

УДК 621.36

Р.Л. ЗЕЛЕНСКИЙ, Ф.Ф. СИРЕНКО, Т.В. КУЛИК

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ И ФОРМЫ ДИСКА НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕГО РАДИАЛЬНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

Исследуется влияние формы диска, а также режимы работы газотурбинного двигателя на динамические характеристики радиальных перемещений контрольных точек на поверхности диска. Переходные характеристики получаем вследствие ступенчатого изменения температур, а также коэффициентов теплопроводности и теплообмена с холодного состояния до определенного режима с использованием метода конечных элементов. Эти динамические характеристики радиальных перемещений необходимы для создания быстросчетных моделей двигателя с учетом изменения радиального зазора между статором и ротором на переходных режимах работы.

Ключевые слова: *переходные характеристики, диск, постоянная времени, полотно диска, граничные условия.*

Введение

Для решения задач, связанных с созданием и эксплуатацией систем автоматического управления (САУ) ГТД с разработкой программ и алгоритмов управления, исследованием и отработкой динамических характеристик двигателя, требуются соответствующие математические модели, которые описывают статические и динамические свойства ГТД как объекта управления. Значение этих моделей в процессах разработки, создания, доводки и эксплуатации двигателей постоянно возрастает.

Это определяется целым рядом объективных факторов, основными из которых являются:

- усложнение схем конструкций и технологии производства двигателей, повышение стоимости материалов конструкции и, как следствие, очень высокая стоимость натурных испытаний; при этом практически невозможно осуществить натурные испытания во всех условиях эксплуатации, характерных для многорежимных двигателей;

- развитие вычислительной техники и алгоритмов моделирования, обеспечивающие возможность создания высокоточных и достаточно быстродействующих математических моделей двигателей, адекватно описывающих их рабочий процесс в различных условиях полета и на различных режимах работы двигателя.

Совершенствование математических моделей и их прямое использование в алгоритмах управления открывает новые возможности совершенствования этих алгоритмов и соответствующего повышения качества статических и динамических характери-

стик ГТД, функциональные свойства которых проявляются при работе ГТД в составе САУ совместно с измерительными, исполнительными и управляющими устройствами. Одним из направлений совершенствования САУ ГТД является обеспечение возможности экстренного вывода двигателя на максимальный режим работы с существенным сокращением или полным устранением периода прогрева деталей конструкции. Для двигателей летательных аппаратов военного назначения это позволяет повысить боеготовность, для двигателей транспортных и пассажирских летательных аппаратов это позволяет сократить время пребывания на аэродроме в условиях его большой загрузки, а для двигателей наземного применения это позволяет сократить время подключения газотурбинного привода к нагрузке в экстренных ситуациях.

Для решения этой задачи необходимо разработать динамическую математическую модель двигателя, которая учитывает влияние степени прогрева конструктивных деталей на характеристики рабочего процесса. Выполненные ранее исследования [1] показали, что основной вклад в изменение динамики двигателя при его неполном прогреве вносит изменение КПД турбины, обусловленное изменением радиального зазора, а значение этого зазора определяется прежде всего радиальной деформацией диска, так как характерное время прогрева лопатки и корпуса соизмеримо со временем переходных процессов в проточной части, а время прогрева диска – существенно больше.

В данной работе рассмотрены подходы к формированию упрощенной динамической модели ра-

диальных перемещений диска, которая может быть интегрирована с динамической моделью рабочего процесса для обеспечения учета влияния степени прогрева на динамику двигателя.

Оценка состояния проблемы

Эффективность охлаждаемых высоконагруженных турбин существенно зависит от потери энергии в периферийных сечениях рабочего колеса вследствие перетекания газа через радиальный зазор. Наличие нестационарных режимов работы турбины, а также изменение температуры газа на входе в широком диапазоне обуславливают значительное изменение радиального зазора, величина которого составляет $\bar{\delta} = \frac{\delta}{h} = 2,5...3\%$.

