

Л и т е р а т у р а

1. Канунников И.П., Сидоренко М.К. Применение спектрального анализа при исследовании вращающегося срыва в компрессорах. - В сб. Аэроупругость турбомашин.-Киев: Наукова думка, 1980, с. 116-124.

2. Канунников И.П. Вибрационная диагностика вращающегося срыва в компрессорах ГТД с использованием методов спектрального анализа. В сб.: Вопросы прикладной механики в авиационной технике. Труды I науч. конф. молодых ученых и специалистов КуАИ.-Куйбышев: КуАИ, 1980, ч. II, с. 155-168. Рукопись деп. в ВИНТИ 18.03.81, № 1210-81.

3. Канунников И.П. Методика диагностики вращающегося срыва в компрессорах ГТД на основе спектрального анализа виброакустических процессов. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.-Куйбышев: КуАИ, 1984, с. 95-102.

4. Ершов В.Н. Неустойчивые режимы турбомашин (вращающийся срыв). М.: Машиностроение, 1966. - 180 с.

5. Харкевич А.А. Спектры и анализ. - М.: Физматгиз, 1962. -273 с.

УДК 627.0643 - 762.017

В.М.Квасов, А.Ю.Жилокас, П.И.Кондрашов, В.В.Ряпейка

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ КОМПОНОВЫХ ДЕТАЛЕЙ ТРУБЧАТОЙ ФОРМЫ ПЛА ПО КРИТЕРИЮ ЖЕСТКОСТИ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ

В условиях дальнейшего роста скоростей полетов значительно повышается температура рабочих и окружающих сред. В отдельных случаях она может достигать 620 ... 820 К, что требует наличия на борту хладагента.

В поисках новых видов топлив не нефтяного происхождения многие специалисты рассматривают проблему использования жидкого водорода, одного из распространенных элементов окружающей нас природы, в качестве высокоэффективного и не загрязняющего атмосферу топлива для энергосистем и транспортных двигателей, в том числе и авиационных.

Все это уже сейчас требует направить усилия научно-технических работников и конструкторов на решение ряда проблем, связанных с созданием высоконадежных криогенных агрегатов, обладающих минимальными массогабаритными характеристиками по сравнению со стендовыми агрегатами и значительным ресурсом по сравнению с агрегатами для систем космических летательных аппаратов.

Обычно лучшими массогабаритными характеристиками обладают агрегаты, имеющие трубчатую форму. В условиях криогенных температур существует опасность хрупкого разрушения при сложном нагружении, особенно на участках, где происходит сильное стеснение напряженно-деформированного состояния при наличии концентраторов напряжений.

В связи с этим представляет значительный интерес расчеты на прочность труб по эквивалентным напряжениям. При этом необходимо рассмотреть вопросы стесненности напряженного состояния.

Поскольку при сложном напряженном состоянии представляется возможность перехода от вязкого разрушения к хрупкому (тем более при криогенных температурах), в качестве базовой теории для подсчета эквивалентных напряжений примем обобщенную теорию, часто используемую при хрупких разрушениях, — теорию предельных состояний Г.С. Писаренко — А.А.Лебедева [1]. Тогда

$$\sigma_{\text{экв}} = \alpha \sigma_i + (1 - \alpha) \sigma_1 = \sigma_p, \quad (1)$$

где $\sigma_{\text{экв}}$ — эквивалентное напряжение;
 α — параметр, подсчитываемый как соотношение предельных напряжений при растяжении и сжатии

$$\left(\alpha = \frac{\sigma_p}{\sigma_c} \right);$$

σ_i — интенсивность напряжений;

σ_1 — главное максимальное напряжение.

Для пластичного материала, у которого $\sigma_p = \sigma_c$, получаем

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_i, \quad (2)$$

т.е. выражение (2) в этом случае не противоречит теории прочности удельной потенциальной энергии формоизменения, применяемой для пластичных материалов.

Подсчитанное эквивалентное напряжение ($\sigma_{\text{экв}}$) обычно сравнивают с предельным напряжением при одноосном напряженном состоянии, где многоосность отсутствует и не оценивается стесненность напряженного состояния.

В работах [2,3] делались попытки отыскать характеристику, которая описала бы возникающее многоосное напряженное состояние. В качестве безразмерной числовой меры степени многоосности напряженного состояния был принят параметр [2]

$$I = \frac{\sigma_i}{\sigma_1} \quad (3)$$

Линейному напряженному состоянию соответствует $\Pi=I$, пространственному напряженному состоянию с тремя главными напряжениями — $\Pi=0$.

В работе [3] в качестве параметра напряженного состояния принята величина

$$T = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{\sigma_i} \quad (4)$$

В работе [4] в качестве меры многоосности напряженного состояния часто используется параметр

$$C = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{\sigma_1} \quad (5)$$

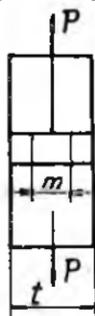
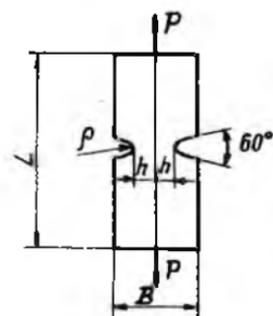
Приведенные выше параметры показывают стесненность напряженного состояния, в дальнейшем будем называть их критериями жесткости напряженного состояния.

Проанализируем возможность использования одного из параметров жесткости напряженного состояния при сопоставлении прочности толстостенной трубы и более простой для испытаний детали — пластины с концентратором напряжений.

В первом приближении примем [5], что труба находится под воздействием плоской деформации, т.е. $\epsilon_z = 0$.

