УДК 621.4+621.5

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВХОДНОГО УЧАСТКА ШНЕКО-ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ КОМБИНИРОВАННОГО НАСОСА НА ВИБРАЦИОННОЕ И ПУЛЬСАЦИОННОЕ СОСТОЯНИЯ

©2012 С. А. Гафуров, Л. В. Родионов, А. Н. Крючков,
Г. М. Макарьянц, Е. В. Шахматов

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Рассмотрено изменение вибрационного и пульсационного состояния шнеко-центробежной ступени комбинированного насосного агрегата серии НК при различных конструктивных вариантах его входного участка. Оценены четыре варианта конструкции входного участка.

Шнеко-цетробежный насос, сливная магистраль, обратные токи, вихревые токи, пульсации давления, виброускорение.

По современным представлениям перспективные авиационные двигатели должны иметь в 1,5…2 раза увеличенный ресурс и надёжность, на 10…15% улучшенную экономичность, в 1,5…2 раза меньшую массу и трудоёмкость технического обслуживания, пониженный уровень шума на 20…30 EPN дБ и уменьшенную в 2…3 раза эмиссию вредных веществ. Такое значительное улучшение характеристик двигателя требует решения ряда научно-технических проблем, в числе которых и создание более совершенной системы топливоподачи двигателя.

При работе систем топливопитания в составе авиационного двигателя на них действуют значительные вибрационные нагрузки. Известно, что повышенные вибрации и пульсации давления в системах топливопитания авиационных двигателей неблагоприятно влияют на устойчивость рабочего процесса в камере сгорания, на точность работы систем регулирования, на усталостную прочность элементов конструкции и на динамические нагрузки роторов и их опор. Поэтому при проектировании двигателей необходимо знать закономерности вибрационно-пульсационных процессов, возникающих в системе подачи топлива.

Топливные насосы современных форсажных двигателей, установленных на высотных летательных аппаратах (прежде всего самолётах стратегической и дальней авиации), испытывают значительные динамические нагрузки. Часто они выполняются комбинированными (включающими подкачивающую шнеко-центробежную ступень (ШЦС) и основную шестерённую ступень (ШС)) и подвержены интенсивным скрытым кавитационным процессам. Наличие последних связано с многорежимностью подкачивающих ступеней, обеспечивающих широкий диапазон расходов в основную и форсажную камеры сгорания двигателя.

Лопастные насосы из-за конечного числа лопаток и отрывных течений порождают интенсивные пульсации давления в собственных трактах и в подключенных к ним гидромагистралях, вызывая при этом интенсивные вибрации элементов конструкции.

В качестве объекта исследования выбрана ШЦС комбинированного насосного агрегата газотурбинного двигателя (рис.1).

Рассматриваемый насос состоит из ШС и ШЦС, расположенных в отдельных корпусах, но соединённых посредством проставки в один агрегат. ШС и ШЦС установлены на один вал. Крутящий момент от ШС передаётся к ШЦС посредством промежуточной рессоры. Насос входит в

состав топливорегулирующей системы двигателя. Шнек двухзаходный, крыльчатка состоит из 11 лопаток, шестерни имеют по 11 зубьев. На входном участке ШЦС (перед шнеком) имеются патрубки для присоединения сливных и перепускных магистралей.

Штатная конструкция имеет три разделительных радиальных ребра, установленные перед шнеком (рис.1). Установка разделительных рёбер способствует уменьшению потерь в подводе и повышению равномерности потока за счёт уменьшения закрутки потока перед шнеком. Предварительные экспериментальные и численные исследования штатной конструкции насосного агрегата позволили сделать выводы о том, что в подводящем питающем трубопроводе практически на всех режимах работы присутствует сильная закрутка потока рабочей жидкости [1].

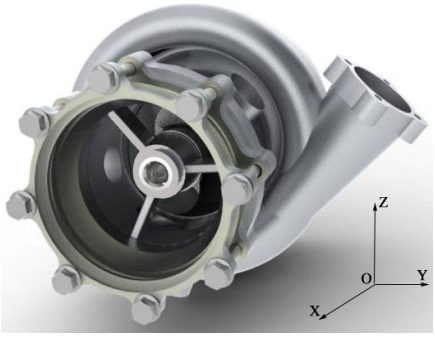

Рис. 1. Штатная конструкция шнеко-центробежной ступени насосного агрегата

Для оценки вибрационного и пульсационного состояния ШЦС были рассмотрены следующие конструкции его входного участка:

1. Перенос со входа в ШЦС сливных и перепускных магистралей от агрегатов в питающий трубопровод на расстояние 2 м от входа в шнек (рис.2).