Опыт эксплуатации, а также многочисленные экспериментальные исследования показывают, что размеры зазоров между статором и ротором существенно влияют на КПД газотурбинного двигателя и, следовательно, на удельный расход топлива. Установлено, что увеличение радиального зазора рабочих лопаток турбины на 1% повышает удельный расход топлива $C_{уд}$ на 1,5...2%. Известно, что в диапазоне изменения относительной величины рабочего радиального зазора от нуля до $\bar{\delta}_{р.з} = 0,02$ потери КПД исследованных турбин равны приблизительно удвоенной величине этого зазора. При дальнейшем увеличении зазора интенсивность роста потерь КПД несколько снижается. Так, в диапазоне величин $\bar{\delta}_{р.з} = 0,02 \div 0,04$ эти потери составляют $\Delta\eta_T = (1,7 \div 1,8)\bar{\delta}_{р.з}$.

К основным факторам, определяющим величину радиальных зазоров, следует отнести силовые воздействия на статор и ротор двигателя, а также термические деформации их элементов. Отмечено также влияние размерности двигателя: изменение радиального зазора приводит к значительному уменьшению КПД турбины в двигателях меньшей размерности. Известно, что при работе ГТД монтажные сопряжения претерпевают существенные изменения. Расчетное определение гарантированного зазора с учетом влияния этих нагрузок является обязательным при проектировании двигателя. Эта задача обычно решается методом конечных элементов, позволяющим аналитическим путем отыскать деформации, возникающие как от отдельных локальных нагрузок, так и от всего их спектра.

Нестационарное изменение величины радиального зазора приводит к изменению основных параметров двигателя, например тяги. Тяга двигателя может возрастать от величины, соответствующей режиму малого газа, до максимальной очень быстро.

Далее наблюдается провал тяги, а затем тяга медленно возрастает, достигая проектной максимальной величины (по мере восстановления радиального зазора). Этот процесс может длиться несколько минут. Как показал опыт эксплуатации, провал тяги по сравнению с максимальной на 3,5...15% наблюдается через 20...60 с, когда самолет может оказаться в конце взлетной полосы и должен взлетать, т.е. в момент, когда требуется наибольшая тяга. Для компенсации провала тяги двигателя на взлетном режиме можно использовать кратковременное увеличение режима работы двигателя на взлетном режиме в течение 5 мин, однако это отрицательно сказывается на ресурсе.

При реализации этого способа регулирования требуется определить изменение радиального зазора в зависимости от тепловых процессов, протекающих в двигателе. Для выбора программы управления необходимо создать математическую модель двигателя, позволяющую анализировать его тепловое состояние.

В настоящее время динамические математические модели проточной части, в которых непосредственно как исходные используются геометрические характеристики турбин, не разработаны. Поэтому целесообразно воспользоваться имеющимися моделями на уровне решения уравнений совместной работы узлов двигателя [2], а влияние зазоров учесть путем соответствующей коррекции характеристик узлов.

Для определения зазоров необходимо разработать быстросчетную модель деформированного состояния ротора и статора двигателя, учитывающую начальную температуру деталей и динамику прогрева. Такая модель может быть выполнена на основе методических подходов, предложенных в работе [3]. В их основе - учет с помощью отдельных систем уравнений двух факторов: теплообмена элементов конструкции с газом (воздухом) и перемещений ротора и статора турбины под действием температурных и механических воздействий.

Перемещения ротора и статора для переходных режимов:

$$u_{р.дин} = \frac{P_{КВД}^*}{P_{КВД.б}^*} (u_{р.р})_б + \frac{n^2}{n_б^2} (u_{р.ф})_б + \frac{P_{КВД}^*}{P_{КВД.б}^*} (u_{р.гд})_б + u_{р.т}(\tau_0) + \int_{t_0}^t S_p(\tau) dV(\tau); \quad (1)$$

$$u_{ст.дин} = \frac{P_{КВД}^*}{P_{КВД.б}^*} (u_{ст.р})_б + \frac{P_{КВД}^*}{P_{КВД.б}^*} (u_{ст.гд})_б + u_{ст.т}(\tau_0) + \int_{t_0}^t S_{ст}(\tau) dV(\tau); \quad (2)$$

