

ЛИТЕРАТУРА

1. А. с. № 136608. Упругий элемент для систем демпфирования/Сойфер А. М., Бузицкий В. Н., Першин В. А. — Оpubл. в Б. И., 1965, № 5.
2. Бузицкий В. Н., Сойфер А. М. Цельнометаллические упруго-демпфирующие элементы, их изготовление и применение. — Науч. тр./Куйбыш. авиац. ин-т. 1965, вып. 19. Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.
3. Тройников А. А. К вопросу о прочности материала МР при сжатии. — В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. — КуАИ, 1975, вып. 1.
4. Тройников А. А. Некоторые представления об упругих свойствах материала МР. — В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. — КуАИ, 1975, вып. 2.
5. Бузицкий В. Н., Тройников А. А. Расчет втулочных амортизаторов из материала МР, работающих на сжатие. — В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. — КуАИ, 1976, вып. 3.
6. А. с. № 191280. Амортизатор/Бузицкий В. Н., Першин В. А., Пичугин А. Д., Сойфер А. М., Галь Б. В. — Оpubл. в Б. И., 1967, № 3.

УДК 539.432:620.178.3:620.193:621.438:621.515

В. Т. Трошенко, А. В. Прокопенко.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРОВ ГТД ПРИ НАЛИЧИИ ДЕФЕКТОВ

Уровень проектирования, технология и качество материалов, применяемых для изготовления лопаток компрессоров ГТД, как правило, исключают возможность разрушения новых лопаток при нагрузках, имеющих место в эксплуатации. Однако появление дефектов, вызывающих концентрацию напряжений, может привести к зарождению усталостных трещин. В этом случае важно знать, как в том или ином материале развивается трещина, а также иметь возможность оценить долговечность лопатки с трещиной. В статье описываются результаты исследования влияния дефектов на выносливость компрессорных лопаток ГТД и подход к оценке их долговечности на стадии развития усталостных трещин с использованием представлений линейной механики разрушения.

Исследовались компрессорные лопатки первых ступеней судового газотурбинного двигателя как новые, так и после эксплуатации в течение 12000—16000 ч [1].

Осмотр лопаток после эксплуатации показывает, что поверхность входной кромки и корыта лопаток имеет матовый вид, резко отличающийся от блестящей поверхности спинки. Неравномерность распределения коррозионных язв поверхности пера лопатки после эксплуатации объясняется условиями работы лопаток, при которых входная кромка и корыто лопатки подвержены интенсивному коррозионно-эрозионному воздействию воздушного потока, содержащего частицы морской воды.

Испытания на усталость проводили на виброиспытательной установке [2]. В лопатках в резонансном режиме возбуждали изгибные колебания по 1-й форме с частотой 500—650 Гц, что соответствовало появлению усталостной трещины длиной 4 мм. О частоте появления трещин на спинке, входной и выходной кромках лопаток можно судить по табл. 1.

Таблица 1
Места возникновения усталостных трещин в лопатках

Сталь	Состояние лопаток	Количество трещин			% от общего кол-ва трещин в лопатках серни		
		спинка	входная кромка	выходная кромка	спинка	входная кромка	выходная кромка
20X13	н	10	—	1	91	—	9
	э	11	1	—	92	8	—
14X17H2	н	9	—	2	82	—	18
	э	4	—	1	80	—	20
15X12H2BMФ	н	11	—	—	100	—	—
	э	10	4	1	66	27	7

н — новые лопатки; э — после эксплуатации

Помимо зависимости числа циклов до разрушения от номинального напряжения σ_a , по формулам балочной теории определяли также напряжение σ_p в месте возникновения усталостной трещины, приводящей к окончательному разрушению. Если предположить, что материал, из которого изготовлена лопатка, имеет одинаковую циклическую прочность в любой точке лопатки, а усталостная трещина возникает не в месте действия максимальных напряжений изгиба, а в другом, где есть дефект, то эффективную концентрацию напря-

жений от этого дефекта можно условно определить по отношению величин σ_a и σ_p .

