

**Ю.С.ВОРОБЬЕВ**, докт.техн.наук; **В.П.ГОШКОДЕРЯ**, канд.техн.наук;  
**А.Н.ЦЫБА**; ИПМаш НАН Украины

## **РАЦИОНАЛЬНЫЙ ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕЖЛОПАТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ**

Досліджена залежність частот різних форм коливань від розміщення одного міжлопаткового зв'язку. Дослідження ведеться в інтерактивному режимі. Комплекс програм відрізняється достатньою повнотою даних, простотою обслуговування та високою швидкістю розрахунків. Методика дозволяє ефективно здійснити відстроювання від резонансних режимів та досягти мінімальних утрат ККД від установки міжлопаткових зв'язків.

The dependence of different oscillation mode frequencies on the position of one blade link is investigated. Investigation is carried out in the interactive mode. The package of programs is distinguished by sufficient completeness of data, straightforward servicing, and high speed. The technique allows for effective offsetting from resonance regimes and ensure minimal efficiency loss when installing blade links.

**Введение.** Надежная работа лопаточного аппарата определяется механическими свойствами материала лопаток и бандажных связей, качеством их изготовления и облопачивания. Безаварийная и экономичная работа лопаток в паровой турбине во многом также зависит от напряженного состояния и, следовательно, степени отстройки их от опасных резонансных колебаний. Для снижения уровня напряжений в лопатках, а также для повышения возможности их вибрационной отстройки на диске рабочие лопатки скрепляются бандажными связями. Соединение лопаток с бандажами осуществляется: жесткими связями с помощью приклепанной ленты или припаянных проволок круглого и трубчатого сечения; свободными так называемыми демпферными связями с непаяными проволоками различной формы; комбинированными связями из жестких и непаяных или частично паяных бандажей и др.. Следует отметить, что в настоящее время все более широкое применение находят связи типа «полка», которые стыкуются между собой с различной степенью натяга. Такой широкий класс бандажных связей применяется на основании опыта, экспериментальных и расчетных исследований. Однако, практика требует обоснованного выбора соответствующей схемы бандажирования и сравнительной ее оценки. При этом наиболее существенными критериями оценки облопачивания является степень отстройки и экономичность ступени. Известно, что введение в проточную часть межлопаточных связей снижает КПД ступени [1], но может улучшить вибронпряженное состояние. В связи с этим актуальной является проблема тщательного анализа необходимости установки их в проточной части. И, если такая необходимость установлена, то так же тщательно выбирать расположение, конструкцию и материал, из которого они изготавливаются.

**1. Постановка задачи.** Комплекс программ, разработанный в ИПМаш НАН Украины, позволяет осуществлять анализ конструктивных схем облопачивания [2]. Эти схемы включают единичные лопатки, лопатки с бандажными

связями различных типов, диск с пакетами или с венцом лопаток. Основная проблема состоит в том, чтобы добиться качественной отстройки от резонансных режимов в соответствии с нормативными документами. При этом должны быть подобраны такие параметры межлопаточных связей, которые в наименьшей степени снижают экономичность ступени.

На рис. 1 показана схема модифицированного комплекса программ. С его помощью возможно не только осуществлять выбор конструктивных схем облапачивания, но и находить наиболее приемлемые, рациональные, параметры бандажных связей на основе предварительных исследований их влияния на спектр частот свободных колебаний. Расчеты ведутся в интерактивном режиме. Это позволяет легко изменять параметры расчетной модели, корректировать направление поиска и управлять качеством отстройки. Математическая модель лопатки построена на основе технической теории закрученных стержней, диска – на основе теории круглых толстых пластин. Математические модели бандажных связей и методика решения подробно изложены в работе [3].