где $P_{КВД}^*$, $P_{КВД.б}^*$ - давление за КВД на расчетном и базовом режимах работы двигателя соответственно; n , $n_б$ - частота вращения ротора на расчетном и базовом режимах соответственно; $(u_{СТ.Р})_б$, $(u_{СТ.Р})_б$, $(u_{СТ.ГД})_б$ - перемещения контрольной точки на статоре турбины от воздействия сил давления, центробежных и газодинамических сил для базового режима; $(u_{Р.Р})_б$, $(u_{Р.Р})_б$, $(u_{Р.ГД})_б$ - перемещения контрольной точки на роторе турбины от воздействия сил давления, центробежных и газодинамических сил для базового режима; $S_P(\tau)$, $S_{СТ}(\tau)$ - переходные характеристики перемещений ротора и статора, описывающие их изменение во времени после единичного ступенчатого воздействия температуры, в момент времени τ при равновесном начальном распределении температур, $dV(\tau)$ - обобщенную функцию, которая содержит конечные скачки значений.

Постановка задачи

Для моделирования динамики двигателя с учетом зазоров предлагается использовать в качестве базовой переходную характеристику, полученную при расчете ротора с учетом значений температур, а также коэффициентов теплопроводности и теплообмена на базовом режиме с использованием метода конечных элементов. Для учета влияния режима и внешних условий работы двигателя базовую характеристику необходимо корректировать. Разработка методики такой коррекции является основной задачей данной работы.

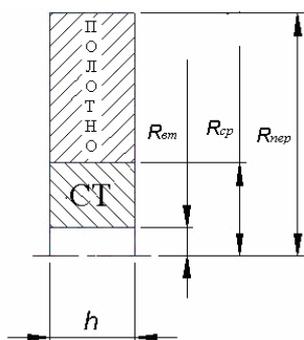


Рис. 1. Расчетная схема

Решение проблемы

Для исследования динамики радиальных перемещений диска при его прогреве выполнено моделирование переходных процессов, вызванных ступенчатым изменением входным воздействием, и

проанализирована входящая в выражение (1) переходная характеристика $S_P(\tau)$.

Рассмотрен диск с центральным отверстием (рис. 1). Он условно разбит на две части: полотно и ступицу. Для исследования влияния формы диска изменялись толщина ступицы и полотна таким образом, чтобы средний радиус, а также масса диска и его частей (полотна и ступицы) оставались неизменными. Геометрические параметры исследованных дисков представлены в табл. 1.

Таблица 1

Геометрические размеры расчетного диска

	R _{ВН} , мм	R _{СР} , мм	R _{ПЕР} , мм	h _{Поль} , мм	h _{СТ} , мм
Диск 1	8,5	27,55	72	25	25
Диск 2	13,66	27,55	72	25	30
Диск 3	8,5	27,55	79,31	20	25

В данном исследовании центробежные силы не учитывались. В качестве примера материала рассмотрен сплав ЭИ-711, широко применяющийся для изготовления дисков турбин.

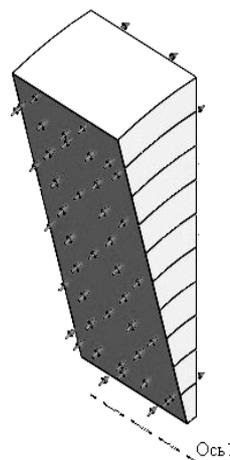


Рис. 2. Схема закрепления

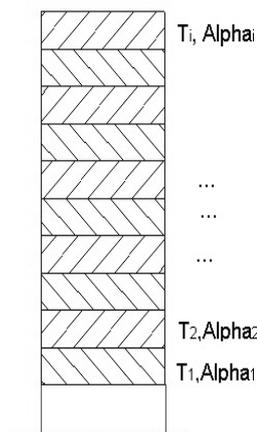


Рис. 3. Схема задания граничных условий

Диск нагружен температурными и механическими нагрузками. Параметрами, определяющими температурное поле диска, являются греющая температура (граничные условия 1 рода - $T_{гр}$) и условия охлаждения диска воздухом (граничные условия 3 рода - $T_{охл}$ и α_i).

Температуру $T_{охл}$ рассчитывают для каждого сегмента диска по формуле:

$$T_{охл i} = T_K + \frac{U_i^2}{2C_p} \quad (3)$$

где T_K - температура в сечении отбора воздуха для охлаждения диска; $U_i = \frac{\pi \cdot n}{30} R_i$ - окружная скорость

рость; n – частота вращения рассматриваемого диска; c_p – теплоемкость воздуха.