Из результатов испытаний лопаток на выносливость видно, что наличие дефектов, возникших во время эксплуатации, приводит к значительному снижению выносливости лопаток. Концентрация напряжений (σ_a/σ_p) для новых лопаток из сталей 20X13 и 14X17H2 находится в пределах 1—1,5, а для лопаток из стали 15X12H2BMФ существенно выше — 1,8—2,4. Трещины в новых лопатках возникали, как правило, на спинке из шлифовочных рисок.

В случаях, когда трещины в лопатках с наработкой возникают со спинки ввиду малочисленности и малой глубины язв в этом месте лопатки, эффект концентрации напряжений проявляется относительно слабо, но в разной степени для лопаток из разных сталей. Характеризующее эффект концентрации напряжений отношение $\sigma_a \sigma_a^H / \sigma_p \sigma_a^9$ (где σ_p, σ_a — напряжения для конкретной лопатки; σ_a^H, σ_a^9 — номинальные напряжения для новых и эксплуатировавшихся лопаток, взятые по кривым усталости при числе циклов нагружения, при которых разрушалась лопатка) составляет соответственно 1,25—1,53, 1,5—2 и 2—3 для лопаток из сталей 20X13, 14X17H2 и 15X12H2BMФ.

Редкие случаи возникновения усталостных трещин на выходной кромке лопаток были вызваны забоинами. В этом месте перо лопатки имеет малую толщину и может быть легко деформировано ударом небольшой силы при изготовлении и эксплуатации компрессора. Эффект концентрации напряжений этих дефектов не превосходит таковой от коррозионных язв на спинке лопаток.

Так как входная кромка лопаток более подвержена коррозионному изъязвлению, усталостные трещины в лопатках с наработкой в некоторых случаях появились в этом месте при весьма низких разрушающих напряжениях ($\sigma_p = 59—78$ МПа для стали 15X12H2BMФ). В этом случае отношение $\sigma_a \sigma_a^H / \sigma_p \sigma_a^9$ достигает очень высоких значений — 5,8—8. Эти результаты заслуживают пристального внимания, так как циклические напряжения в эксплуатации могут превышать указанный уровень, а, значит, образование трещин в лопатках в этих условиях весьма вероятно.

Использование аппарата линейной механики разрушения позволяет на основе экспериментальных зависимостей скорости роста усталостных трещин (СРТ) от коэффициента интен-

сивности напряжений (КИН) наиболее рационально оценить долговечность конструкции с трещиной при различных уровнях нагруженности и определять условия, при которых трещина не распространяется. Наибольшее распространение в инженерных расчетах получила формула Париса, связывающая СРТ и КИН в виде

$$\frac{dc}{dN} = B (K_1)^n, \quad (1)$$

где B и n — эмпирические параметры; N — число циклов до разрушения.

КИН для какой-либо детали с трещиной может быть записан в виде

$$K_1 = Y(c) \sigma \sqrt{c}, \quad (2)$$

где c — длина трещины; σ — брутто напряжение; $Y(c)$ — геометрический безразмерный фактор.

Используя уравнение (1) и (2), можно рассчитать число циклов нагружения, необходимое для распространения трещины при определенном уровне нагрузки:

$$N = \frac{1}{B \sigma^n} \int_{c_1}^{c_2} \frac{dc}{[Y(c)\sqrt{c}]^n},$$

где c_1 и c_2 — начальный и конечный размеры трещины.

По известному пороговому КИН (K_{th}), при котором трещина не развивается при нагружении бесконечно большим числом циклов, можно рассчитать условия нераспространения трещин различной длины

$$\sigma_{th} = \frac{K_{th}}{Y(c)\sqrt{c}}, \quad (3)$$

или определить безопасную величину трещины при определенной нагрузке.

Величину $Y(c)$ определяли экспериментально, основываясь на том предположении, что зависимости СРТ—КИН для стандартных образцов и конструктивных элементов из одного и того же материала совпадают [3].