2. Установка экрана перед шнеком на вход ШЦС с образованием осевого зазора между задним торцом экрана и корпусом улитки (рис. 3).

3. Установка на вход в ШЦС, в дополнение к экрану, проставочного кольца (рис. 3) для закрытия осевого зазора между корпусом улитки и торцом экрана.

4. Установка на вход ШЦС, помимо экрана и проставочного кольца, обтекателя, устанавливаемого на вал для предотвращения перетечек от ШС (рис.4).

Перенос сливных и перепускных магистралей в питающий трубопровод позволит оценить их влияние на закрутку потока рабочей жидкости [2].

Экран устанавливается на место передней опоры. Это потребовало доработки входа ШЦС (убрана передняя опора, и расточен внутренний диаметр входного участка корпуса). Экран представляет собой перфорированную цилиндрическую деталь с фланцем на конце и имеет шесть радиальных разделительных рёбер. Такая конструкция призвана «успокоить» поток на входе в насос за счёт разбиения его на более мелкие составляющие, а также выровнять поток, поступающий из питающего трубопровода (вход в насос разбивается на шесть секторов). Перфорированная часть экрана необходима для разбиения потока из сливных и перепускных магистралей на более мелкие составляющие. Экран имеет 60 отверстий диаметром 5 мм и 4 мм в два ряда. При установке экрана в насос имеется зазор между задним торцом экрана и корпусом улитки, величина которого составляет 3 мм. Данный зазор необходим для того, чтобы выбрать наилучший способ разбиения потока рабочей жидкости из сливных и перепускных магистралей. При этом суммарное сопротивление данного зазора сопоставимо с сопротивлением отверстий, выполненных в цилиндрической части экрана.

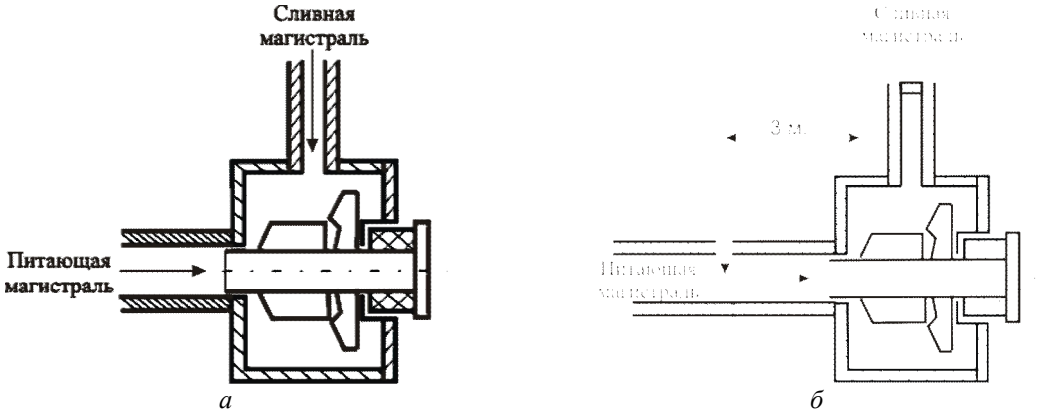

Рис. 2. Схема питания насосного агрегата:
а - штатное расположение сливных магистралей;
б - перенос сливных магистралей в питающий трубопровод

а *б*

Рис. 3. Внешний вид экрана с проставочным кольцом (а)
и ШЦС насоса с установленным в неё экраном (б)

Рис. 4. Конструкция ШЦС с экраном, кольцом и обтекателем

Третьим мероприятием является доработка входного участка с помощью установки дистанционного кольца для ликвидации осевого зазора между корпусом и задним торцом экрана. Закрытие этого зазора приводит к тому, что весь расход из сливных и перепускных магистралей попадает в проточную часть ШЦС через отверстия в цилиндрической части экрана.

Для исключения попадания высокочастотных пульсаций давления от ШС на вход в шнек в дополнение к экрану и дистанционному кольцу был установлен обтекатель. Установка обтекателя также должна положительно сказаться на облагораживании структуры течения на входе в насос.

Описанные мероприятия должны привести к снижению вибрационного и пульсационного состояния насосного агрегата [3].