Необходимо также учесть, что для нахождения температуры охлаждающего воздуха, мы воспользовались эмпирической зависимостью от греющей температуры, которая была получена при анализе двухвального двигателя. Таким образом, соотношение выглядит так:

$$T_k = \frac{T_{ГР} + 100}{1,54}. \quad (4)$$

Расчет проводился с использованием метода конечных элементов в пакете прикладных программ Solid Works. Параметры сетки значительно влияют на точность расчетов. Поэтому были выполнены предварительные исследования, в результате которых выбрана равномерная треугольная сетка с катетом 2 мм, для которой ожидаемая погрешность определения радиальных перемещений не превышает 1%. Расчет выполнялся для сегмента диска, а влияние отброшенной части задавалось соответствующими граничными условиями. Схема закрепления представлена на рис. 2.

Для максимального режима были заданы значения $T_{ГР, \max} = 900$ К, $n_{\max} = 39000$ об/мин, $P_{к, \max} = 1,33$ МПа.

Для задания граничных условий теплообмена диска с охлаждающим воздухом торцевая поверхность была разбита на 10 равных участков (рис. 3). Значения коэффициентов теплоотдачи определялись с учетом изменения термогазодинамических параметров (частоты вращения, давления и температуры за компрессором). Для этого использованы результаты работы [4], в которой было получено, что при изменении режима коэффициенты теплоотдачи на всех участках диска изменяются пропорционально

$$k_{\alpha} = \left(\frac{n}{n_6}\right)^{0,8} \left(\frac{P_K}{P_{K,6}}\right)^{0,8} \left(\frac{T_K^*}{T_{K,6}^*}\right)^{-0,567} \quad (5)$$

В качестве базового был использован максимальный режим работы двигателя. Промежуточные режимы выбираются произвольно от малого газа $n_{м.г} = 0,6 \cdot n_{\max}$. Значения используемых параметров на промежуточных режимах работы, полученные с помощью термогазодинамической математической модели, приведены в табл. 3.

Пример результатов расчета перемещений при ступенчатом изменении режима работы двигателя приведен на рис. 4. Время этих переходных процессов существенно превосходит характерное время изменения режимов работы двигателя. Поэтому в первом приближении можно считать, что все параметры двигателя для этих характеристик изменяются скачкообразно.

Таблица 3

Значения термогазодинамических параметров на различных режимах

Режим	$\frac{n}{n_6}$	$\frac{P_K^*}{P_{K,6}^*}$	$\frac{T_{ГР}}{T_{ГР,6}}$	$\frac{T_K^*}{T_{K,6}^*}$	k_{α}
1	0,6	0,91	0,68	0,711	0,698
2	0,71	0,925	0,71	0,737	0,798
3	0,73	0,94	0,74	0,765	0,815
4	0,86	0,97	0,8	0,82	0,929
5	0,91	0,985	0,89	0,9	0,968
6	1	1	1	1	1

Для анализа полученных переходных характеристик будем использовать наиболее простую модель радиального перемещения контрольной точки на поверхности диска – представим его как инерционное звено, входной величиной которого является температура, определяющая тепловое состояние диска («греющая» температура). Дифференциальное уравнение такого звена и переходная характеристика имеют следующий вид:

$$T_u \frac{dU}{dt} + U = K_T \Delta T, \quad (6)$$

$$U(t) = K_T \Delta T \left(1 - \exp\left(-\frac{t}{T_u}\right) \right). \quad (7)$$

где T_u – постоянная времени перемещения диска от воздействия температуры;

K_T – коэффициент усиления;

U – перемещение контрольной точки;

ΔT – изменение температуры, определяющей тепловое состояние диска.

Значения динамических параметров диска (постоянных времени переходных процессов, а также коэффициентов усиления по температуре), полученные в результате идентификации перемещений диска (рис. 4) моделью (4), приведены в табл. 4.