В качестве объектов исследования брали те же лопатки, что и в испытаниях на выносливость. За трещинами на полированной поверхности лопатки наблюдали в микроскоп. Изучали распространение трещин со спинки, входной и выходной кромки лопатки в корневом сечении. Трещины выращивали

из концентраторов: со спинки — из сверления диаметром 0,2 мм и глубиной 0,2 мм, с кромок — из острого надреза глубиной 0,2 мм. В каждой лопатке была только одна трещина.

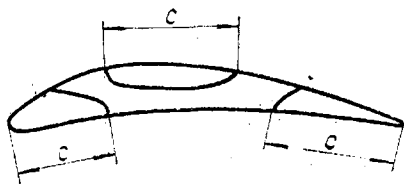


Рис. 1. Сечение лопатки с трещинами

На рис. 1 показано сечение лопатки с примерно соответствующей реальной конфигурацией фронта трещин. Изучали трещины относительной длины $c/S = 0,015 - 0,5$, где S — хорда профиля. Трещины развивались в плоскости, перпендикулярной

образующей поверхности лопатки.

Для получения исходной зависимости СРТ—КИН плоские образцы с полуэллиптической поверхностной трещиной при изгибе, для которых имеются выражения для определения КИН [4], испытывали при той же частоте, что и лопатки.

Затем при СРТ в пределах $(5-10) \cdot 10^{-6}$ мм/циклов выращивали усталостную трещину до размера 15 мм, фиксируя в процессе ее роста нагруженность лопатки. Имея эти данные, определяли КИН для трещин в лопатке. Следует отметить, что плоскость изгиба лопатки с трещиной исследуемых размеров практически не отклонялась от первоначальной.

Правомерность определения КИН описанным методом проверяли двумя путями. Во-первых, принципиально другим методом измерения упругой податливости лопаток с трещинами определяли усредненный геометрический фактор \bar{Y} для трещин со спинки по известной методике [5]. Во-вторых, на лопатке аналогичной конструкции из материала, отличного от того, из которого были сделаны лопатки для тарировки, получали зависимость СРТ—КИН во всем диапазоне СРТ и сравнивали с полученной на образцах из этого же материала.

Выражения для КИН аппроксимировали полиномами вида

$$Y = A_0 + A_1 c + A_2 c^2 + A_3 c^3 + A_4 c^4,$$

коэффициенты которых сведены в табл. 2.

Диаграммы циклического разрушения в координатах СРТ—КИН (рис. 2) получали на образцах и лопатках в полном соответствии с рекомендациями [6]. Значения величин dc/dN получали путем деления приращения каждого из концов трещины на число циклов, за которое это приращение произошло. Поскольку цена деления микроскопа составляла

Коэффициенты уравнения (5)

Тип ло- патки	Расположение трещины	A_0	A_1	A_2	A_3	A_4
	На спинке	0,866804	-0,0359984	-0,00121147	0,000469768	-0,0000150581
ВНА	На вх. кромке	1,542799	-0,308086	0,0490363	-0,00361204	0,000105133
	На вых. кромке	1,456640	-0,142315	0,00699316	-0,0000883548	0
ИНА	На спинке	0,734343	-0,0211638	0,00229989	0	0
	На спинке	0,906271	-0,0177964	-0,0101637	0,00128358	-0,0000326652
Ир. ст.	На вх. кромке	1,676869	-0,435731	0,0819338	-0,00651581	0,000188584
	На вых. кромке	1,582498	-0,302678	0,0431735	-0,00311847	-0,0000895743

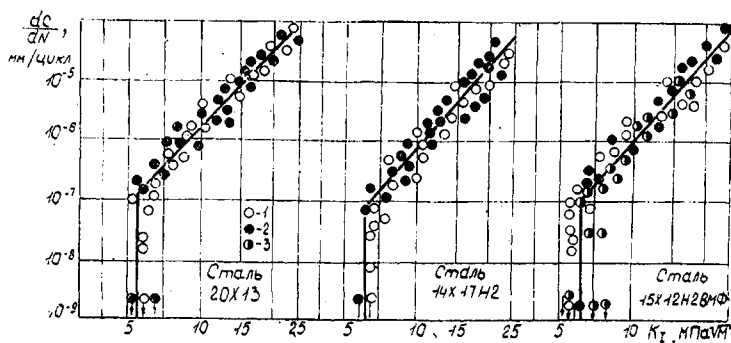


Рис. 2. Зависимость СРТ—КИН, полученная при испытании образцов (1) и лопаток (2, 3): 2 — трещина на спинке лопатки; 3 — на входной кромке

