

ALGORITHMS OF SPATIO-TEMPORAL CORRECTION OF VIDEO SEQUENCES
IN TASKS OF STEREO VISION

A method of spatio-temporal correction of video sequences, in tasks of stereo vision, is presented. The algorithm of motion estimation and creation of interpolation frames in video sequences is investigated. The algorithm of image registration for creation of stereo video sequences is presented. Results of interpolation methods testing and video sequences registration are introduced.

Keywords: video sequence, image, stereo vision, interpolation.

© Пьянков Д. И., 2011

УДК 51-74:621

О. В. Репецкий, Буй Мань Кыонг

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ДИНАМИКИ И ОЦЕНКИ УСТАЛОСТНОЙ
ПРОЧНОСТИ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН С УЧЕТОМ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ НЕЛИНЕЙНОСТИ

Представлены результаты исследований математических моделей для задач динамики лопаток турбомашин с учетом изменения жесткости конструкции лопаток, обусловленной температурой и центробежными силами. Также представлены результаты расчета усталостной прочности лопаток турбомашин на основе разработанных математических моделей. Предложен комплекс рекомендаций по повышению усталостной прочности лопаток турбомашин с учетом вращения и неравномерного нагрева.

Ключевые слова: турбомашин, виброусталость, анализ усталостной прочности, математическое моделирование, численные методы, метод конечных элементов.

Известно, что лопатки турбомашин работают в тяжелых условиях, подвергаясь действию не только переменных аэродинамических нагрузок, но и высокой температуры и большой скорости вращения. Под влиянием этих факторов свойства материала и жесткость конструкции лопаток изменяются. Это приводит к изменениям начальных характеристик работы лопаток. Кроме этого, под действием переменных термомеханических нагрузок лопатки турбомашин часто разрушаются по усталостным причинам. В связи с этим разработка математических моделей для решения задач динамики и оценки долговечности лопаток турбомашин с учетом изменения жесткости конструкции лопаток от температуры и скорости вращения в соответствии с реальными условиями работы, а также обеспечение надежности работы лопаток турбомашин является актуальной проблемой.

В разработанной математической модели влияние температуры и скорости вращения на характеристики работы лопаток турбомашин учтено изменением параметров упругости материала в соответствии с температурой и изменением жесткости конструкции. Для учета изменения жесткости конструкции вследствие температуры и скорости вращения считается, что напряжения от температуры играют роль начальных напряжений конструкции и поэтому в общей матрице жесткости добавлена матрица геометрической жесткости $[K_G]$, обусловленная этими начальными напряжениями. При этом уравнение колебания лопаток

турбомашин с учетом геометрической нелинейности имеет вид

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [C]\{\dot{\delta}\} + ([K] + [K_G])\{\delta\} = \{F(t)\}, \quad (1)$$

где $[M]$, $[C]$ и $[K]$ – матрицы масс, демпфирования и жесткости соответственно; $\{F\}$ – вектор внешней узловой нагрузки; $\{\delta\}$, $\{\dot{\delta}\}$ и $\{\ddot{\delta}\}$ – векторы узловых перемещений, скоростей и ускорений ансамбля конечных элементов.

Матрица геометрической жесткости выражается как [1; 2]

$$[K_G] = \int_V [G^T][S][G]dV, \quad (2)$$

где матрицы $[S]$, $[G]$ определяются следующими уравнениями для трехмерных и двухмерных элементов соответственно:

$$[S] = \begin{bmatrix} \sigma_{xx}^0[I_3] & \sigma_{yx}^0[I_3] & \sigma_{zx}^0[I_3] \\ \sigma_{xy}^0[I_3] & \sigma_{yy}^0[I_3] & \sigma_{zy}^0[I_3] \\ \sigma_{xz}^0[I_3] & \sigma_{yz}^0[I_3] & \sigma_{zz}^0[I_3] \end{bmatrix};$$

$$[G] = \begin{bmatrix} [I_3] \frac{\partial}{\partial x} \\ [I_3] \frac{\partial}{\partial y} \\ [I_3] \frac{\partial}{\partial z} \end{bmatrix} [N]; \quad [I_3] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (3)$$

а

$$[S] = \begin{bmatrix} \sigma_{xx}^0 & \sigma_{yx}^0 \\ \sigma_{xy}^0 & \sigma_{yy}^0 \end{bmatrix}; [G_z] = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial y} \end{bmatrix} [N_b], \quad (4)$$