На рис. 5 и 6 представлены полученные значения динамических параметров диска

$$\tilde{T}_u = \frac{T_u}{T_{u, \max}} \quad \text{и} \quad \tilde{K}_T = \frac{K_T}{K_{T, \max}}$$

в зависимости от параметров режима работы двигателя

$$\tilde{k}_{\alpha} = \frac{k_{\alpha}}{k_{\alpha, \max}} \quad \text{и} \quad \tilde{K}_T = \frac{K_T}{K_{T, \max}}.$$

Как видно, для всех дисков эти зависимости могут быть аппроксимированы одной линейной функцией.

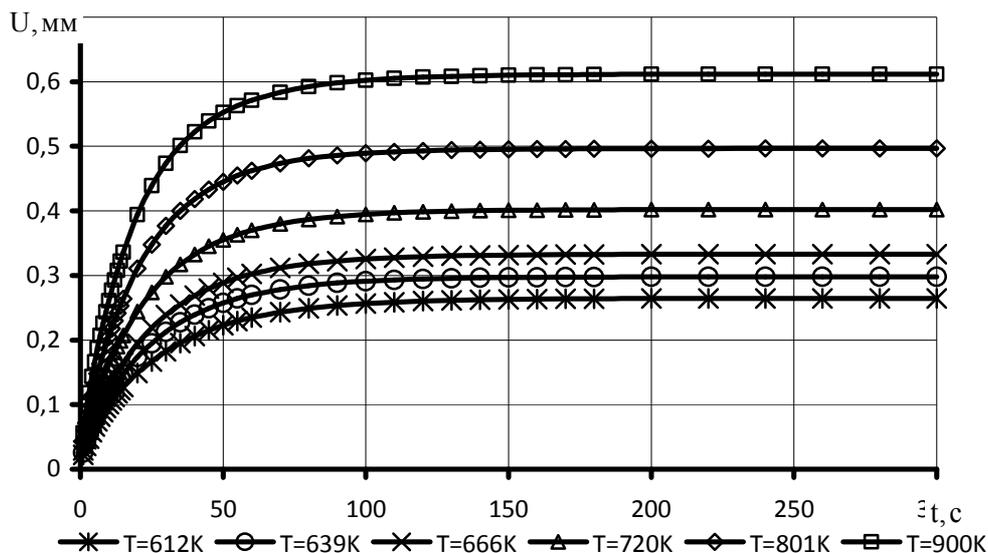


Рис. 4. Переходные характеристики перемещения контрольной точки при выходе на различные режимы для диска №1

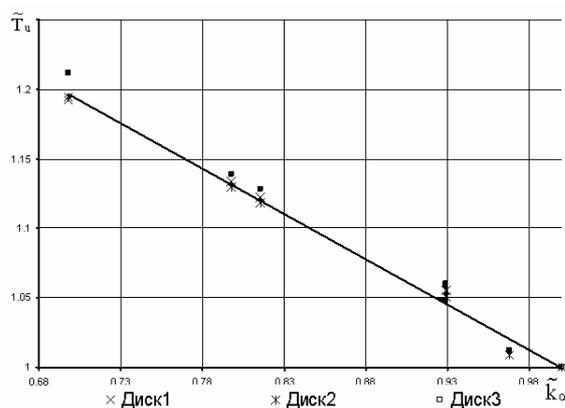


Рис. 5. Изменение относительной постоянной времени переходного процесса в зависимости от режима работы двигателя

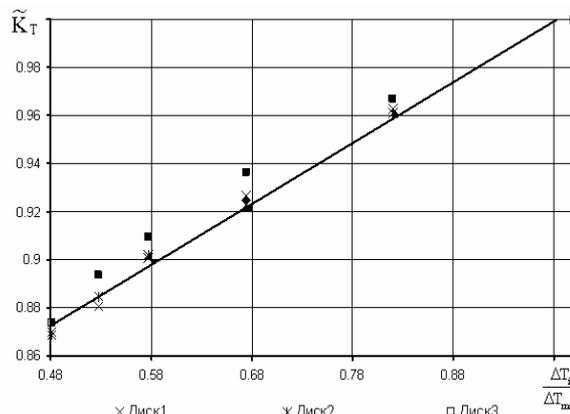


Рис. 6. Изменение относительного коэффициента усиления переходного процесса в зависимости от режима работы двигателя

