

УДК 621.438.62-226-2

А.П.ЗИНЬКОВСКИЙ, И.Г.ТОКАРЬ, К.В.САВЧЕНКО

Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ БАНДАЖНОЙ СВЯЗИ НА ВИБРОНАПРЯЖЕННОСТЬ ТУРБИННЫХ ЛОПАТОК

Изложены основные положения разработанной методики исследования влияния параметров бандажной связи турбинных лопаток на основе созданной модели с мультискосовой полкой, которая позволяет с использованием одной пары образцов, моделирующей пакет лопаток, исследовать закономерности их вибронапряженности. Приведены результаты экспериментальных исследований по установлению зависимостей динамической напряженности модели пакета лопаток от геометрии полки, заданного статического силового их взаимодействия и уровня амплитуды возбуждения колебаний. Показано, что уровень вибронапряженности зависит от величин угла скоса полки, силы нормального давления на контактирующие поверхности и коэффициента виброперегрузки в процессе синфазных колебаний пакета в плоскости его максимальной жесткости.

Ключевые слова: турбинная лопатка, бандажная связь, стержневая модель, угол скоса полки, контактирующие поверхности, вибронапряженность.

Введение и постановка задачи

Полочное бандажирование рабочих лопаток турбин широко применяется как способ уменьшения перетекания газа через радиальный зазор в рабочем колесе с целью предотвращения концевых потерь энергии газового потока, так и для снижения их чувствительности к возбуждению резонансных колебаний. Очевидно, что объединение лопаток в замкнутую на круг систему или пакеты в контексте повышения их виброненадежности имеет явное преимущество по сравнению с отстройкой от резонанса.

В практике проектирования рабочих лопаток современных газотурбинных двигателей используются Z-образные и беззиговые бандажные полки. В работах [1,2] рассмотрены преимущества и недостатки указанных типов полки и сделан вывод относительно оптимальных условий их применения.

В настоящее время установлены фундаментальные закономерности влияния условий взаимодействия контактных поверхностей бандажных полки на вибронапряженность [3-7]. Однако, как следует из анализа представленных в научно-технических публикациях результатов исследований [8-12], недостаточно изучено влияние на динамическое состояние лопаток угла наклона контактирующих поверхностей существующих типов полки к плоскости вращения рабочего колеса (далее угол скоса полки). Учитывая изложенное, цель настоящей работы состоит в экспериментальном исследовании влияния условий взаимодействия бандажных

полки, в первую очередь угла их скоса, на вибронапряженность лопаток.

1. Объект исследования и основные положения методики его испытаний

Для достижения цели работы в качестве объекта исследования была выбрана стержневая модель пары бандажированных лопаток.

Вид разработанного образца постоянного поперечного сечения с мультискосовой бандажной полкой, который моделирует рабочую турбинную лопатку, приведен на рис. 1. Выбор круглого поперечного сечения образца диаметром 10 мм объясняется необходимостью исключения влияния геометрии пера, характерной для реальных лопаток при изменении угла скоса контактирующих поверхностей их бандажных полки, что обеспечивается предложенной конструкцией мультискосовой полки (см. рис. 1, б). Участок образца длиной 30 мм вблизи его заделки имеет квадратное поперечное сечение со стороной 9 мм, момент инерции которого равен таковому для круглого основной части образца, и предназначен для размещения тензорезисторов. Мультискосовая бандажная полка расположена на периферии основной части образца и изготовлена за одно целое с ним.

Для проведения исследований в соответствии с постановкой задачи осуществляется комплектация стержневой модели пары лопаток как пакета двух образцов следующим образом. На одном из образцов выбирают требуемый угол скоса полки и фиксируют его в захвате

с помощью конического хвостовика. Второй образец устанавливается таким образом, чтобы обеспечить контактное взаимодействие полок, как показано на рис. 2. Необходимый натяг по полкам создавался путем предварительной

