

ТУРБОМАШИНЫ И КОМБИНИРОВАННЫЕ ТУРБОУСТАНОВКИ

УДК 778.4:621.45.017

ОСОБЕННОСТИ АНАЛИЗА РЕЗУЛЬТАТОВ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ РАБОЧИХ КОЛЕС ТУРБОМАШИН

В.Г. Селезнев¹, Ю.И. Павлов², О.И. Ильинская²

¹ЦИАМ им. П.И. Баранова, Москва, Российская Федерация
e-mail: dep007@rtc.ciam.ru

²МАТИ — Российский государственный технологический институт имени К.Э. Циолковского”, Москва, Российская Федерация
e-mail: madam.ilinskaya@yandex.ru

Предложена методология трактовки результатов испытаний рабочих колес турбомашин с использованием метода голографической интерферометрии. Известно, что голографическая интерферометрия дает возможность получать практически полную информацию о формах и частотах колебаний любого колеса при отсутствии вращения, и сопоставление ее с данными тензометрирования на различных частотах вращения может расширить представления о деформированном состоянии рабочих колес турбомашин.

Ключевые слова: вынужденные колебания, автоколебания, уравнение Ван дер Поля, спектральный анализ, голографическая интерферометрия.

ANALYSIS OF TEST RESULTS OF TURBINE BLADED DISCS

V.G. Seleznev¹, Yu.I. Pavlov², O.I. Ilinskaya²

¹Federal State Unitary Enterprise “Baranov Central Institute of Aviation Engine”, Moscow, Russian Federation
e-mail: dep007@rtc.ciam.ru

²МАТИ — Russian State Technological University n.a. K.E. Tsiolkovskiy, Moscow, Russian Federation
e-mail: madam.ilinskaya@yandex.ru

Interpretation of testing results of the turbine bladed wheels obtained with the holographic interferometry method, is presented. It is known that this method gives a possibility to receive full information concerning the forms and frequencies of vibration of any wheel without rotation. Comparison of this information with the data of strain measurement at different rotational speeds gives more knowledge about the turbomachine bladed disc strain state.

Keywords: forced vibrations, self-excited vibrations, Van der Pol equation, spectral analysis, holographic interferometry.

Известно, что нагружение, а следовательно и прочность элементов рабочего колеса (РК) при его работе, зависит от аэродинамических и центробежных сил, однако реакция колеса на их действие обуславливается его конструкцией, которая в конечном итоге реализуется в виде форм и частот колебаний, которые могут или нет возбуждаться под действием этих сил. Поэтому информация о формах и частотах колебаний РК является необходимой при анализе данных, полученных при исследовании этого колеса на стенде в составе двигателя. Для

обеспечения в дальнейшем прочностных характеристик РК необходимо в первую очередь экспериментально исследовать его амплитудно-частотные характеристики на голографической установке или, что в большей степени соответствует экономическим реалиям настоящего времени, на современном лазерном виброметре PSVPolytec.

Имея изначально амплитудно-частотные характеристики РК в виде картин форм колебаний с соответствующими им частотами, а затем и данные тензометрирования этого колеса, можно провести анализ его работы с учетом знаний форм и частот колебаний, полученных ранее.

Существует несколько моделей для предсказания и объяснения деформированного состояния вращающихся колес турбомашин. Однако все они имеют существенный недостаток — ограниченное число экспериментальных точек по числу тензорезисторов, что не всегда позволяет достоверно судить о формах колебаний этих колес.

Известно, что голографическая интерферометрия дает возможность получать практически полную информацию о формах и частотах колебаний любого колеса при отсутствии вращения, сопоставление ее с данными тензометрирования на различных частотах вращения может расширить представление о деформированном состоянии исследуемого колеса. Поэтому прежде чем приступать к анализу данных тензометрирования колеса на двигателе, необходимо построить спектры его колебаний по интерферограммам, снятым на голографическом стенде.

В работе [1] было предпринято экспериментальное исследование физических особенностей процессов развития автоколебаний в рабочих лопатках модели компрессорной ступени. Ступень состояла из рабочего колеса и направляющего аппарата. Рабочее колесо имело 32 консольно-закрепленных на жестком диске лопатки.

Формы и частоты колебаний колеса, снятые на голографическом стенде, показаны на рис. 1.