где $\sigma_{xx}^0, \sigma_{yy}^0, \sigma_{zz}^0, \sigma_{xy}^0, \sigma_{yz}^0, \sigma_{zx}^0$ – напряжения от температуры и вращения. Они определены с помощью статического уравнения

$$[\sigma^0] = [D]([B]\{\delta\} - \{\varepsilon_0\}) \quad (5)$$

и известного уравнения напряжения

$$[K]\{\delta\} = \{F_T\} + \{F_\Omega\}, \quad (6)$$

где $\{F_T\}, \{F_\Omega\}$ – векторы температурных и центробежных нагрузок. Векторы и матрицы $\{F_T\}, \{F_\Omega\}, \{\varepsilon_0\}, [N], [N_b], [D], [B]$ подробно описаны в работах [1; 2].

В качестве объекта изучения рассмотрена реальная рабочая лопатка газовой турбины [1] (рис. 1). Конечно-элементная модель (КЭМ) на основе треугольных оболочечных элементов STIO18 с шестью степенями свободы в узле [1] представлена на рис. 2.

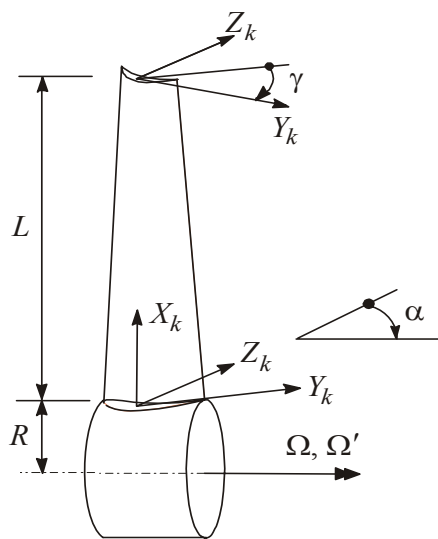


Рис. 1. Общий вид лопатки

Проведен расчет модели лопатки со следующими характеристиками: длина – 0,328 м; хорда – 0,028 м. Лопатка изготовлена из стали 15X12ВНМФ, которая имеет модуль Юнга – $2.16 \cdot 10^5$ Мпа; коэффициент Пуассона – 0,3; плотность – $7,85 \cdot 10^3$ кг/м³. Величины коэффициентов демпфирования для первых трех изгибных форм и двух вариантов демпфирования LOW и HIGH показаны в табл. 1 [1]. Изменения температуры по хорде и высоте лопатки приближены к таковым в реальных условиях [3]: вдоль хорды профиля изменения температуры подчиняются квадратичному закону, по высоте лопатки температура постоянная (рис. 3).

Таблица 1

Режимы	Коэффициенты демпфирования ζ		
	Форма 1	Форма 2	Форма 3
LOW	0,000 75	0,000 94	0,001 1
HIGH	0,001 50	0,001 90	0,002 3

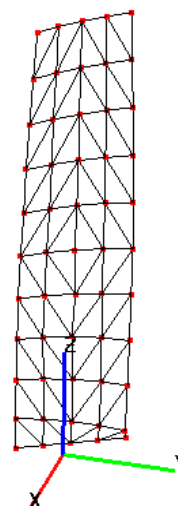


Рис. 2. Конечно-элементная модель лопатки

Были исследованы собственные и вынужденные колебания указанной лопатки. Рассчитаны формы колебаний лопатки (рис. 4). Изменения напряжений по времени в опасной точке показаны на рис. 5. Из этих данных видно, что результаты расчета (рис. 5, а) и эксперимента (рис. 5, б [4]) практически совпадают. Это подтверждает достоверность разработанных алгоритмов и программ.

На основе результатов расчета изменения напряжений по времени с помощью техники схематизации случайных процессов нагружения (метод «дождя») и кривой усталости по гипотезе Corten–Dolan [1; 5] определена усталостная прочность лопатки. Результаты расчета долговечности лопатки турбомашин в двух случаях демпфирования (HIGH и LOW) без учета температуры показаны в табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчета долговечности лопатки турбомашин в двух случаях демпфирования HIGH и LOW без влияния температуры

Режимы	Долговечность (число циклов)
Демпфирование LOW	0,992 7E + 08
Демпфирование HIGH	0,854 1E + 09

Видно, что число циклов до разрушения лопатки при демпфировании HIGH ($0,854 \cdot 10^9$) больше в сравнении с числом циклов при демпфировании LOW ($0,992 \cdot 10^8$).