В качестве рабочей жидкости использовался керосин. В процессе исследования было обеспечено измерение частоты вращения ротора ШЦС, статического давления топлива, пульсаций давления, расходов топлива, сигналов виброускорений с вибродатчиков, температуры рабочей жидкости. Большинство параметров регистрировалось и обрабатывалось при помощи 24-канального анализатора вибрационных, акустических и тензометрических сигналов – LMS SCADAS Mobile. При проведении измерений динамических параметров были использованы 16 каналов из 24 возможных.

Запись и обработка полученных экспериментальных данных производилась с помощью программного обеспечения LMS Test.Xpress, которое в режиме реального времени выполняет одновременную спектральную обработку, вычисления, регистрацию и визуализацию сигналов.

Для измерения в трёх плоскостях виброускорения на проставке между ступенями комбинированного насоса использовался трёхкомпонентный датчик вибраций, расположенный на фланце питающего трубопровода (рис. 5).

Испытания насосного агрегата проводились в различных режимах работы (всего в 21 режиме), соответствующих эксплуатационным режимам двигателя, и выбранным на основе статистики по сочетаниям: частота вращения привода насосного агрегата – расход топлива через ШЦС и давление топлива на выходе ШС – расход топлива через ШС.

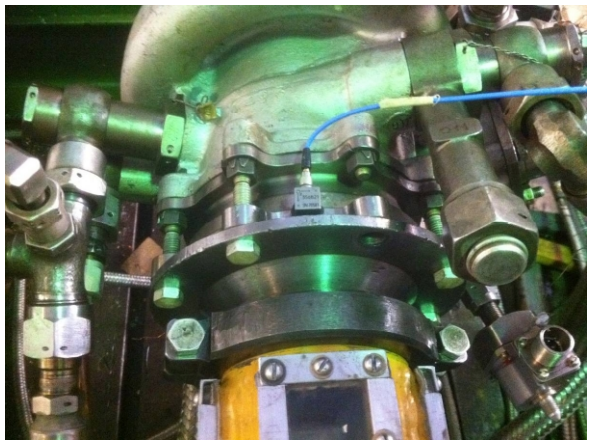

Рис. 5. Расположение трёхкомпонентного датчика вибрации

На рис. 6–14 показаны основные измеренные показатели пульсационного и вибрационного состояния ШЦС. Графики изменения статического давления испытуемого насоса на соответствующих режимах его работы для различных вариантов входного участка приведены на рис. 6, 7. Результаты пульсационного и вибрационного анализа представлены на рис. 8–10. Величины динамических параметров представлены в среднеквадратических значениях (СКЗ), а значения статических параметров усреднены.