Поскольку автоколебания лопаток возникали по первой изгибной форме в диапазоне приведенных окружных скоростей 330...380 Гц, то были сняты голографические интерферограммы форм колебаний отдельной лопатки этого колеса. На рис. 2 приведены голографические интерферограммы форм колебаний лопатки.

Кроме того, при исследовании взаимодействия гармонического и случайного возбуждений колебаний лопаток было отмечено [2], что на частоте вращения 227 Гц наибольшие из измеренных напряжений были зафиксированы на частоте второй гармоники 454 Гц. Эти напряжения возникли при резонансных колебаниях рабочего колеса по форме $1d + O$ (рис. 3).

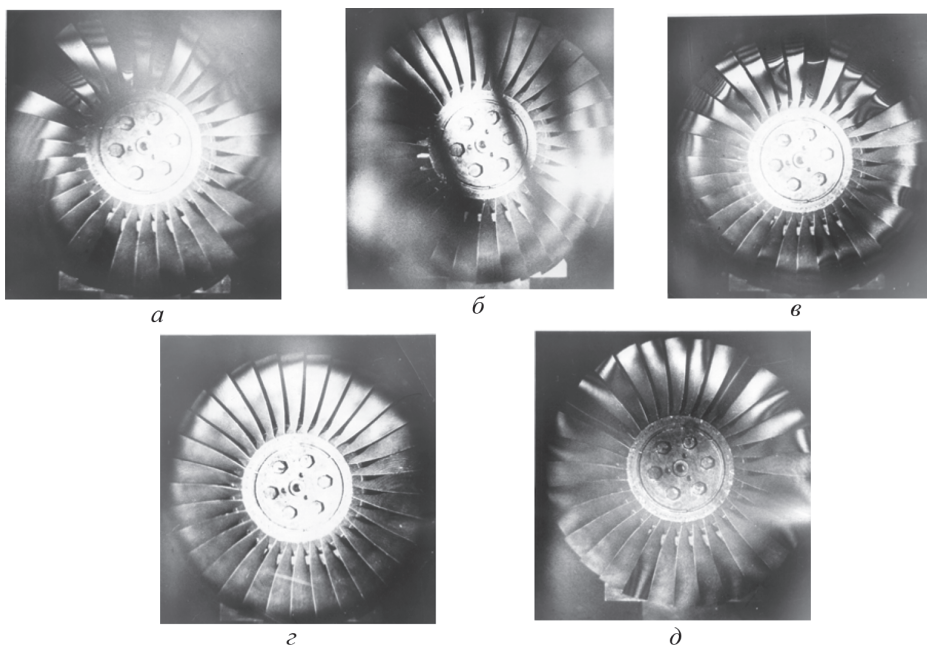


Рис. 1. Формы колебаний модели колеса компрессора на различных частотах:
a-d – 331, 438, 1021, 1348 и 2004 Гц соответственно