Было исследовано влияние температуры и центробежных нагрузок на динамические характеристики и долговечность лопатки (табл. 3–5).

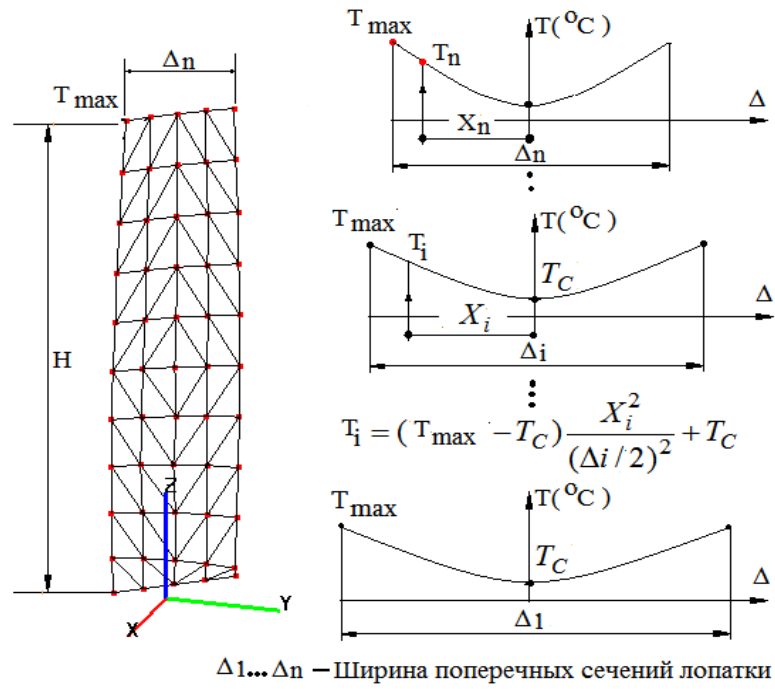


Рис. 3. Закон изменения температуры вдоль хорды профиля лопатки

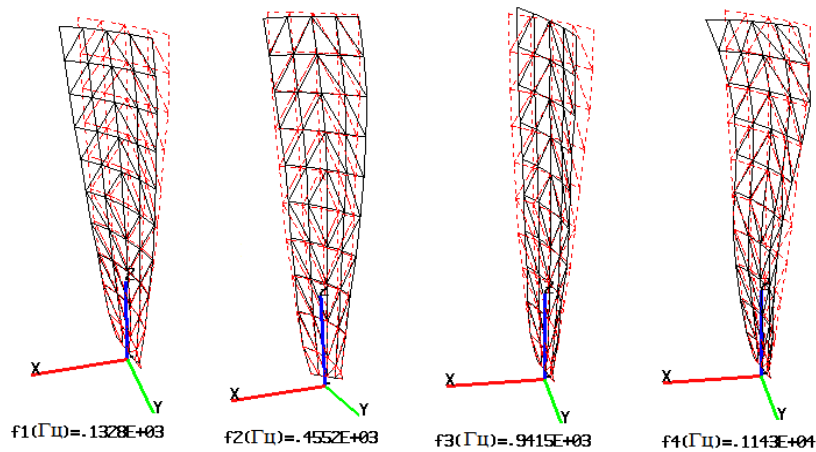


Рис. 4. Формы колебаний лопатки без влияния температуры

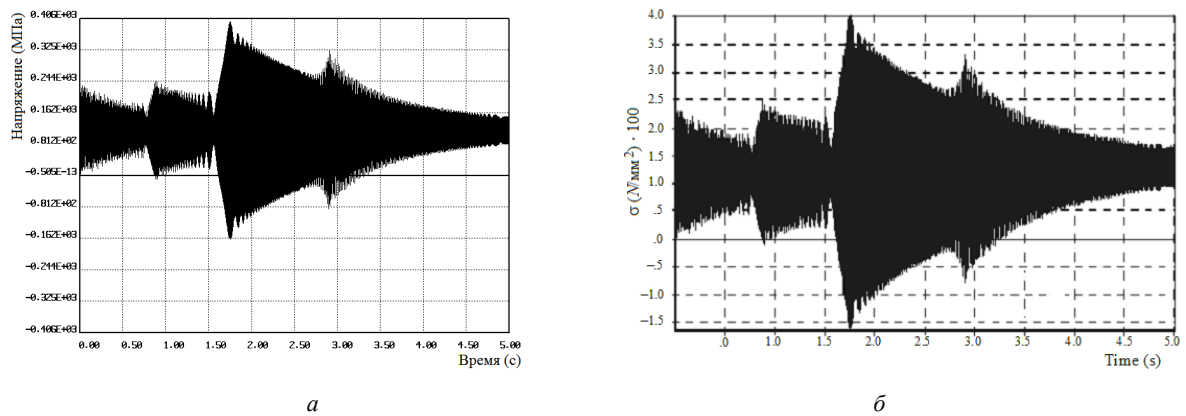


Рис. 5. Изменение напряжений по времени:
a — при расчете; *б* — при эксперименте

Таблица 3

Собственные частоты колебаний и долговечность лопатки с различными величинами температуры при числе оборотов ротора $\Omega = 0$ 1/с

Форма колебаний		Собственные частоты (Гц) в зависимости от температуры						
		0 °C	100 °C	Δf , %	200 °C	Δf , %	300 °C	Δf , %
f1 (1 И)		132,79	128,77	−3,03	120,47	−9,28	100,56	−24,27
f2 (2 И)		455,15	441,44	−3,01	433,94	−4,66	377,63	−17,03
f3 (1 К)		941,53	907,75	−3,59	890,96	−5,37	792,02	−15,88
f4 (3 И)		1142,6	1104,73	−3,31	1084,16	−5,11	1047,78	−8,30
Долговечность лопатки (число циклов)	Демпфирование LOW	0,992 7E + 08	0,102 58E + 08	0,862 30E + 07		0,904 7E + 06		
	Демпфирование HIGH	0,854 1E + 09	0,141 0E + 09	0,987 1E + 08		0,861 3E + 07		

Таблица 4

Собственные частоты колебаний и долговечность лопатки с различными величинами температуры при числе оборотов ротора $\Omega = 50$ 1/с

Форма колебаний		Собственные частоты (Гц) в зависимости от температуры						
		0 °C	100 °C	Δf , %	200 °C	Δf , %	300 °C	Δf , %
f1 (1 И)		161,19	155,85	-3,31	150,11	-6,87	148,68	-7,76
f2 (2 И)		479,86	466,77	-2,73	459,58	-4,23	458,71	-4,41