0,014 мм, то приращение обычно брали на порядок выше, т. е. не менее 0,14 мм. Пороговый КИН K_{th} получали следующим образом. Если в течение $2 \cdot 10^6$ циклов трещина не росла, то K_{th} считали достигнутым. С учетом цены деления микроскопа СРТ при этом не превышали величины примерно $1 \cdot 10^{-9}$ мм/цикл. Для получения K_{th} устраняли переходные зоны, нагрузку снижали ступенями не более 5%. Зависимости СРТ от КИН для всех четырех материалов хорошо аппроксимируются прямыми в логарифмических координатах в диапазоне СРТ 10^{-7} — 10^{-4} мм/цикл., т. е. подчиняются закону Париса. Значения параметров уравнений (1) и (3) составляют $n = 4,161; 4,866; 4,569; B = 9,826 \cdot 10^{-11}; 7,595 \cdot 10^{-11}; 4,585 \cdot 10^{-11}; K_{th} = 5,47; 6,1; 6,16$ МПа соответственно для сталей 20X13, 14X17H2, 15X12H2BMФ. Результаты испытаний образцов и лопаток хорошо согласуются, что позволяет прогнозировать живучесть лопаток по результатам испытаний образцов.

На рис. 3 представлены результаты расчетов условий нераспространения усталостных трещин в лопатках 1 р. ст. из стали 14X17H2. С ростом трещин пороговое напряжение существенно снижается. Например, при размерах трещины 0,1 и 1 мм наблюдается отличие в 2,2 раза. В нижней части рис. 3 показаны отношения порогового напряжения при расположении трещины на спинке и выходной кромке к таковому на входной кромке, рассматривая которые, можно заключить, что наиболее опасными в лопатке являются трещины, распространяющиеся с входной кромки.

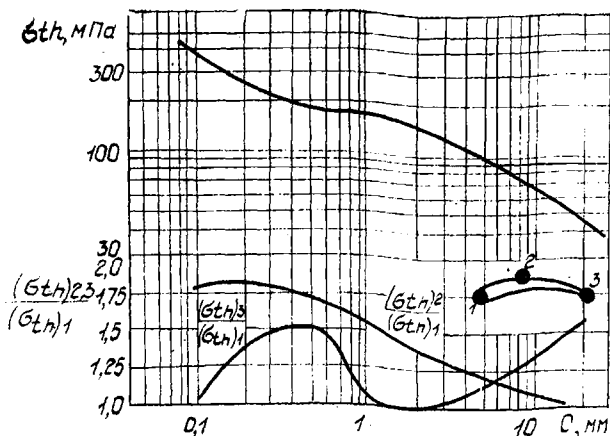


Рис. 3. Условия нераспространения усталостных трещин в лопатках из стали 14X17H2

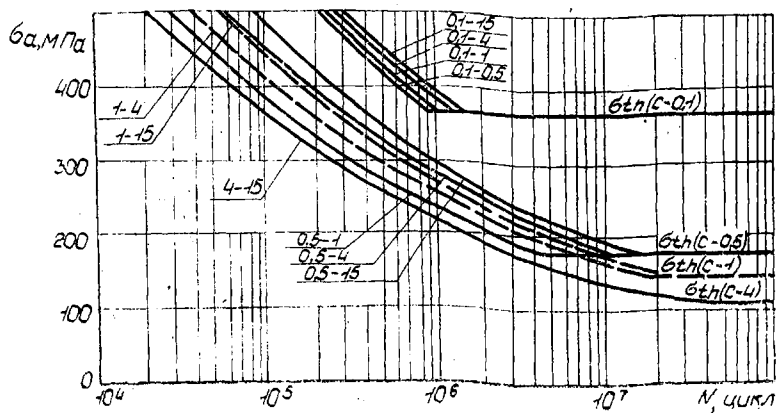


Рис. 4. Зависимость живучести лопатки из стали 14X17H2 с трещинами различной длины, распространяющимися с входной кромки, от уровня нагрузки