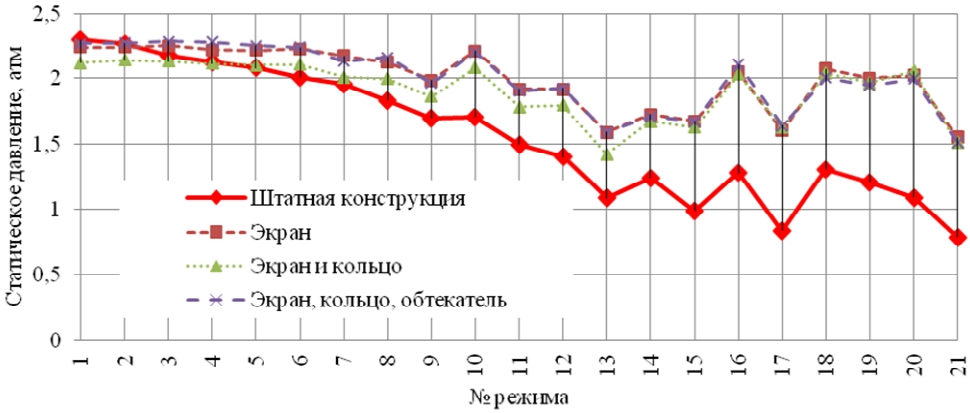

Рис. 6. Средние значения статического давления во входном трубопроводе

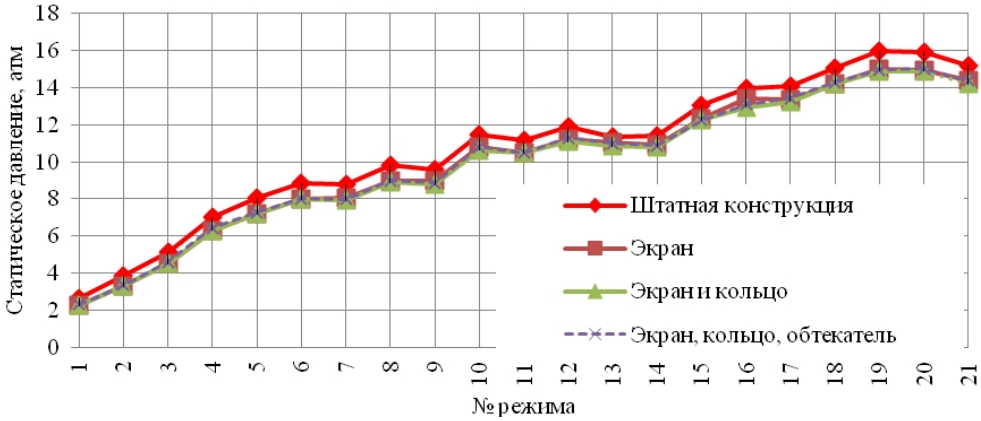

Рис. 7. Средние значения статического давления в области выхода из ШЦС

Замеры статического давления на входе и выходе из ШЦС показывают, что во всех случаях изменения конструкции её входного участка практически на всех режимах работы насосного агрегата наблюдается повышение уровня входного давления (при пониженных режимах работы увеличение на 5-10%, с повышением режима работ – до 96%) при несколько пониженном выходном давлении (на 5-7%) относительно штатной конструкции входного участка ШЦС. В первом приближении это позволяет сделать вывод о том, что среднее значение силы, действующей на ротор ступени, должно снизиться.

Из рис. 8 видно, что при всех вариантах изменения конструкции входного участка ШЦС наблюдается снижение СКЗ колебаний давления топлива в среднем на 10...20% относительно штатного варианта входного участка. В этом случае четвёртый вариант входного участка является наилучшим.

Рис. 8. СКЗ пульсаций давления в трубопроводе за 600 мм до входа в ШЦС

Для более детального исследования завихренной структуры потока на входе в ШЦС для различных режимов работы были проанализированы сигналы с зонда, установленного вблизи корпуса улитки до шнека. Полученные данные, предоставляемые с него, являются разницей статических давлений жидкости, замеряемых по направлению её течения и против него. На рис. 9 представлена характерная для всех режимов картина изменения сигнала с зонда для различных вариантов конструкции.

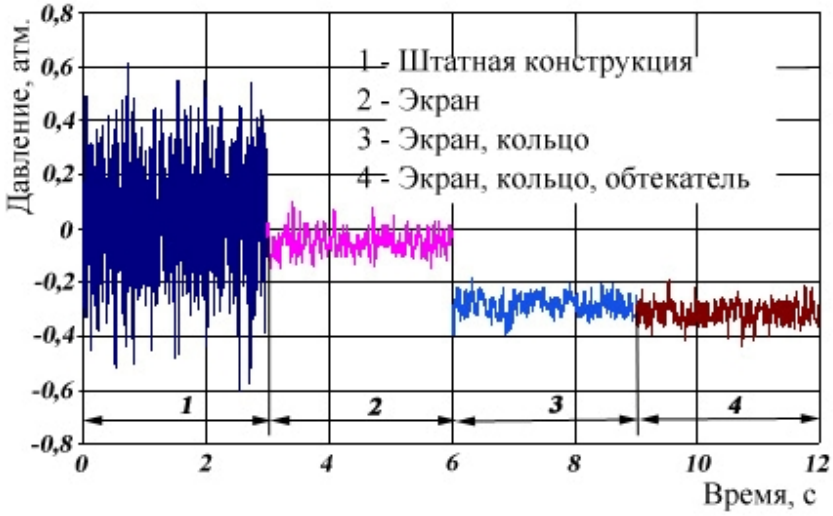

Рис. 9. Влияние конструкции ШЦС на завихрение потока в области входа в насосный агрегат (сигналы)

Из рис.9 видно, что изменение конструкции приводит к улучшению структуры потока (снижению интенсивности обратных токов) на входе в шнеко-центробежный насос. Это снижает пульсационную нагруженность насоса и, в свою очередь, должно снижать его вибрационную нагруженность.

На рис. 10 приведено изменение СКЗ пульсаций давления на выходе из ШЦС. Видно, что изменение конструкции входного участка ШЦС практически не влияет на СКЗ пульсаций давления в области отвода улитки на выходе из центробежного колеса.

