

Вопросы моделирования колебаний лопаток турбомашин

Г. С. Писаренко^а, Ю. С. Воробьев^б

^а Институт проблем прочности НАН Украины, Киев, Украина

^б Институт проблем машиностроения НАН Украины, Харьков, Украина

Теоретические и экспериментальные исследования подтверждают возможность использования теории стержней в области их применимости для экспресс-анализа спектра частот лопаток турбомашин. Для детального анализа полей перемещений и напряжений при колебаниях лопаток необходимо использование трехмерных моделей.

Актуальность проблемы вибрационной прочности лопаток турбомашин связана с ростом мощности турбоагрегатов и ужесточением условий их эксплуатации. Лопатки имеют сложные конструктивные формы и входят в более сложные системы: пакеты лопаток, рабочие колеса, ротор. Причем часто необходимы многовариантные расчеты лопаточного аппарата на колебания. В связи с различными и противоречивыми требованиями целесообразно использование иерархической системы математических моделей лопаток – от стержневых до трехмерных [1–4].

Использование каждой модели правомерно в области ее применимости. Для оценки областей применимости различных моделей проводилось сопоставление результатов расчетов, полученных на основе использования моделей различного уровня, и сравнение теоретических и экспериментальных результатов [1–4]. Надежность таких оценок возрастает при использовании результатов исследований в различных организациях. В частности, исследования областей применимости различных моделей лопаток проводились в Институте проблем прочности (ИПП) НАН Украины и Институте проблем машиностроения (ИПМаш) НАН Украины [1, 3, 4].

Условно граница области применимости стержневой модели определялась, когда расхождение теоретических и экспериментальных результатов для собственных частот превышало 8–10% или появлялась форма колебаний, которая не описывается теорией стержней. Величина 8–10% была выбрана, так как она соответствует допустимому технологическому разбросу частот лопаток. Поскольку геометрические параметры лопаток могут изменяться плавно, то границы областей применимости различных моделей являются приближенными и зависят от многих параметров. Тем не менее они дают достаточно ясное представление об областях применимости различных моделей [1].

Классическую теорию стержней рекомендуется использовать при $b/l < 0,22$ и $m < 15$ (l – длина лопатки, b – хорда поперечного сечения, m – отношение максимальной и минимальной жесткостей на изгиб). Для технической теории стержней область применимости расширяется до $b/l < 0,33$ и $m < 20$. Для ряда реальных лопаток и образцов на их основе, параметры которых находились у границ области применимости технической теории стержней, значения первых 8–10 расчетных собственных частот находились

в хорошем соответствии с экспериментальными результатами [1]. Это стимулировало исследования колебаний образцов с $0,23 \leq b/l \leq 1,0$ и удлиненным профилем поперечного сечения, т.е. в районе границы области применимости теории стержней.

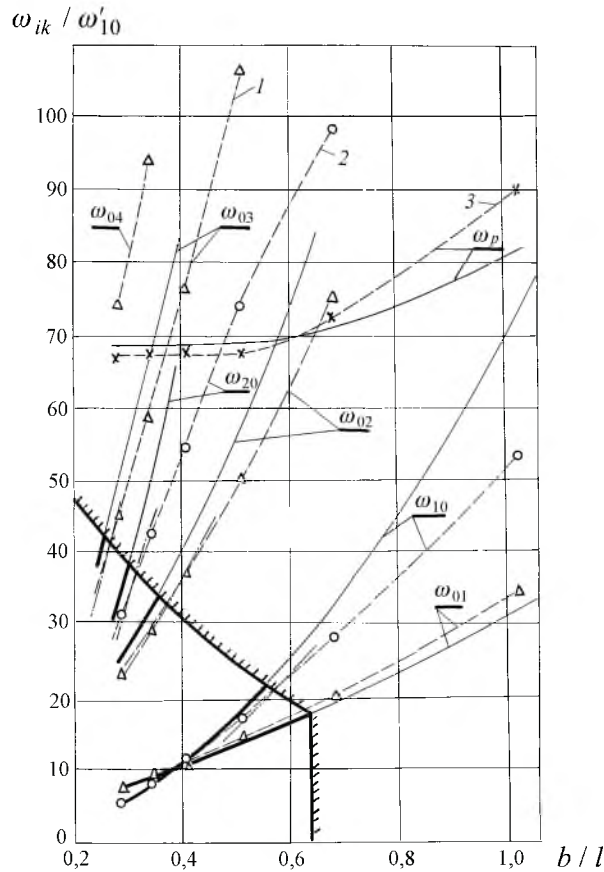


Рис. 1. Влияние отношения b/l на соответствие расчетных и экспериментальных частот образцов: 1 – крутильные; 2 – изгибные; 3 – “пластиночные” колебания.