f3 (1 К)		946,54	912,69	-3,58	895,92	-5,35	897,47	-5,18
f4 (3 И)		1164,56	1126,98	-3,23	1106,68	-4,97	1104,92	-5,12
Долговечность лопатки (число циклов)	Демпфирование LOW	0,692 7E + 08	0,902 582 E + 07		0,162 30E + 07		0,194 7E + 06	
	Демпфирование HIGH	0,354 1E + 09	0,851 0E + 08		0,127 1E + 08		0,101 3E + 07	

Таблица 5

Собственные частоты колебаний и долговечность лопатки с различными величинами температуры при числе оборотов ротора $\Omega = 100$ 1/с

Форма колебаний		Собственные частоты (Гц) в зависимости от температуры						
		0 °C	100 °C	Δf , %	200 °C	Δf , %	300 °C	Δf , %
f1 (1 И)		224,39	211,9803	−5,53	210,787	−6,06	209,358	−6,70
f2 (2 И)		544,16	532,088	−2,22	525,593	−3,41	524,919	−3,54
f3 (1 К)		960,61	926,5323	−3,55	909,746	−5,30	911,528	−5,11
f4 (3 И)		1224,43	1187,194	−3,04	1167,31	−4,67	1166,21	−4,75
Долговечность лопатки (число циклов)	Демпфирование LOW	0,572 7E + 08	0,802 58E + 07	0,112 30E + 07		0,174 7E + 06		
	Демпфирование HIGH	0,314 1E + 09	0,755 0E + 08	0,107 1E + 08		0,991 3E + 06		

Данные таблиц показывают, что во всех случаях число циклов до разрушения лопатки уменьшается более чем в 6 раз при увеличении температуры на 100 °C (см. величины долговечности в табл. 3–5).

Следующим этапом расчета исследована замена стали 15X12ВНМФ лопатки сплавами ЭИ-598 и ЭИ-437, которые имеют предел выносливости соответственно 250 и 305 МПа; число циклов до разрушения 10^8 [6]. Результаты расчета числа циклов до разрушения лопатки турбомшины для стали 15X12ВНМФ и сплавов ЭИ-598 и ЭИ-437 без учета температуры представлены в табл. 6.