На рис. 11–14 представлены СКЗ изменения виброускорения для различных вариантов конструкции насосного агрегата.

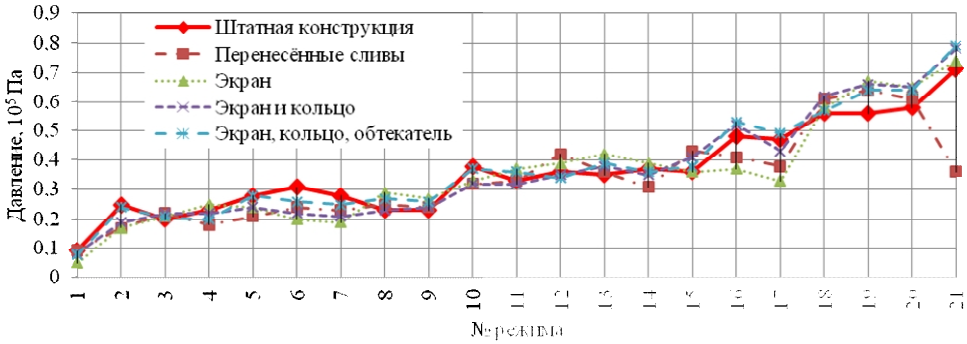

Рис. 10. СКЗ пульсаций давления на выходе из ШЦС

Рис. 11. СКЗ виброускорения на входе в ШЦС по оси вращения ротора в плоскости XOY

Рис. 12. СКЗ виброускорения на входе в ШЦС перпендикулярно оси вращения ротора в плоскости YOZ

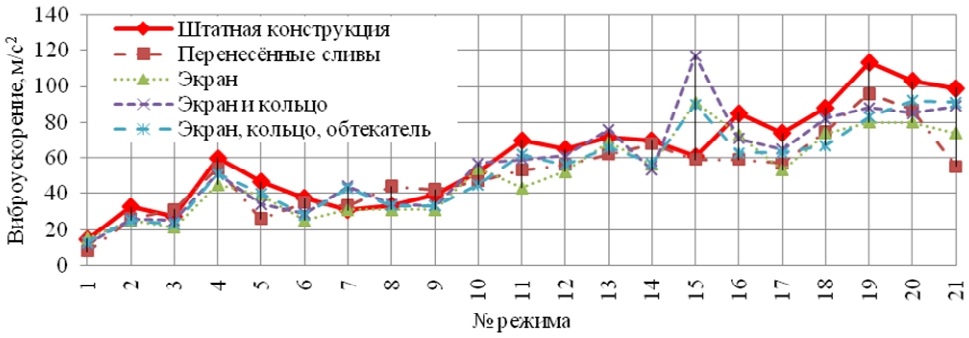

Рис. 13. СКЗ виброускорения на входе в ШЦС перпендикулярно оси вращения ротора в плоскости XOZ

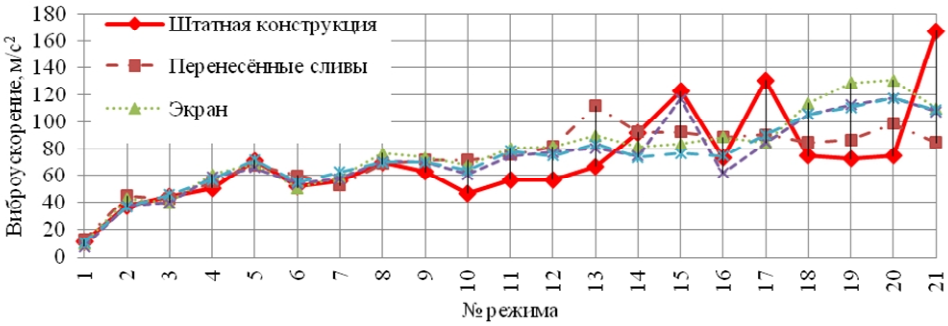

Рис. 14. СКЗ виброускорения на фланце соединения ступеней по оси вращения ротора в плоскости XOY

Анализ вибрационного состояния насосного агрегата позволяет сделать вывод о том, что с ростом режима его работы общая вибронагруженность агрегата также возрастает. Видно, что на пониженных режимах работы (№ 1–10) конструктивные изменения входного участка агрегата в плоскости XOY оказывают положительное влияние на уменьшение его вибронагруженности (на 30…40%). На повышенных же режимах работы (№ 10–21) наблюдается увеличение вибрационной нагруженности агрегата (на 20…30%) по сравнению со штатным входом. Причиной этому являются возникающие неудовлетворительные углы набегания потока на рабочие поверхности центробежного колеса. В плоскости YOZ практически на всех режимах работы ШЦС наблюдается снижение её вибронагруженности по сравнению со штатной конструкцией (на 5…35%). В плоскости XOZ во всех вариантах конструкции практически на всех режимах работы наблюдается снижение вибронагруженности насосного агрегата в среднем на 5–7%.