Образцы изготовляли из стальной трубы с радиусом наружной поверхности $R = 62,5$ мм и толщиной стенки 1,5 мм. Хорды образцов b были 50,0; 60,3; 62,0 и 62,5 мм, а длины l – 150; 180 и 215 мм. С помощью этих образцов исследовалось влияние отношения b/l на собственные частоты их колебаний. На рис. 1 по оси ординат отложены значения отношений собственной частоты образца ω_{ik} к первой частоте собственных изгибных колебаний ω'_{10} стержня прямоугольного поперечного сечения толщиной 1,5 мм, шириной, равной длине дуги средней линии профиля, и длиной $l = 215$ мм, ω_{0k} – частоты изгибных форм колебаний, ω_{k0} – крутильных, ω_p – “пластиночных”. Расчетным частотам соответствуют сплошные линии (в области применимости теории стержней – утолщенные), экспериментальным – точки, соединенные штриховыми линиями. Хорошо видно, что 2–3 низших частоты можно определять при $b/l < 0,3$ по теории стержней даже для

очень больших значений параметра m . Однако профили поперечного сечения такого большого удлинения деформируются при колебаниях в своей плоскости, и формы колебаний образцов можно считать стержневыми только условно. Нанесены примерные границы области применимости теории стержней жирными прямыми линиями со штриховкой.

Для оценки влияния начальной закрутки использовались две серии образцов с $b/l = 0,29$ ($b = 62,5$ мм, $l = 215$ мм) и углами начальной закрутки для первой серии $\alpha = 0; 0,33; 0,53; 0,696; 0,81; 0,99$ и $1,06$ рад., а для второй – $\alpha = 0; 0,19; 0,32; 0,47; 0,64; 0,75; 0,82$ и $0,97$ рад. На рис. 2 относительные значения частот определяются как и в первом случае, но так как формы колебаний закрученного стержня несимметричного поперечного сечения являются изгибно-крутильными, они нумеруются в порядке возрастания ω_k . Результаты расчета частот по технической теории закрученных стержней [2] показаны сплошными линиями, результаты эксперимента – точками, соединенными штриховыми линиями. Первые три частоты надежно определяются с помощью теории закрученных стержней, четвертая – с погрешностью 10–13%, а далее теория закрученных стержней неприменима, хотя для некоторых высших частот, например ω_6 , наблюдается приемлемое соответствие теоретических и экспериментальных результатов. Причем результаты получены для тонкостенных образцов, параметры которых лежат вне области применимости теории стержней ($b/l = 0,29$, $m \gg 20$).

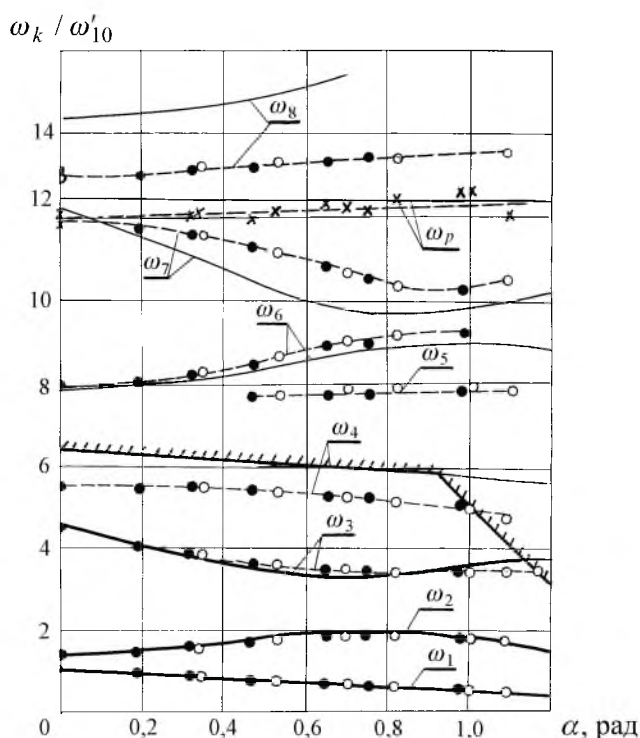


Рис. 2. Влияние угла начальной закрутки α на соответствие расчетных и экспериментальных частот образцов для первой (светлые точки) и второй (темные) серий образцов.

Результаты исследований показывают, что использование теории стержней в установленных ранее областях применимости позволяет определять собственные частоты лопаток с достаточной точностью даже вблизи границ этих областей. Уточненная теория закрученных стержней дает возможность развития эффективных методов экспресс-анализа спектра частот лопаток [1, 2]. Новые возможности для использования теории закрученных стержней открывает построение алгоритмов перехода от трехмерных моделей к стержневым, и наоборот. Результаты экспресс-анализа форм колебаний на основе стержневой модели приводятся к трехмерному виду и проецируются на пространственную поверхность реальной лопатки [5]. При этом результаты имеют вид, подобный представленному на рис. 3.