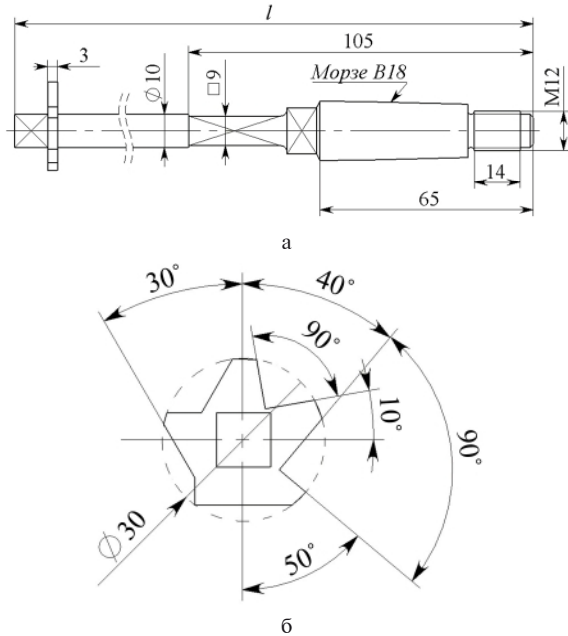


Рис. 1. Экспериментальный образец (а) и мультискосовая бандажная полка (б)

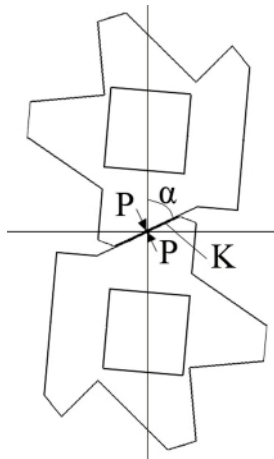


Рис. 2. Схема контактного взаимодействия бандажных полок

закрутки образцов вокруг своей оси перед их окончательной фиксацией в захвате.

Таким образом, используя конический хвостовик образцов и предложенную конструкцию мультискосовой полки, можно задать 15 значений угла скоса контактирующих поверхностей K , обеспечивая проведение испытаний на одной и той же паре образцов.

Методика определения усилия прижатия полок состоит в следующем. После создания

статического силового взаимодействия полок путем поворота одного образца вокруг его оси относительно закрепленного другого, один из парных образцов отклоняется до появления зазора по контактирующим поверхностям полок. При этом деформация другого образца определяется по показаниям тензорезисторов, установленных на взаимно перпендикулярных поверхностях. Используя полученные данные, для выбранного угла скоса полок можно определить равнодействующую сил прижатия полок и ее нормальную составляющую P .

Исследования по определению вибронпряженности стержневой модели пары лопаток проводилось на экспериментальной установке, блок-схема которой представлена на рис. 3, при комнатной температуре в соответствующей методической последовательности.

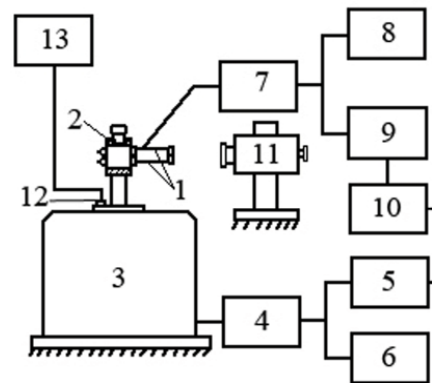


Рис. 3. Блок-схема экспериментальной установки: 1 – пакет образцов в захвате; 2 – зажим на столе вибратора; 3 – электродинамический вибратор; 4 – усилитель; 5 – генератор; 6 – частотомер; 7 – тензоусилитель; 8 – осциллограф; 9 – выпрямитель; 10 – самописец; 11 – катетометр; 12 – акселерометр; 13 – измеритель уровня возбуждения колебаний

Для возбуждения резонансных колебаний пакет образцов 1 устанавливался в зажиме 2, который крепился на подвижной платформе вибратора 3. Предварительно осуществлялась настройка его регулярности за счет изменения массы призматического выступа над полками образцов. В этом случае образцы совершали синфазные колебания по первой изгибной форме в плоскости максимальной жесткости пакета. Частоту и амплитуду возбуждения колебаний задавали генератором 5, а усиленный сигнал последнего посредством мощного усилителя 4 передавался на вибратор 3. По данным тензорезисторов, препарированных на образцах, как указывалось выше, вблизи их хвостовика в зоне максимальных деформаций, усиленный тензоусилителем 7 сигнал которых наблюдали на экране осциллографа 8 и фиксировали посредством самописца 10 амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) образцов.