Таблица 4

Постоянные времена, коэффициенты усиления и коэффициенты режима

	T _u , с			K _T , мм/К		
	Диск 1	Диск 2	Диск 3	Диск 1	Диск 2	Диск 3
1	52,083	52,632	49,261	0,00098	0,00096	0,00100
2	49,505	49,751	46,296	0,00099	0,00097	0,00104
3	49,020	49,261	45,8726	0,00102	0,00100	0,00106
4	46,083	46,296	43,104	0,00105	0,00102	0,00109
5	44,053	44,444	41,152	0,001096	0,00107	0,00112
6	43,668	44,053	40,650	0,00112	0,00111	0,0012

Заключение

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Изменение динамических параметров диска (постоянной времени и коэффициента усиления), определяющих радиальное перемещение его точек,

обусловленное термическими деформациями, не зависит от формы, а определяется объемом, величиной среднего диаметра, свойствами материала и схемой охлаждения диска.

2. Если значения динамических параметров диска известны для одного режима работы двигателя, их можно определить для любого другого режима.

3. Дальнейшие исследования необходимо направить на анализ радиальных перемещений диска под действие центробежных сил и контурной нагрузки от лопаток.

Литература

1. Моделирование динамики ГТД с учетом времени его предварительного прогрева / С.В. Епифанов, А.В. Олейник, Р.Л. Зеленский, С.Г. Коломийчук // Вестник двигателестроения. - 2005. - № 20. - С. 50-58.

2. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей: монография / С.В. Епифанов [и др]. - К.: Техніка, 1998. - 311 с.

3. Олейник А.В. Эксплуатационный мониторинг температурного состояния детали газотурбинного двигателя как задача динамики конечно – элементной модели в пространстве состояний / А.В. Олейник // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. - № 4/12. – С. 38-42.

4. Крикунов Д.В. Модель граничных условий конвективного теплообмена роторных деталей ГТД для систем учета выработки ресурса / Д.В. Крикунов, Д.Ф. Симбирский, А.В. Олейник // Авиационно-космическая техника и технология: сб. научн. тр. / М-во образования и науки Украины, Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». - Х., 2001. – Вып. 23. – С. 139-141

Поступила в редакцию 12.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой конструкции авиационных двигателей и энергоустановок С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РЕЖИМІВ РОБОТИ ДВИГУНА ТА ФОРМИ ДИСКА НА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЙОГО РАДІАЛЬНИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ

Р.Л. Зеленський, Ф.Ф. Сіренко, Т.В. Кулік

Досліджується вплив форми диска, а також режими роботи газотурбінного двигуна на динамічні характеристики радіальних переміщень контрольних точок на поверхні диска. Перехідні характеристики отримують внаслідок ступінчастого зміни температур, а також коефіцієнтів теплопровідності та теплообміну з холодного стану до певного режиму з використанням метода кінцевих елементів. Ці динамічні характеристики радіальних переміщень необхідні для створення швидкорозрахункових моделей двигуна з урахуванням зміни радіального зазору між статором і ротором на перехідних режимах роботи.

Ключові слова: перехідні характеристики, диск, постійна часу, полотно диска, граничні умови.

ANALYSIS OF THE ENGINE OPERATIONAL MODE INFLUENCE AND A SHAPE OF THE DISK ON DYNAMIC CHARACTERISTICS OF ITS RADIAL DISPLACEMENT

R.L. Zelenski, F.F. Sirenko, T.V. Kulik

Influence of the disk shape and gas turbine engine operation mode on dynamic characteristics of radial displacement of controlled points on the disk surface is analyzed. Transient characteristics were obtained as a result of a temperature, heat conduction and exchange coefficients step excitation from cold state to definite mode using finite element method. These dynamic characteristics of radial displacements are needed for making quick computing engine models with glance of a radial clearance change between stator and rotor on transient operational modes.

Key words: transient characteristics, disk, time constant, disk leaf, boundary conditions.

Зеленский Роман Леонидович – старший преподаватель кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: aedlab@gmail.com.

Сиренко Феликс Феликсович – аспирант кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: aedlab@gmail.com.

Кулик Тамара Васильевна – старший научный сотрудник кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: aedlab@gmail.com.