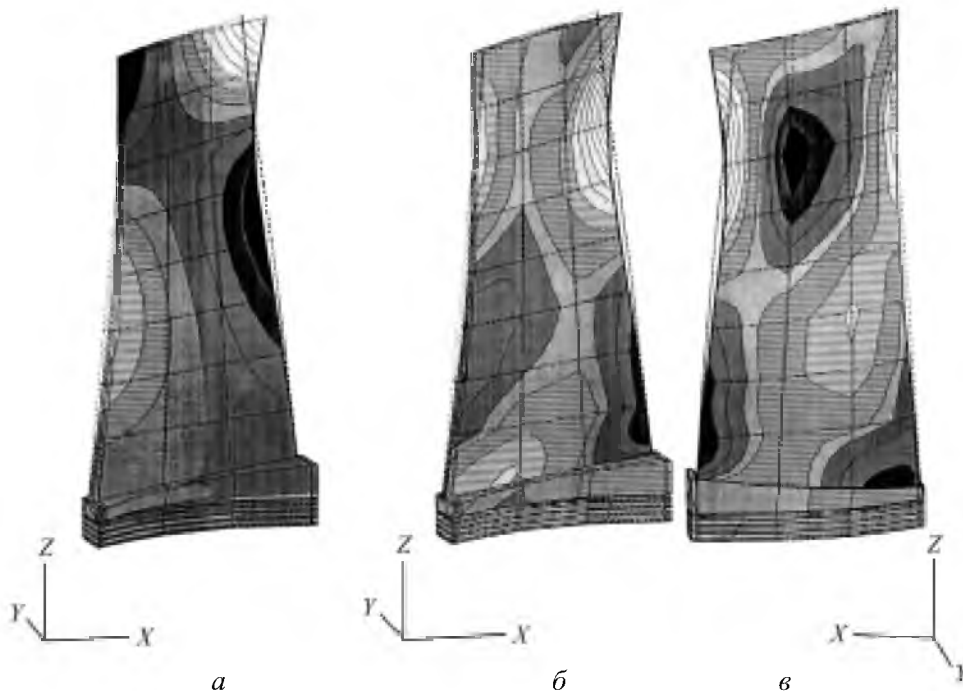


Рис. 3. Поля перемещений (а) и напряжений на корыте (б) и спинке (в) для шестой формы колебаний компрессорной лопатки.

Однако при необходимости анализа форм напряжений с учетом их локальных особенностей необходимо использовать трехмерные конечно-элементные модели лопаток [1, 6]. В качестве примера на рис. 3 представлены поля перемещений и напряжений для шестой формы колебаний компрессорной лопатки. Темному цвету соответствуют более высокие значения напряжений. Хорошо видна локализация напряжений на выходной кромке вблизи корня и на спинке в верхней трети длины лопатки.

Таким образом, совместное использование стержневых моделей в их области применимости и трехмерных моделей обеспечивает эффективный многовариантный экспресс-анализ спектра частот и подробный анализ полей перемещений и напряжений для вариантов лопаток, удовлетворяющих требованиям к частотным характеристикам.

Резюме

Теоретичні й експериментальні дослідження підтверджують можливість використання теорії стержнів в області їх застосування для експрес-аналізу спектра частот лопаток турбомашин. Для детального аналізу полів переміщень та напружень при коливаннях лопаток необхідно використовувати тривимірні моделі.

1. *Воробьев Ю. С.* Колебания лопаточного аппарата турбомашин. – Киев: Наук. думка, 1988. – 224 с.
2. *Воробьев Ю. С., Шорр Б. Ф.* Теория закрученных стержней. – Киев: Наук. думка, 1983. – 188 с.
3. *Писаренко Г. С., Ли В. А., Яковлев А. П.* К вопросу об изучении влияния соотношений геометрических размеров консольной пластины на пластиночные формы колебаний // Пробл. прочности. – 1973. – № 9. – С. 26 – 27.
4. *Писаренко Г. С., Воробьев Ю. С., Ли В. А., Сапелкина З. В.* Исследование применимости теории стержней к расчетам колебаний консольных образцов двусимметричного сечения // Там же. – 1975. – № 10. – С. 3 – 7.
5. *Vorobiev Yu. S., Kanilo S. P.* Sharing 3D finite element and beam model for turbomachine blades dynamic analysis // Multiple Scale Analysis and Coupled Physical Systems. – Paris, 1997. – P. 469 – 473.
6. *Воробьев Ю. С.* Проблемы численного анализа облопачивания роторных машин // Сб. тр. Междунар. конф. “Динамика роторных систем”. – Каменец-Подольский, 1996. – С. 89 – 91.

Поступила 29. 06. 2000