Видно, что чем выше предел выносливости материала, тем больше число циклов до разрушения лопатки.

Таким образом, установлено, что температура оказывает значительное влияние на динамические харак-

теристики и число циклов до разрушения лопаток турбомашин. Собственные частоты колебаний уменьшаются от влияния температуры от 6 % – при максимальных оборотах вращения (100 1/с) до 24 % – при нулевом вращении. При увеличении температуры на 100 °C число циклов до разрушения лопатки уменьшается более чем в 6 раз для всех случаев.

Таблица 6

Результаты расчета долговечности лопатки турбомшины при использовании различных сплавов

Материал	Долговечность (число циклов)
15X12ВНМФ	0,992 7E + 08
ЭИ-598	0,450 41E + 9
ЭИ-437	3,240 03E + 9

Результаты расчета показывают, что изменение жесткости конструкции лопаток турбомашин, обусловленное температурой и центробежными силами, оказывает значительное влияние на их динамические характеристики и усталостную прочность лопаток. Поэтому при проектировании лопаток турбомашин для обеспечения их надежности необходимо учитывать изменение жесткости конструкции лопаток от температуры и центробежных сил.

Расчет на усталостную прочность лопатки с разными вариантами коэффициентов демпфирования показывает, что число циклов до разрушения лопаток может быть увеличено более чем в 9 раз путем увеличения демпфирования колебаний лопатки.

Результаты расчета на усталостную прочность лопаток турбомашин с учетом изменения жесткости конструкции лопаток от температуры и центробежных сил позволяют уточнить подходы к повышению их ресурса. Для повышения ресурса лопаток турбомашин необходимо применять демпфирование колебаний лопатки, снижать тепловой поток в материале лопатки, охлаждать лопатки.

К методам демпфирования колебаний лопаток относятся такие методы, как использование материалов, которые имеют свойства высокого демпфирования, например, стеклопластиков; методы механического демпфирования в замке и стыке лопатки (демпфирование трения); методы аэродинамического демпфирования.

К методам снижения теплового потока в материале лопаток относятся такие методы, как использование теплозащитных покрытий из керамических материалов с низкой теплопроводностью; использование

покрытий для повышения жаростойкости материала (например, из окиси алюминия); использование металлических многокомпонентных покрытий для повышения жаростойкости материала (например, покрытия из четырех компонентов: никель–хром–алюминий–итрий).

К методам охлаждения лопатки относятся такие методы, как конвективный (путем съема тепла потоком воздуха с внутренних поверхностей охлаждающих каналов в лопатках и других деталях с последующим выпуском воздуха в проточную часть), пленочный (завесный, заградительный) и проникающий.

Библиографические ссылки

1. Репецкий О. В. Компьютерный анализ динамики и прочности турбомашин. Иркутск : Изд-во ИрГТУ, 1999.
2. Zienkiewicz O. C. The Finite Element Method in engineering science. London : Mc.Graw-Hill, 1971.
3. Repetskiy O. V., Bui Manh Cuong. Fatigue life prediction of modern gas turbomachine blades // Proc. of the 21st ACMSSM-21. 7–10 Dec. Melbourne, 2010. P. 275–281.
4. Мехатроника: компоненты, методы, примеры / Б. Хайманн, В. Герт, К. Попп, О. В. Репецкий. Новосибирск : Изд-во СО РАН, 2010.
5. Буй Мань Кьонг. Проблемы компьютерного анализа усталостной прочности деталей машин с учетом влияния температуры // Вестник ИрГТУ. 2009. № 4. С. 59–98.
6. Серенсен С. В. Усталость материалов и элементов конструкций. Киев : Наукова думка, 1985.

O. V. Repetskiy, Bui Manh Cuong

DEVELOPMENT OF MATHEMATICAL MODELS OF DYNAMICS AND ESTIMATION OF FATIGUE LIFE OF TURBOMACHINES BLADES WITH ACCOUNT OF GEOMETRIC NONLINEARITY

The article presents the results of study of mathematical models of dynamics of turbomachine blades with account of geometric nonlinearity due to temperature and centrifugal forces. Also the authors give the results of calculation of fatigue life of turbomachine blades on the basis of the developed mathematical models. In addition, the authors offer a set of recommendations to improve the fatigue life of turbomachine blades with the account of rotation and uneven heating.

Keywords: turbomachine, vibration fatigue, fatigue life analysis, mathematical modeling, numerical methods, finite element method.

© Репецкий О. В., Буй Мань Кьонг, 2011