Амплитуду виброускорений стола вибратора измеряли по сигналу акселерометра 12 прибором 13. Для определения угла скоса полок моделей лопаток в пакете и контроля амплитуды колебаний образцов применяли катетометр, используя необходимые реперные точки. Для стабилизации состояния контактирующих поверхностей полок и узла крепления пакета в зажиме вибратора в начале испытаний, перед записью АЧХ и другими измерениями, выполняли наработку образцов около 10^5 циклов при амплитуде напряжений, близкой к максимальной, которая задавалась при испытаниях.

2. Результаты испытаний и их анализ

Был выполнен комплекс экспериментальных исследований по определению влияния условий контактного взаимодействия бандажных полок и возбуждения колебаний на вибронпряженность стержневой модели пары бандажированных лопаток. Испытания проводились на двух парах образцов, отличающихся жесткостью. Для первой пары образцов (тип I) собственная частота p_u первой изгибной формы колебаний образца равна 150 Гц, а для второй (тип II) — 365 Гц. Угол скоса полок изменялся в диапазоне от 8° до 92° . Одновременно варьировались уровни усилия статического прижатия полок, характеризующегося нормальной силой P , и возбуждения колебаний посредством перемещений стола вибратора, оцениваемого таким параметром как коэффициент вибропрегрузки K_g .

По результатам испытаний выбранных пар образцов для указанных диапазонов изменения их параметров и условий возбуждения колебаний определялись их амплитудно-частотные характеристики.

На рис. 4 в качестве примера приведены АЧХ типа I пары образцов для $\alpha = 27^\circ$ и $P = 81,3$ Н при различных уровнях возбуждения колебаний. Их анализ показывает, что при небольших уровнях возбуждения колебаний ($K_g \leq 6$) и соответственно напряжений ($\sigma < 10$ МПа) система близка к линейной. По мере увеличения уровня возбуждения, а следовательно и амплитуды напряжений, все отчетливее проявляется нелинейность системы, скелетная кривая которой соответствует колебательной системе с уменьшающейся жесткостью [13] или мягкой системе [14].

Видно, что при возрастании уровня возбуждения максимальная вибронпряженность образцов имеет место при частоте p_r , приближающейся к собственной частоте колебаний p_u одиночного образца, в данном случае равной 155 Гц. По всей видимости это объясняется тем, что при таких уровнях возбуждения имеет место жесткая связь образцов по бандажным

полкам, препятствующая относительно проскальзыванию их контактирующих поверхностей. В этом случае при синфазных колебаниях образцов их упругая связь вследствие строгой регулярности системы не оказывает влияния на ее колебания.

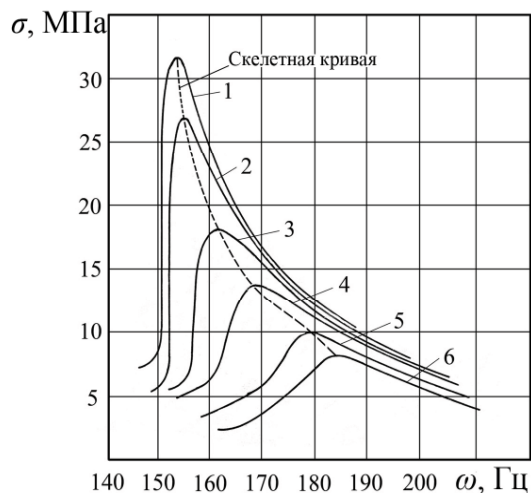


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики типа I пакета образцов при угле скоса $\alpha = 27^\circ$, силе статического прижатия полок $P = 31,3$ Н и уровне возбуждения колебаний K_g равному 14,5 (1); 13,3 (2); 10,6 (3); 8,0 (4); 6,4 (5) и 5,5 (6)

С уменьшением уровня возбуждения становятся возможными относительные смещения контактирующих поверхностей полок, что обуславливает как повышение частоты, при которой имеет место максимальная вибронпряженность исследуемой системы, так и увеличение потерь энергии, проявляющееся в увеличении ширины резонансных пиков (см. рис. 4).

Аналогичные результаты были получены и для типа II пары образцов. Поэтому в дальнейшем будут приводиться данные испытаний, как правило, для одного из типов пакета.