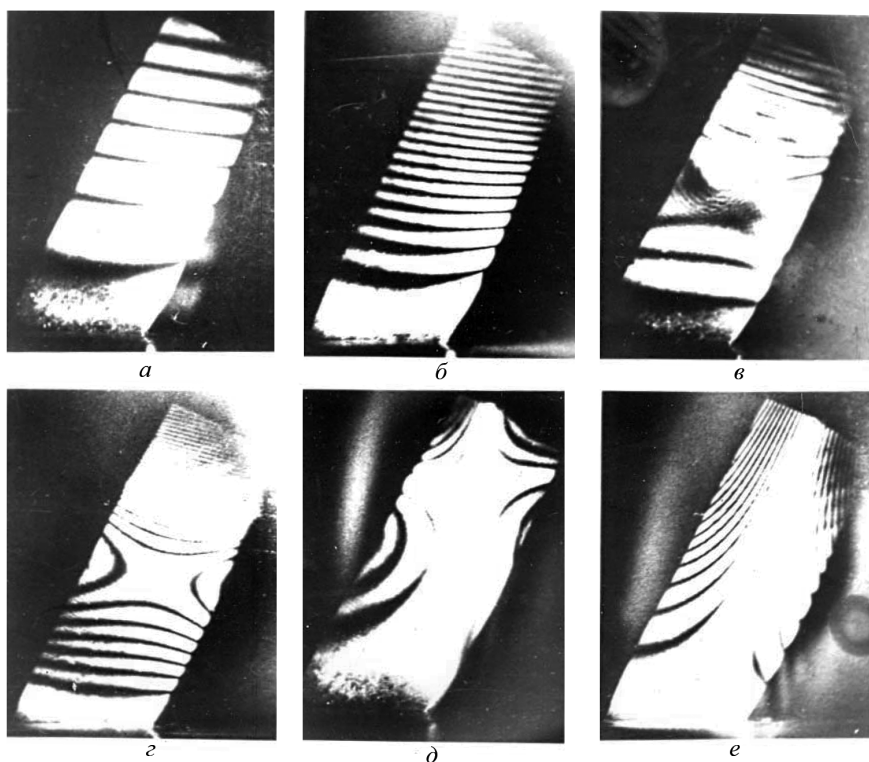


Рис. 2. Формы колебаний лопатки модели колеса компрессора на различных частотах:
a-e – 322, 351, 525, 1051, 1584 и 2151 Гц соответственно

Во время испытаний кроме тензометрирования лопаток проводилась запись пульсаций статического давления перед рабочим колесом. На рис. 4 показаны спектры колебаний лопатки и пульсаций потока на режиме возникновения автоколебаний, взятые из работы [1].

Если сравнить частоты в спектре колебаний лопатки (см. рис. 4) и частоты, полученные при снятии голографических интерферограмм колеса (см рис. 1), то можно заметить, что эти частоты близки: 331 и 335 Гц, 1021 и 1005 Гц, 1348 и 1340 Гц, 2004 и 2010 Гц, т.е. частоты колебаний колеса, полученные на голографическом стенде при отсутствии вращения, практически совпадают с частотами, полученными при вращении колеса на оборотах 335 Гц. Объяснить этот факт можно тем, что при линейной постановке задачи о малых амплитудах колебаний такой ситуации возникнуть не может. Однако в работе [3] было

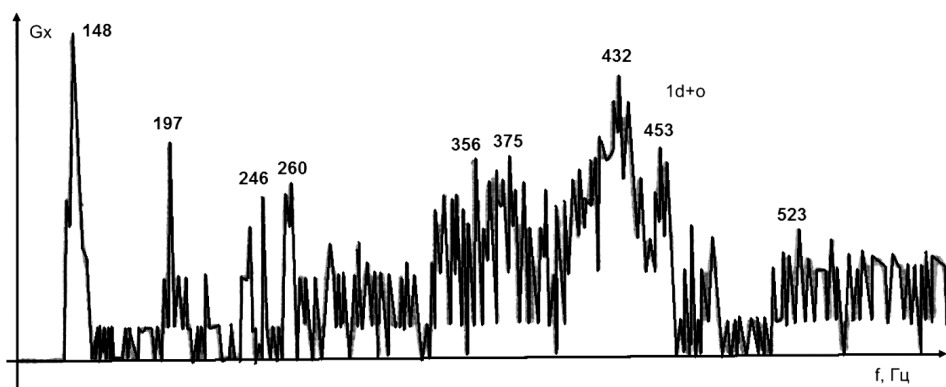


Рис. 3. Спектр колебаний модели колеса компрессора

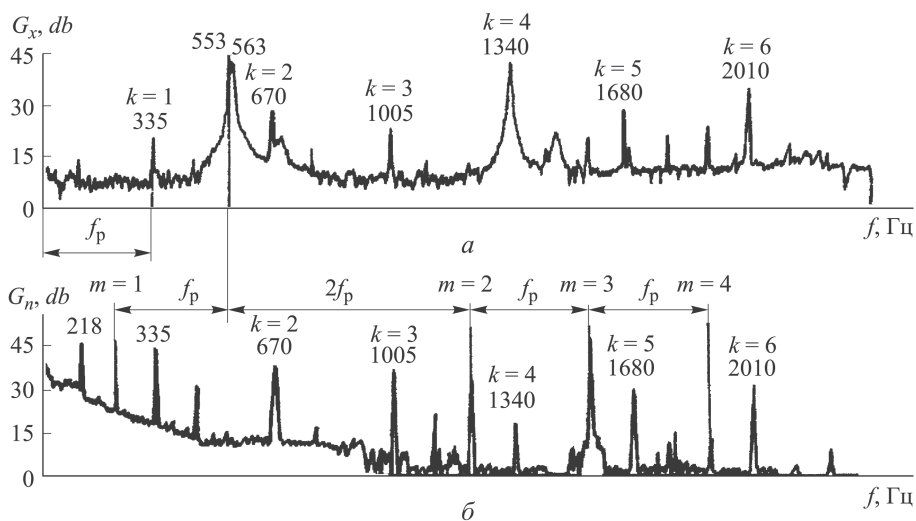


Рис. 4. Спектры колебаний лопатки (а) и пульсаций потока (б) на режиме возникновения автоколебаний