На рис. 4 показаны результаты расчетов чисел циклов нагружения, необходимых для развития трещины при различных начальных и конечных ее размерах в лопатке 1 р. ст. из стали 14X17H2, Представление расчетов в таком виде дает

возможность простейшим образом оценивать опасность трещин разной длины. Так, например, за 10^6 циклов нагружения трещины длиной 0,1 и 4 мм достигают размера 15 мм при нагрузках соответственно 390 и 220 МПа. Если же переменным напряжением с амплитудой 390 МПа нагружать лопатку с трещиной 4 мм, то последняя достигнет размера 15 мм всего лишь за $6,3 \cdot 10^4$ циклов и т. п.

Выше был рассмотрен вопрос о прогнозировании долговечности лопатки с трещиной при постоянном уровне нагрузки. Однако в действительности такое нагружение практически не встречается. В реальных условиях усталостное разрушение в виде трещины зарождается в лопатке при перегрузке, а последующее развитие трещины происходит при длительном воздействии относительно низких нагрузок, хотя перегрузки в дальнейшем также возможны. Далее излагается методика прогнозирования долговечности лопаток с трещинами при двухступенчатом циклическом нагружении.

Качественно эффект влияния растягивающего пика перегрузки на усталостный рост трещины при меньшем уровне нагрузки изучен достаточно хорошо. Общие выводы сводятся к следующему. Перегрузка вызывает замедление скорости роста, а иногда даже и остановку трещины при последующем циклическом нагружении на низком уровне. При переходе от низкого уровня нагрузки к высокому СРТ не зависит от предистории нагружения и соответствует величине, полученной в опытах при нагружении с постоянной амплитудой нагрузки.

Для объяснения эффекта задержки усталостной трещины было предложено несколько моделей, наиболее известными из которых считаются теория остаточных сжимающих напряжений, теория закрытия трещины и теория затупления вершины трещины. В настоящее время ни одна из моделей не может удовлетворительно объяснить все особенности развития трещин при непостоянном уровне нагрузки. В действительности задержка и другие эффекты чередования уровней нагружения, вероятно, обусловлены комбинацией этих механизмов.

Были сделаны попытки количественного описания явления задержки трещин. При использовании этих методов для единичной перегрузки расхождение предсказанных и экспериментальных данных находится в пределах одного—двух порядков.

В работе [7] предложен простой феноменологический метод определения числа циклов задержки или условий остановки трещин при программном нагружении на двух уровнях и показана возможность применения этого метода для прогнози-

рования живучести конструкций из ряда материалов: титановых и алюминиевых сплавов, углеродистых и нержавеющей сталей. Предполагается, что комбинированное значение КИН — K_n^2/K_v (где K_n, K_v — амплитудные значения КИН для низкой и высокой ступеней нагрузки в блоке) однозначно определяет число циклов задержки при двухступенчатом нагружении. Хотя при этом необходимо получать экспериментально зависимость числа циклов задержки от комбинированного КИН для каждого конкретного материала и условий испытаний (температуры, среды, частоты нагружения), метод пригоден для практических расчетов с достаточно высокой точностью.

На рис. 5 представлена в схематическом виде программа нагружения на высоком σ_v и низком σ_n уровнях нагрузки длительностью соответственно N_n и N_v . При этом трещина увеличивается в зависимости от числа циклов нагружения с какой-то скоростью при действии нагрузки σ_n , ускоряется при переходе к уровню нагрузки σ_v и задерживается на число циклов N_D после последующего перехода к нагрузке σ_n .