Рассмотрим влияние некоторых параметров, характеризующих контактное взаимодействие полок и возбуждение колебаний, на вибронпряженность исследуемого объекта.

2.1. Усилие статического прижатия полок

На рис. 5 приведены зависимости максимальных вибронпряжений σ_{max} от соответствующей им частоты колебаний p_r типа I пары образцов для различных значений усилия статического прижатия полок.

Указанные зависимости для всех значений усилия P имеют ниспадающий характер. Однако с его возрастанием наблюдается следующее. Во-первых, падает темп снижения максимальных вибронпряжений. Во-вторых, с повышением усилия статического прижатия

полок один и тот же уровень максимальных вибронпряжений имеет место при большей частоте колебаний.

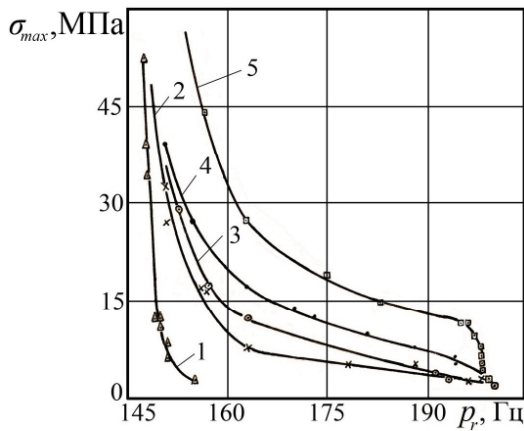


Рис. 5. Зависимость максимальных вибронпряжений от соответствующей им частоты колебаний пакета типа I при угле скоса $\alpha = 27^\circ$ для усилия статического прижатия полок P , равного 4,1 Н (1); 15,8 Н (2); 16 Н (3); 31,3 Н (4) и 48,1 Н (5)

2.2. Уровень возбуждения колебаний

По результатам выполненных испытаний были определены зависимости максимальных вибронпряжений от коэффициента виброперегрузки K_g при варьировании усилия статического прижатия полок, которые для пакета типа II приведены на рис. 6.

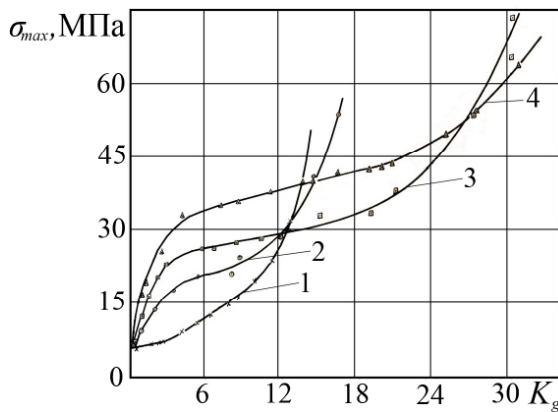


Рис. 6. Зависимость максимальных вибронпряжений пакета типа II от коэффициента виброперегрузки при угле скоса полок $\alpha = 28^\circ$ для усилия статического прижатия полок P , равного 5,5 Н (1); 62 Н (2); 90 Н (3) и 116 Н (4)

Из представленных данных следует, что независимо от величины нормальной силы P , действующей на контактирующие поверхности полок, вибронпряженность образцов возрастает с увеличением коэффициента виброперегрузки. Однако характер указанных зависимостей существенно зависит от указан-

ного статического прижатия полок, а резкое возрастание σ_{max} наблюдается при тем меньшем уровне возбуждения колебаний, чем меньше величина нормальной силы P .

2.3. Величина угла скоса полок

Для выбранных типов пакетов были определены зависимости максимальных вибронпряжений от угла скоса полок при варьировании как величины нормальной силы P , так и коэффициента виброперегрузки K_g .

В качестве примера на рис. 7 приведены указанные зависимости для $K_g = 2$ и различных значений нормальной силы P .