показано, что в правых частях уравнений для нормальных координат находятся члены, соответствующие колебаниям с частотами, равными суммам и разностям собственных частот системы. Таким образом, во втором приближении на нормальные колебания системы с частотами ω_α накладываются дополнительные колебания с комбинационными частотами $\omega_\alpha \pm \omega_\beta$. В третьем приближении среди комбинационных частот появляются частоты, совпадающие с исходными ω_α . Таким образом, частоты 1005, 1340 и 2010 Гц можно отождествить с формами колебаний колеса, приведенными на рис. 1. Что касается частоты 553 Гц, то она генерируется системой рабочее колесо–направляющий аппарат и равна $218 + 335 = 553$ Гц.

Взаимодействие между автоколебаниями и вынужденными колебаниями часто встречается при анализе колебаний роторов, где из-за наличия подшипников скольжения и внутреннего трения могут возникать автоколебания, а дебаланс ротора приводит к его возбуждению гармоническими силами.

Существенный вклад в изучение взаимного влияния автоколебаний и вынужденных колебаний был сделан А. Тондлом [4], который предложил различные варианты решений уравнения Ван дер Поля как аналитические, так и на ЭВМ.

При трактовке результатов, полученных при тензометрировании колес турбомашин, желательно исходить из некоторых общепринятых уравнений движения, чтобы выделить еще раз физическую сущность явления. Поэтому обратимся к уравнению Ван дер Поля в его классическом варианте:

$$\ddot{y} - \mu(1 - \beta y - \gamma y^2)\dot{y} + y = P \cos \Omega t.$$

Пользуясь средствами Math, решим это неоднородное дифференциальное уравнение второго порядка при заданных значениях $\beta = 0,5$, $\gamma = 1$ и $\mu = 0,01$. Значение P примем равным единице. Меняя значение относительной частоты возбуждения Ω от 0,7 до 1,28, получаем ряд решений (рис. 5) и построим график зависимости амплитуды колебаний от относительной частоты (рис. 6).

Из графика (рис. 6) и приложенных осциллограмм следует, что область $0,7 < \Omega < 1,28$ можно разбить на три части. Слева на графике при $\Omega = 0,9$ биения пропадают по мере роста величины Ω , при $\Omega = 1$ амплитуда колебаний достигает своего максимального значения, затем опять начинаются биения колебаний при $\Omega = 1,15$.

В радиотехнике уравнением Ван дер Поля описывают работу автогенератора на режиме синхронизации [5, 6]. Изменяя Ω относительно единицы, можно определить область синхронизации, а также области биения колебаний. В данном случае наличие биений указывает на то,