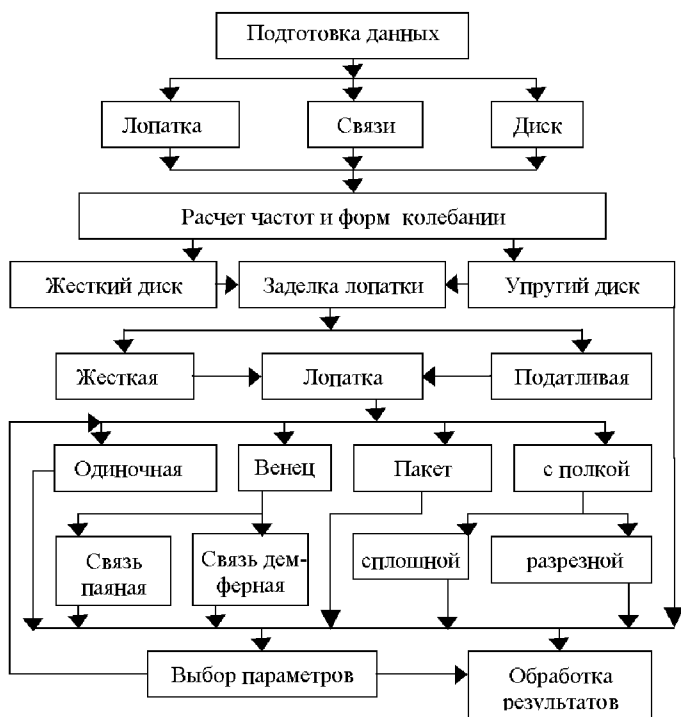


Рисунок 1 – Блок-схема комплекса программ расчета рабочих колес паровых турбин на колебания

2. Метод решения. Задача в наиболее общем виде может быть представлена

следующим образом [4]. Пусть существует исходная модель облопачивания. Можно допустить, что наилучшим условием настройки собственной частоты колебаний  $\omega_i$ ,  $i = 1, 2, \dots, p$  является равная удаленность от ближайших значений частот нижних и верхних гармоник возмущающих сил при данной частоте вращения ротора  $\Omega_p$ . Такое значение частоты обозначим  $\omega_i^0$ ,  $i = 1, 2, \dots, p$  и выражение для его определения можно записать в следующем виде [4, 5]

$$\omega_i^0 = (\bar{\omega}_i + \overline{\omega}_i) / 2 \pm \varepsilon. \quad (1)$$

где  $\bar{\omega}_i$  – нижняя граница допустимых значений частоты  $\omega_i^0$ ;  $\overline{\omega}_i$  – верхняя граница допустимых значений частоты  $\omega_i^0$ ;  $\varepsilon$  – некоторое допустимое значение отклонения от требуемого значения, которое определяется исходя из анализа нормативных документов на отстройку.

Если предположить, что  $\bar{\omega}_i = K_i \Omega_p$ , а  $\overline{\omega}_i = (K_i + 1) \Omega_p$ , то в качестве целевого значения собственной частоты, используя (1), можно записать [4, 5]

$$\omega_i^0 = K_i \Omega_p \pm (\Omega_p / 2 + \varepsilon), \quad (2)$$

где  $K_i$  – номер гармоники, от которой следует осуществить отстройку.

### 3. Результаты численных экспериментов

Выбор параметров связей, например изменение положения, осуществляется в интерактивном режиме. При этом положение точки  $k+1$  определяется через значения частот в точке  $k$ .

Таким образом, имея на экране монитора изображение лопатки с числом связей равным  $n$ , их параметры и значения частот, мы можем легко определить направление поиска. Интерактивный режим позволяет изменять шаг поиска и добиваться наиболее качественной отстройки. Достоинством такого подхода является то, что, передвигая на экране монитора мышкой или щелчком клавиши межлопаточные связи в определенном направлении, мы здесь же получаем соответствующий результат и осуществляем его оценку.

Проведем исследование по выбору положения связи в интерактивном режиме для системы типа «диск с венцом лопаток». Рассмотрим лопатку длиной  $l = 84$  см. Предположим, что для венца лопаток необходимо подобрать из всех возможных такое расположение связи, которое удовлетворяет условиям отстройки от резонанса по нескольким формам колебаний.

На рис. 2 показана зависимость спектра частот восьми форм колебаний от положения связи при ее перемещении в направлении от корневого сечения к периферийному.