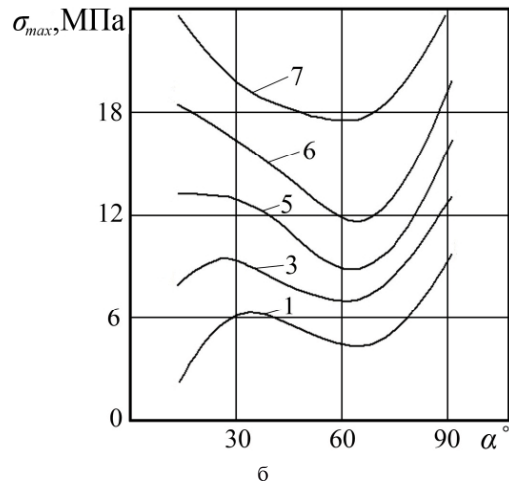
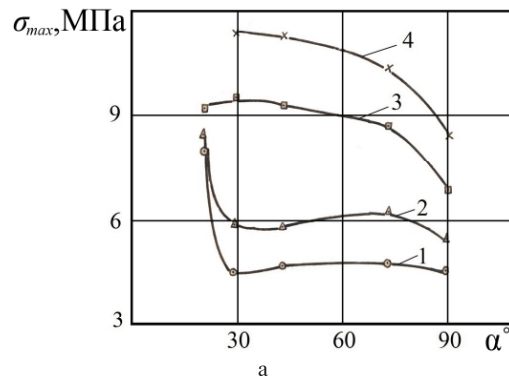


Рис. 7. Зависимость максимальных вибронпряжений от угла скоса полок пакета типа I (а) и II (б) при $K_g = 2$ для усилия статического прижатия полок P , равного 20 Н (1); 30 Н (2); 40 Н (3); 50 Н (4); 60 Н (5); 80 Н (6) и 100 Н (7)

Характерной особенностью большинства этих зависимостей в выбранном диапазоне изменения величины угла скоса полок является наличие экстремума, соответствующего минимальному уровню максимальных вибронпряжений. Для пакета типа II в таблице приведены значения оптимальных углов скоса полок, обеспечивающих минимальный уровень максимальной вибронпряженности образцов для выбранных условий испытаний.

Таблица

P, Н	$K_g = 1$		$K_g = 2$		$K_g = 4$		$K_g = 6$	
	α°	$(\sigma_{max})_{min}$, МПа	α°	$(\sigma_{max})_{min}$, МПа	α°	$(\sigma_{max})_{min}$, МПа	α°	$(\sigma_{max})_{min}$, МПа
20	66	3,8	65,5	4,2	55	6,0	55 ± 1	6,8
40	50	6,0	63,5	7,8	52	8,5		9,5
60	48	6,5	65	8,5	52	11,0		11,8
80	49	8,2	66	11,5	52	14		14,2
100	-	-	65	17,5	55	16,5		17,6

Их анализ показывает, что независимо от уровня возбуждения колебаний с увеличением усилия статического прижатия наблюдается возрастание минимума максимальных вибрационных напряжений, который имеет место в сравнительно узком диапазоне значений угла скоса полок.

Заключение

На основе результатов проведенного комплекса экспериментальных исследований можно сделать такие выводы:

Разработана методика исследования влияния условий контактного взаимодействия бандажных полок на вибронпряженность лопаток на основе использованной стержневой их модели с мультискосовой полкой, которая позволяет проводить испытания на одной паре образцов в широком диапазоне изменения параметров бандажной связи.

Установлены закономерности влияния параметров контактного взаимодействия бандажных полок и возбуждения колебаний на уровень вибронпряженности выбранной модели пары турбинных лопаток. Показано, что независимо от величины коэффициента виброперегрузки и усилия статического прижатия полок существует узкий диапазон значений угла их скоса, в котором наблюдается минимальный уровень максимальной вибронпряженности моделей лопаток.

Литература

1. Меркулов В.М. О выборе способа бандажирования рабочих лопаток турбин ГТД [Текст] / В.М. Меркулов, Ф.Д. Ильющенко // Вестник двигателестроения. – 2005. – №2. – С. 114–117.
2. О влиянии параметров бандажирования на надежность и ресурс рабочих лопаток турбин [Текст] / В.М. Меркулов, Ю.В. Якушев, Н.Н. Федорченко, А.П. Зиньковский // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 10/67. – С. 167–171.
3. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин: справ. [Текст] / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

4. Матвеев В.В. Демпфирование колебаний деформируемых тел [Текст] / В.В. Матвеев. – К.: Наук. думка, 1985. – 264 с.