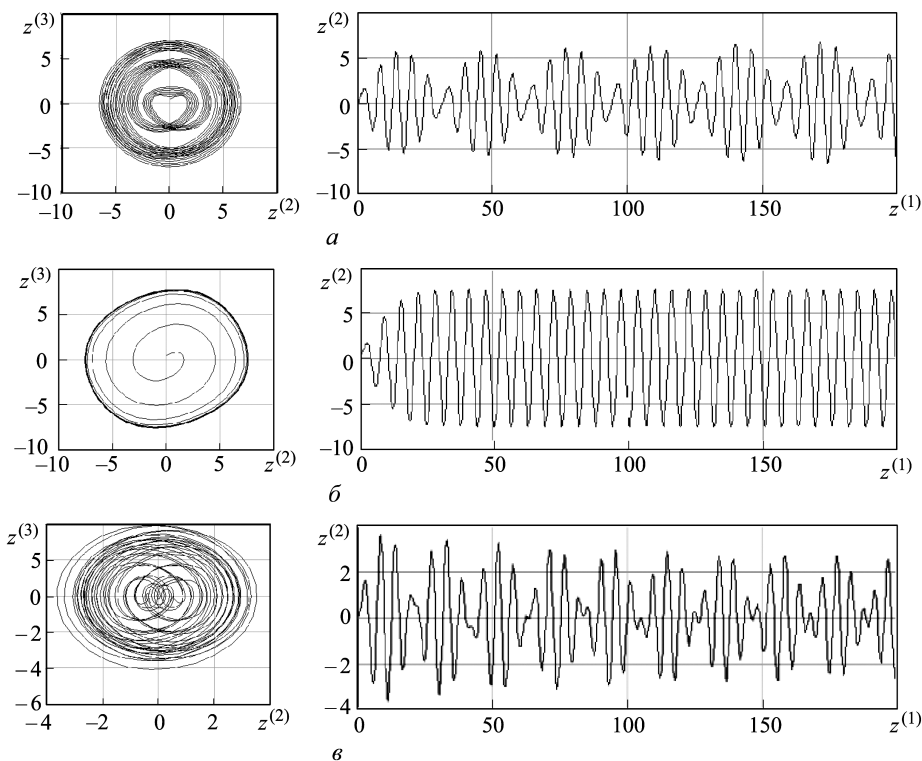


Рис. 5. Фазовые портреты (слева) и осциллограммы (справа), соответствующие уравнению Ван дер Поля при различных значениях параметра $\Omega = 0,9$ (а), 1 (б), 1,15 (в) соответственно

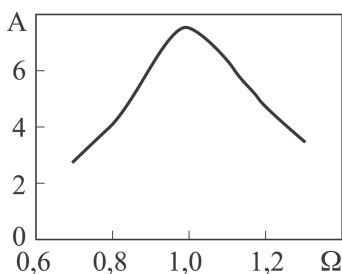


Рис. 6. Зависимость амплитуды вынужденных колебаний и автоколебаний от относительной частоты возбуждения Ω

что имеют место автоколебания и автогенератор на режиме синхронизации генерирует вынужденные колебания с частотой внешней гармонической силы. В рассмотренном примере область синхронизации составляет 20%. В практических случаях она не превышает обычно нескольких процентов.

Следует отметить также, что А. Тондл [4], анализируя процесс взаимодействия вынужденных и автоколебаний, сделал важный вывод о том,

что “в окрестности резонанса вынужденные колебания полностью компенсируют автоколебания и подавляют их”, т.е. значения вынужденных колебаний больше значений автоколебаний.

Поскольку из осциллограмм сигналов с тензодатчиков при анализе записей можно увидеть биения, то они могут быть отождествлены с наличием автоколебаний. На рис. 7 приведен пример осциллограмм и спектров колебаний рабочего колеса турбомашины при его работе в области биений и вынужденных колебаний.

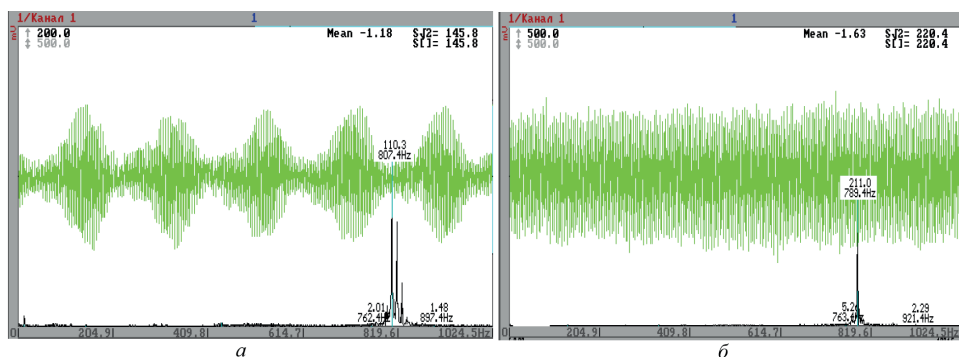


Рис. 7. Биения (а) и вынужденные колебания (б) рабочего колеса турбомашины

Закключение. 1. При анализе результатов тензометрирования рабочих колес турбомашин следует учитывать предварительно определенные экспериментальным путем частоты и формы колебаний исследуемого колеса, и это необходимо ввести в практику испытаний.