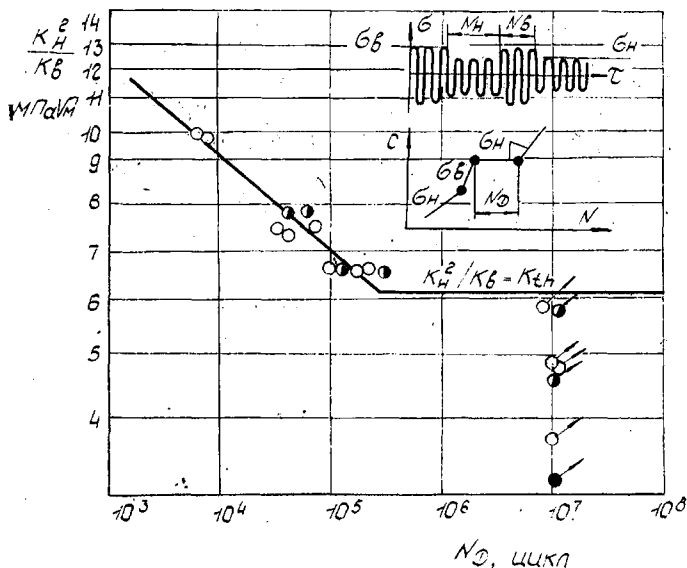


Рис. 5. Зависимость числа циклов задержки усталостной трещины от комбинированного КИН K_n^2/K_v : \circ — 0,667; \bullet — 0,5;

\bullet — 0,333

Наблюдение за трещинами в экспериментах по определению зависимости $N_D = f(K_H^2/K_B)$ проводили на образцах из стали 15X12H2BMФ по методике, описанной выше. Число циклов перегрузки задавали в 5000. При этом измеряли приращение трещины. Затем образец нагружали ступенью низкой нагрузки. Как только трещина страгивалась, снимали показания счетчика циклов, т. е. N_D . Если трещина не страгивалась в течение 10^7 циклов, то условия ее остановки считали достигнутыми. СТР при действии нагрузки K_B и после числа циклов N_D при действии нагрузки K_H соответствовала зависимости СРТ—КИН, полученной при испытаниях с постоянной нагрузкой (рис. 2).

Зависимость числа циклов задержки от комбинированного КИН (рис. 5) удовлетворительно аппроксимируется уравнением

$$N_D = D (K_H^2/K_B)^m, \quad (4)$$

где $D = 3,103 \cdot 10^{11}$; $m = -7,893$.

Из сравнения рис. 2 и 5 можно сделать интересный вывод. Значение комбинированного КИН, при котором наступает остановка трещины при переходе к низкому уровню нагрузки, практически совпадает с пороговыми КИН, определенным из экспериментов с постоянной амплитудой нагружения. Экспериментально полученные зависимости, представленные на рис. 2 и 5, могут служить основанием для расчета долговечности лопаток компрессора ГТД при двухступенчатом нагружении.

Исходные данные для расчета:

$\sigma_H, \sigma_B, N_H, N_B, K_{th}, B, m, D, n, Y(c), c_1, c_2$.

В процессе расчета по данному алгоритму выполняются следующие операции:

1. Вычисляется значение КИН при c_1, σ_B .
2. Если $K_B \leq K_{th}$, то трещина развиваться не будет и расчет прекращается.
3. Если $K_B > K_{th}$, то рассчитывается первое приближение приращения трещины в течение ступени σ_B, N_B по формуле $s_x = BK_B^n N_B + c_1$, которая следует из формулы (1) при $K_1 = K_B = \text{const}$.
4. Методом последовательных приближений с погрешностью 0,1% вычисляется приращение трещины s_x , получаемое в течение ступени σ_B, N_B .

5. Вычисляется КИН при c_x, σ_n , а затем комбинированный КИН — K_n^2/K_v .

6. Сравнивается K_n^2/K_v и K_{th} . Если $K_n^2/K_v \leq K_{th}$, то трещина не увеличивается в течение ступени σ_n, N_n , длительность N_n суммируется в общую долговечность лопатки, а размер c_x без изменений закладывается в расчет при новой ступени N_v, σ_v .

7. Если $K_n^2/K_v > K_{th}$, N_D рассчитывается по формуле (4).

8. N_D сравнивается с N_n . Если $N_D \geq N_n$, то трещина не получает приращения в течение ступени N_n, σ_n , т. е. повторяется ситуация, описанная в п. 6.