5. Исследование демпфирующей способности попарно бандажированных турбинных лопаток в зависимости от условий сопряжения бандажных полок [Текст] / В.В. Матвеев, И.Г. Токарь, С.С. Городецкий, А.Б. Ройтман // Проблемы прочности. – 1978. – №8. – С. 93–97.

6. К оценке вибронпряженности турбинных лопаток с парным бандажированием [Текст] / И.Г. Токарь, А.П. Зиньковский, А.Я. Адаменко, Л.Н. Ржавин, В.И. Коновалов // Проблемы прочности. – 1986. – №4. – С. 83–86.

7. Городецкий С.С. Исследование закономерностей распределения вибронпряжений и частот колебаний парных лопаток турбины [Текст] / С.С. Городецкий, Б.А. Грязнов, Ю.С. Налимов // Проблемы прочности. – 1974. – №9. – С. 57–60.

8. Ржавин Л.Н. Исследование вибрационной напряженности бандажированных турбинных лопаток авиационных двигателей [Текст] / Л.Н. Ржавин, Н.И. Опалихин, В.В. Матвеев // Проблемы прочности. – 1970. – №2. – С. 3–7.

9. Кривошей В.Я. О влиянии конструктивных факторов на долговечность бандажных полок рабочих лопаток турбин [Текст] / В.Я. Кривошей, Н.И. Глушенко, С.С. Трипольский // Проблемы прочности. – 1987. – №8. – С. 67–71.

10. Кривошей В.Я. К расчету бандажных полок рабочих лопаток турбомашин [Текст] / В.Я. Кривошей // Проблемы прочности. – 1982. – №8. – С. 58–60.

11. Токарь И.Г. К вопросу о возможностях повышения демпфирующей способности рабочих лопаток современных газотурбинных двигателей [Текст] / И.Г. Токарь, А.П. Зиньковский, В.В. Матвеев // Проблемы прочности. – 2003. – №4. – С. 58–68.

12. Меркулов В.М. Разработка бандажированных лопаток турбин с учетом тре-

бований надійності і технологічності [Текст] / В.М. Меркулов, Д.Ф. Ільющенко // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2006. – №9(35). – С. 86–89.
13. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле [Текст] / С.П. Тимошенко,

Д.Х. Янг, У.Уивер. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
14. Бидерман В.Л. Колебания механических систем [Текст] / В.Л. Бидерман. – М.: Высш. шк., 1980. – 480 с.

Поступила в редакцию 01.06.2013

А.П. Зінковський, І.Г. Токар, К.В. Савченко. Експериментальне дослідження впливу параметрів бандажного зв'язку на вібронапруженість моделей турбінних лопаток

Викладені розроблена методика дослідження впливу параметрів бандажного зв'язку на основі створеної моделі турбінної лопатки з мультискосовою полкою, яка дозволяє на пакеті моделей лопаток з однією парою зразків дослідити закономірності їх вібронапруженості; проведений комплекс експериментальних досліджень з устанавлення залежностей динамічної напруженості пакета від геометрії полоч, заданої статичної силової їх взаємодії та рівня амплітуди збудження його коливань; результати дослідження, в яких показано, що рівень напруженості залежить від сумісної дії величин кута скося полоч, сили нормального тиску на контактуючі поверхні і коефіцієнту віброперегрузки в процесі синфазних коливань у площині максимальної жорсткості пакета.

Ключові слова: турбінна лопатка, бандажний зв'язок, стержнева модель, кут скося полиць, вібронапруженість, контактуючі поверхні.

A.P.Zinkovskii, I.G. Tokar', and K.V. Savchenko. Experimental investigation on the influence of shrouding parameters on the vibration stress level of turbine blade models

The developed procedure for investigation of the influence of shrouding parameters using the model of turbine blade with multi-tapered flange, which makes it possible to study the mechanisms governing the vibration stress level of the packet of blade models with one pair of specimens, is presented. A set of experimental investigations concerning the dependence of the packet dynamic stress level on the flange geometry, their specified static force interaction and the amplitude level of its vibration excitation is performed. The results of investigations show that the vibration stress level depends on the taper angle of flanges, the normal pressure force on contact surfaces and the coefficient of vibration overload during in-phase vibrations in the plane of the maximum packet stiffness.

Keywords: turbine blade, shrouding, beam model, taper angle of flanges, vibration stress level, contact surfaces.