Исходя из полученных данных наиболее оптимальным является четвёртый вариант конструкции входа ШЦС.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Гафуров, С.А. Разработка численной модели рабочего процесса в топливном шнеко-центробежном насосе [Текст] / С.А. Гафуров, М.Г. Михеев, Л.В. Родионов, А.Н. Крючков, Е.В. Шахматов // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та. –2011. - №3(27). – С. 254-263.

2. Зайцев, Д.К. Окружные неоднородности в турбулентном закрученном течении по кольцевому каналу: завихрители с тангенциальным входом [Текст] / Д.К. Зайцев, Е.М. Смирнов // Тез. докл. всерос. конф. 9-11 апреля 2002. – М.: ОИВТ РАН, 2002. – С. 31-32.

3. Шапиро, А.С. Структура реального течения в центробежных и осевых насосов [Текст] / А.С. Шапиро. – М.: МГИУ, 2004. – 280 с.

THE INFLUENCE OF A COMBINED PUMP'S AUGER-CENTRIFUGAL STAGE INLET DESIGN ON ITS VIBRATION AND PULSATION STATES

©2012 S. A. Gafurov, L. V. Rodionov, A. N. Kryuchkov,
G. M. Makaryants, Ye. V. Shakhmatov

Samara State Aerospace University named after academician S.P.Korolyov
(National Research University)

The paper is devoted to variations in the vibration and pulsation states of the auger-centrifugal stage of an NK series combined pump unit with different variants of its inlet design. Four variants of the inlet design are considered.

Auger-centrifugal pump, drain line, reverse flows, vortex flows, pressure pulsations, vibration acceleration.

Информация об авторах

Гафуров Салимжан Азатович, аспирант кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: sa.gafurov@gmail.com. Область научных интересов: гидродинамика, численные методы, лопаточные машины.

Родионов Леонид Валерьевич, кандидат технических наук, ассистент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: rl63@bk.ru. Область научных интересов: гидравлика, объемные гидромашины.

Крючков Александр Николаевич, доктор технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: kan@ssau.ru. Область научных интересов: акустика, лопаточные и объёмные насосы.

Макарьянц Георгий Михайлович, кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: mak-georgy@yandex.ru. Область научных интересов: внутренняя акустика, динамические измерения.

Шахматов Евгений Владимирович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: shakhm@ssau.ru. Область научных интересов: виброакустика.

Gafurov Salimzhan Azatovich, postgraduate student, the department of automatic systems of power plants, Samara State Aerospace University named after academician S.P.Korolyov (National Research University). E-mail: sa.gafurov@gmail.com. Area of research: fluid dynamics, numerical methods, blade machines.

Rodionov Leonid Valeryevich, candidate of engineering, assistant, the department of automatic systems of power plants, Samara State Aerospace University named after academician S.P.Korolyov (National Research University). E-mail: r163@bk.ru. Area of research: hydraulics, positive-displacement hydraulic machines.

Kryuchkov Alexander Nikolaevich, doctor of engineering, associate professor, the department of automatic systems of power plants, Samara State Aerospace University named after academician S.P.Korolyov (National Research University). E-mail: kan@ssau.ru. Area of research: acoustics, blade and positive-displacement hydraulic machines.

Shakhmatov Yevgeniy Vladimirovich, doctor of engineering, professor, the department of automatic systems of power plants, Samara State Aerospace University named after academician S.P.Korolyov (National Research University). E-mail: shakhm@ssau.ru. Area of research: vibroacoustics.

Makaryants Georgiy Mikhailovich, candidate of engineering, associate professor, the department of automatic systems of power plants, Samara State Aerospace University named after academician S.P.Korolyov (National Research University). E-mail: mak-georgy@yandex.ru. Area of research: internal acoustics, dynamic measurements.