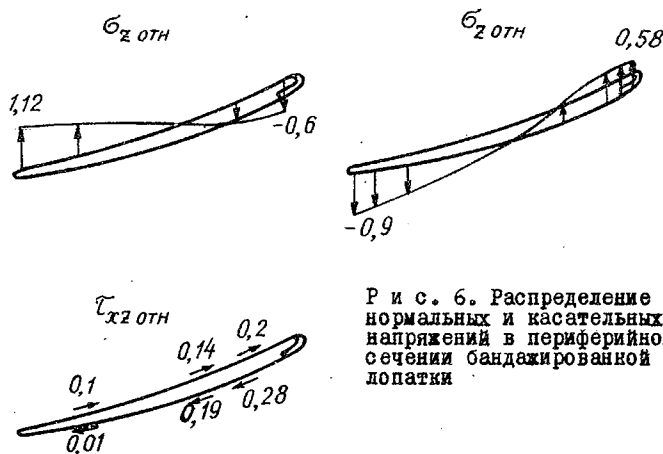
нормальных ($\sigma_{z \text{ отн}}$) и касательных ($\tau_{xz \text{ отн}}$) напряжений в сечении, отстоящем на $0,067 b$ от бандажной полки. Напряжения отнесены к максимальной величине касательных напряжений в сечении, отстоящем на $0,75 b$ от полки, где стесненностью кручения практически можно пренебречь. Как видно, $\frac{\sigma_z \text{ max}}{\tau_{xz \text{ max}}} = 3,65$, что близко к значениям, приведенным на рис. 3, а. Напряжения σ_z меняют знак на расстоянии $0,25 b - 0,3 b$ от входной кромки, что качественно совпадает с результатами, приведенными на рис. 4. Величина напряжений σ_z

быстро уменьшается по мере удаления от бандажной полки, и в сечении, расположенном на расстоянии $0,25 \delta$ от полки, нормальные напряжения снижаются более чем в 2 раза. Касательные напряжения $\tau_{xz} = \tau_{xzK} + \tau_{xz\omega}$ в периферийном сечении изменяются примерно от 60 до -25% от касательных напряжений в сечении, отстоящем на $0,75 \delta$ от полки.

Это объясняется тем, что из-за стесненности кручения по мере приближения к бандажной полке все большая часть крутящего момента воспринимается "второстепенными" напряжениями τ_{yz} , которые тензорезисторами не регистрируются.

Таким образом, следующие из теории выводы о том, что напряжения $\sigma_{z\omega}$ значительно превышают напряжения τ_{xzK} , а напряжения $\tau_{xz\omega}$ неизмеримы с τ_{xzK} , получили хорошее экспериментальное подтверждение. Подтвердился и вывод о быстром уменьшении напряжений $\sigma_{z\omega}$ по мере удаления от бандажной полки.

Наличие значительных по величине напряжений σ_{ω} должно учитываться при проектировании бандажированных лопаток. Величина σ_{ω} может быть существенно уменьшена за счет сравнительно несложных конструктивных мероприятий. В качестве примера на рис. 6 приведено рас-



Р и с. 6. Распределение нормальных и касательных напряжений в периферийном сечении бандажированной лопатки

пределение напряжений $\sigma_{z \text{ отн}}$ и $\tau_{xz \text{ отн}}$ в периферийном сечении модернизированной лопатки под действием такого же по величине сосредоточенного крутящего момента, как и на рис. 5. Как видно, максимальная величина напряжений σ_{z} уменьшилась почти в 3,3 раза, хотя закон распределения напряжений σ_{z} сохранил свой вид.

На основании представленных расчетных и экспериментальных результатов можно сформулировать следующие выводы:

1) под действием сосредоточенного крутящего момента в периферийном сечении бандажированной лопатки возникают значительные по величине нормальные напряжения стесненного кручения σ_{ω} , примерно 3 раза превышающие величину касательных напряжений чистого кручения, которые имели бы место при отсутствии стесненности кручения;

2) величина напряжений σ_{ω} резко убывает по мере удаления от бандажной полки, и при $h/\delta \leq 3$ напряжения уменьшаются в несколько раз на расстоянии всего $0,3\delta - 0,5\delta$ от бандажной полки;

3) наличие напряжений σ_{ω} и характер их убывания по мере удаления от полки необходимо учитывать при проектировании бандажированных лопаток.

Л и т е р а т у р а

1. Кузнецов Н.Д. Прочность деталей турбины ГТД в условиях сложного нагружения и связанные с ней проблемы. - Проблемы прочности, 1982, № 3, с. 10-14.

2. Власов В.З. Избранные труды. Т. 2. Тонкостенные упругие стержни. Принципы построения общей технической теории оболочек. - Изд-во АН СССР, 1963. - 507 с.

3. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. - М.: Наука, 1975. - 575 с.

4. Феппл А. и Л. Сила и деформация. - Л.: ОНТИ, 1936. Т.2.-40

5. Боршанский К.Н. Влияние податливости заделки на собственные частоты рабочих лопаток паровых турбин. - Проблемы прочности, 1980, № 1, с. 98-102.

6. Лурье А.И. Пространственные задачи теории упругости. - М.: ГИТТЛ, 1955. - 491 с.

УДК 621.822.5

А.М.Бросайло, А.А.Равикович

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

ВКЛАДЫШЕЙ ИЗ МАТЕРИАЛА МР

УПРУГОДЕМПФЕРНЫХ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ

Известно, что эффективным средством снижения вибрационной активности роторов на опорах скольжения является использование в системе