2. Проведенные исследования колебаний колес турбомашин показали, что наибольшие напряжения в лопатках таких систем имеют место на режимах возникновения вынужденных колебаний. Это следует из решения уравнения Ван дер Поля, поскольку при автоколебаниях лопатки колеблются с меньшими амплитудами, чем при вынужденных колебаниях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кулагина В.А., Родов А.Я., Федосова А.Н. Исследование процессов возникновения и развития автоколебаний в компрессорных лопатках // *Аэроупругость лопаток турбомашин*. 1983. Вып. 2. Труды ЦИАМ № 1064. С. 254–266.
2. Кулагина В.А., Набатова Н.А., Родов А.Я. Исследование взаимодействия гармонического и случайного возбуждения колебаний лопаток компрессора // *Аэроупругость лопаток турбомашин*. 1983. Вып. 2. Труды ЦИАМ № 1064. С. 141–151.
3. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. *Механика*. М.: ГИФМЛ, 1958. 206 с.
4. Тондл А. *Автоколебания механических систем*. М.: Мир, 1979. 429 с.
5. Мигулин В.В., Медведев В.И., Мустель Е.Р., Парыгин В.Н. *Основы теории колебаний*. М.: Наука, 1988. 391 с.
6. Ден-Гартог Дж.П. *Механические колебания*. М.: ГИФМЛ, 1969. 580 с.

REFERENCES

- [1] Kulagina V.A., Rodov A.Ya., Fedosova A.N. Research of initiation and development of self-oscillations in compressor blades. *Aerouprugost' lopatok turbomashin* [Aeroelasticity of turbomachine blades], 1983, iss. 2. *Sb. Tr TsIAM* [Proc. Int. TsIAM], no. 1064, pp. 254–266 (in Russ.).
- [2] Kulagina V.A., Nabatova N.A., Rodov A.Ya. Aeroelasticity of turbomachine blades, 1983, iss. 2. *Sb. Tr. TsIAM* [Proc. Int. TsIAM], no. 1064, pp. 141–151 (in Russ.).
- [3] Landau L.D., Lifshits E.M. *Mekhanika* [Mechanics]. Moscow, GIFML Publ, 1958. 206 p.

- [4] Tondl A. Avtokolebaniya mekhanicheskikh system [Self-oscillations of mechanical systems]. Moscow, Mir Publ., 1979. 429 p.
- [5] Migulin V.V., Medvedev V.I., Mustel' E.R., Parygin V.N. Osnovy teorii kolebaniy [Fundamentals of oscillation theory]. Moscow, Nauka Publ., 1988. 391 p.
- [6] Den-Gartog J.P. Mekhanicheskie kolebaniya [Mechanical oscillations]. Moscow, GIFML Publ., 1969. 580 p. (Russ. ed.).

Статья поступила в редакцию 10.02.2014

Селезнев Валерий Григорьевич — старший научный сотрудник Центрального института авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. Автор более 30 научных работ в области машиностроения.

Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, Российская Федерация, 111116, Москва, Авиамоторная ул., д. 2.

Seleznev V.G. — senior researcher of the Federal State Unitary Enterprise “Baranov Central Institute of Aviation Engine”. Author of more than 30 publications in the field of mechanical engineering.

Federal State Unitary Enterprise “Baranov Central Institute of Aviation Engine”, Aviamotornaya ul. 2, Moscow, 111116 Russian Federation.

Павлов Юрий Иванович — канд. техн. наук, профессор МАТИ – РГТУ им. К.Е. Циолковского. Автор более 60 научных работ в области машиностроения.

МАТИ – РГТУ им. К.Е. Циолковского, Российская Федерация, 121552, Москва, Оршанская ул., д. 3.

Pavlov Yu.I. — Cand. Sci. (Eng.), professor of MATI – Russian State Technological University n.a. K.E. Tsiolkovsky. Author of more than 60 publications in the field of mechanical engineering.

МАТИ – Russian State Technological University n.a. K.E. Tsiolkovsky, Orshanskaya ul. 3, Moscow, 121522 Russian Federation.

Ильинская Ольга Игоревна — канд. техн. наук, доцент МАТИ – РГТУ им. К.Е. Циолковского. Автор 25 научных работ в области машиностроения.

МАТИ – РГТУ им. К.Е. Циолковского, Российская Федерация, 121552, Москва, Оршанская ул., д. 3.

Ilinskaya O.I. — Cand. Sci. (Eng.), assoc. professor of MATI – Russian State Technological University n.a. K.E. Tsiolkovsky. Author of 25 publications in the field of mechanical engineering.

МАТИ – Russian State Technological University n.a. K.E. Tsiolkovsky, Orshanskaya ul. 3, Moscow, 121522 Russian Federation.