9. Если $N_D < N_n$, вычисляется разница $N = N_n - N_D$, и методом последовательных приближений определяется размер трещины c_x , до которого она подрастает за число циклов $N = N_n - N_D$, т. е. после задержки.

10. Описанным путем происходит суммирование длительности ступеней N_n и N_v до тех пор, пока трещина не достигнет размера c_2 . Последний блок нагружения учитывается не полностью, а лишь до момента, когда трещина не достигнет размера c_2 .

Расчетный анализ живучести лопаток при различных соотношениях и абсолютных значениях величин $\sigma_v, \sigma_n, N_v, N_n$ позволяет провести сравнительный анализ большого числа эксплуатационных режимов без громоздких комплексных исследований усталостной прочности при программном нагружении.

ЛИТЕРАТУРА

1. Троценко В. Т., Прокопенко А. В., Торгов В. Н. Влияние коррозионной среды на циклическую прочность и трещиностойкость компрессорных лопаток ГТД. — Промышленная теплотехника, 1981, № 1.

2. Прокопенко А. В., Торгов В. Н. Методика испытаний компрессорных лопаток ГТД на усталость в коррозионной среде. — Проблемы прочности, 1980, № 4.

3. Троценко В. Т., Прокопенко А. В. Методика определения коэффициента интенсивности напряжений в лопатке ГТД: Инф. письмо № 95. — Киев: Институт проблем прочности АН УССР, 1980.

4. A. F. Grandt, Jr. and G. M. Sinclair, Stress Intensity Factors for Surface Cracks in Bending, in Stress Analysis and Growth of Cracks. — ASTM STP, 1972, 513.

5. Троценко В. Т., Прокопенко А. В., Покровский В. В. К вопросу об определении вязкости разрушения по результатам испытаний на усталость при круговом изгибе. — Проблемы прочности, 1977, № 10.

6. Расчеты на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик сопротивления развитию

трещин (трещиностойкости) при циклическом нагружении: Метод. указания. — Львов: АН УССР. Физико-мех. ин-т, 1979.

7. *Adetifa O. A., Gowda C. V. B., Topper T. H.* A Model For Fatigue Crack Growth Delay Under Two—Level Block Loads, in *Fatigue Crack Growth Under Spectrum Loads*, ASTM STP, 1976.

УДК 534.131:621.45.00.11—226—752

Л. И. Фридман

О РАСЧЕТЕ КОЛЕБАНИЙ ДИСКОВ НА ОСНОВЕ УРАВНЕНИЙ ТЕОРИИ УПРУГОСТИ

При проектировании и доводке ГТД расчеты колебаний дисков турбин и компрессоров, наряду с расчетами на прочность, определяют конструктивные формы и размеры. Известные методы расчета колебаний дисков основаны на уравнениях колебаний пластин, построенных в соответствии с гипотезой Кирхгофа. Последняя дает существенную погрешность при описании высших форм колебаний. Уточненные теории колебаний пластин, основанные на аналоге гипотезы Тимошенко для стержней [4] имеют большую область применения при описании частот низших форм, однако, они также дают погрешность при определении частот высших форм. Поэтому методы расчета колебаний дисков, основанные на уравнениях теории пластин, имеют предельную точность, которую невозможно превзойти. Погрешность расчета тем больше, чем выше рассматриваемая форма, она существенна для практически реализуемых форм и приводит к неправильному выбору размеров диска, не обеспечивающих необходимую отстройку.

Значительно большую точность дают расчеты, основанные на уравнениях теории упругости. Одна из возможностей построения метода расчета колебаний дисков на основе уравнений теории упругости заключается в точном решении динамической задачи для полого конечного цилиндра, мысленном разбиении диска на части цилиндрической формы и на основе полученного точного решения обратной стыковке цилиндров в диск.

Известны решения динамических задач теории упругости для конечного цилиндра только для случая осесимметричных колебаний [2], [5], [6]. Колебания дисков происходят, как правило, по неосесимметричным формам (с узловыми диаметра-