В связи с этим выбираем для испытаний деталь, работающую в условиях плоской деформации, например растягиваемую пластину с надрезом для удобства испытаний и пересчетов возьмем пластину с двумя глубокими симметричными надрезами (рис. I).

Как известно [4], плоская деформация в образце данного типа на участке m возникает при условии, что $\frac{t}{\rho} \geq 10$.



Ширина $B = 4h$, величина h соответствует толщине толстостенного цилиндра.

У вершины надреза образца в тангенциальном направлении по толщине отно-

Р и с. I

омительная деформация $\epsilon_z = 0$, напряженное состояние на поверхности компактного образца σ_1 и σ_2 , а $\sigma_3 = 0$.

Интенсивность напряжений на более опасной внутренней поверхности трубы подсчитывается по формуле

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} = \frac{1}{\sqrt{2}} \frac{2p\delta^2}{\delta^2 - a^2},$$

где a - внутренний радиус трубы, мм;
 δ - наружный радиус трубы, мм;
 p - давление, кгс/мм².

Поскольку для компактного образца $\epsilon_z = 0$, из обобщенного закона Гука получим

$$\sigma_2 = \mu \sigma_1, \quad (6)$$

где μ - коэффициент Пуассона.

Интенсивность напряжений для компактного образца в вершине

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} = \sigma_1 \sqrt{1 + \mu^2 - \mu}. \quad (7)$$

Согласно теории предельных состояний, представленной выражением (I), для пластин с надрезами (компактного образца)

$$\sigma_{эKB} = \sigma_1 x \sqrt{1 + \mu^2 - \mu}; \quad (8)$$

если $x = 1$, то

$$\sigma_{эKB} = \sigma_1 \sqrt{1 + \mu^2 - \mu}. \quad (9)$$

Для труб, согласно той же теории,

$$\sigma_{эKB} = \sigma_1 \frac{2\delta^2}{\sqrt{2}(\delta^2 - a^2)}. \quad (10)$$

Проведем сопоставление жесткостей напряженного состояния для трубы и для компактного образца по критерию II.

Для толстостенной трубы на внутренней поверхности

$$\Pi = \frac{\sigma_i}{\sigma_1} = \frac{2\beta^2}{\sqrt{2}(a^2 + \beta^2)} \quad (11)$$

Для компактного образца

$$\Pi = \frac{\sigma_i}{\sigma_1} = \sqrt{1 + \mu^2 - \mu} \quad (12)$$

Имея в виду, что нами рассматривался случай, когда $\sigma_1 = \sigma_{3KB}$, найдем равнозначную оценку прочности как по критерию жесткости напряженного состояния II, так и по теории предельных состояний Г.С.Лисаренко - А.А.Лебедева.

Другие критерии жесткости напряженного состояния такой равноценности не дают.

Сопоставив формулы (11) и (12), получим

$$\frac{2\beta^2}{\sqrt{2}(a^2 + \beta^2)} = \sqrt{1 + \mu^2 - \mu} \quad (13)$$

Введя толщину стенки трубы h в формулу (13), запишем:

$$\frac{2\beta^2}{\sqrt{2}[(\beta - h)^2 + \beta^2]} = \sqrt{1 + \mu^2 - \mu} \quad (14)$$

Введя соотношение

$$\frac{\sqrt{2} \sqrt{1 + \mu^2 - \mu}}{2} = A, \quad (15)$$

получим:

$$B_{1,2} = \frac{hA \pm h\sqrt{A - A^2}}{2A - 1} \quad (16)$$

Таким образом, в наиболее опасных напряженных местах получена эквивалентность напряженных состояний при одной и той же стесненности. Доказательством этого служит величина коэффициента Надаи-Доде α_6 [5] характеризующего вид напряженного состояния:

$$\alpha_6 = \frac{2\sigma_2 - \sigma_1 - \sigma_3}{\sigma_1 - \sigma_3} \quad (17)$$

Для компактного образца $\alpha_0 = 2\mu - 1$, а для трубы $\alpha_0 = 0$. Коэффициенты Надаи-Лоде для компактного образца и для трубы будут равными при $\mu = 0,5$.

При равных коэффициентах Надаи-Лоде круговые диаграммы напряжений (при геометрическом изображении) являются подобными [5] и полностью подтверждают эквивалентность напряжений для компактного образца и трубы при $\mu = 0,5$.

Значение коэффициента Пуассона как раз приближается к половине при появлении пластических деформаций в надрезе.

В ы в о д ы

1. При оценке прочности корпусных деталей трубчатой формы по теориям предельных состояний необходимо учитывать жесткость напряженного состояния.

2. Оценка прочности по критерию жесткости напряженного состояния отвечает теории предельных состояний Г.С.Писаренко - А.А.Лебедева и обеспечивает эквивалентность напряженных состояний деталей и образцов.

3. Растягиваемый компактный образец с надрезом является эквивалентом трубы определенных размеров, находящейся под внутренним давлением.

Л и т е р а т у р а

1. Писаренко Г.С., Лебедев А.А. Сопротивление материалов деформированию и разрушению при сложном напряженном состоянии. - Киев: Наукова думка, 1969. - 212 с.

2. Мешков Ю.Я. Физические основы разрушения стальных конструкций. - Киев: Наукова думка, 1981. - 239 с.

3. Лебедев А.А., Ковальчук Б.И., Ламашевский В.П., Гигиняк Ф.Ф. Расчеты при сложном напряженном состоянии. - Киев: ИПП АН УССР, 1979. - 64 с.

4. Разрушения. Т.3 Дер. с англ. - М.: Мир, 1976. - 800 с.

5. Малинин Н.И. Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение, 1968. - 400 с.