На рис. 2, а представлены исследования влияния на спектр собственных частот положения замкнутой на круг связи для невращающейся лопатки, а на рис. 2, б – результаты для лопатки, которая вращается с угловой скоростью  $\Omega = 3000$  об/мин. Положение связи относительно корневого сечения предварительно менялось с шагом 5 см в направлении от корневого сечения лопатки к периферии и обратно. После определения зоны, близкой к наиболее благоприятным значениям, шаг поиска уменьшается, а сам поиск возобновляется для найденной зоны. Легко

установить, что наибольших значений первых пяти частот мы можем достичь при расположении связи на расстоянии 74,5 см от корневого сечения лопатки.

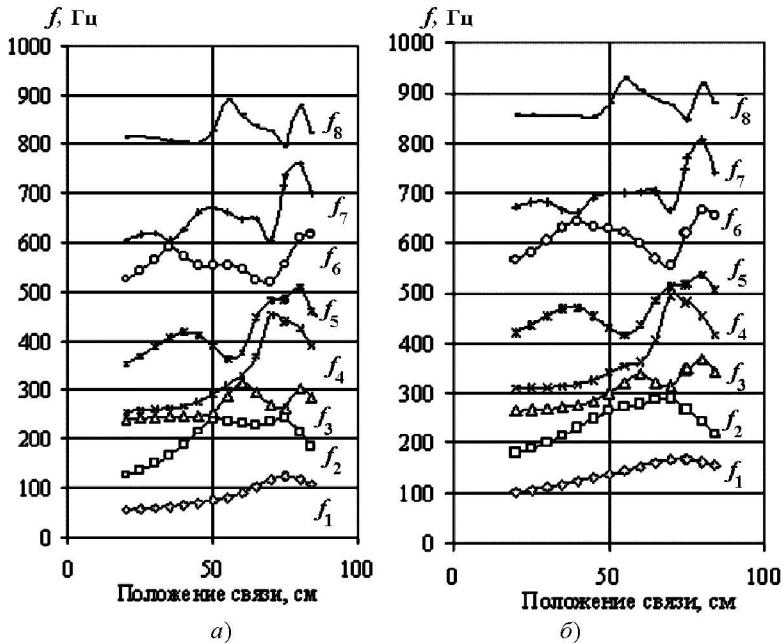


Рисунок 2 – Венец с одной связью,  $m = 3$ : а)  $\Omega = 0$  об/мин; б)  $\Omega = 3000$  об/мин

Выводы. Проведенные исследования подтверждают высокую эффективность расчетного комплекса и простоту его обслуживания. Поиск решения осуществляется при минимальных затратах времени на настройку существующих исходных данных для решения конкретной задачи. Основным преимуществом является возможность осуществлять решения самых различных задач «пересчета» [2] с визуальным контролем исходных параметров и результатов расчетов.

**Список литературы:** 1. Левин А.В. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин / А.В.Левин, К.Н.Борищанский, Е.Д.Консон // Л.: Машиностроение, 1981. – 710 с. 2. Воробьев Ю.С. Влияние конструктивных факторов на спектр частот собственных колебаний системы диск-лопатки-связи / Ю.С.Воробьев, В.П.Гошкодеря, А.Н.Цыба // Физические и компьютерные технологии: Сб. тр. 11-й междуна. науч.-техн. конф., 2-3 июня 2005 г. – Харьков: Харьковская науч.-производственная корпорация ФЭД, – Харьков, 2005. – С. 157-160. 3. Воробьев Ю.С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин // Киев: Наукова думка, 1988. – 224 с. 4. Воробьев Ю.С. Отстройка лопаточного аппарата турбомашин с промежуточными связями / Ю.С.Воробьев, В.П.Гошкодеря, К.В.Вакуленко // Труды Одесского политехнического университета. – 2001. – Вып. 5. – С. 152-155. 5. Воробьев Ю.С. Оптимизация спектра собственных частот рабочих лопаток турбомашин с демпферными связями / Ю.С.Воробьев, В.Б.Гринева, В.П.Гошкодеря // Динамика и прочность машин. – 1977. – Вып. 25. – С. 62-66.

Поступило в редакцию 21.04.2006