

УДК 62-251

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СХЕМЫ ТОПЛИВОПИТАНИЯ НА ПУЛЬСАЦИОННО-ВИБРАЦИОННОЕ СОСТОЯНИЕ НАСОСНОГО АГРЕГАТА

© 2012 С.А. Гафуров¹, В.И. Перминов², Л.В. Родионов¹, А.Н. Крючков³, Е.В. Шахматов¹

¹Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королева
(национальный исследовательский университет)

²ОАО «КУЗНЕЦОВ», Россия, Самара

³Институт акустики машин при СГАУ, Самара

Поступила в редакцию 11.04.2012

Топливные агрегаты, как правило, соединены с множеством трубопроводных магистралей: напорной, перепускной, сливной и всасывания. В работе рассмотрены вопросы влияния месторасположения и конструкции перепускной и сливной магистралей на пульсационно-вibrationное состояние насосного агрегата на примере топливного комбинированного насоса газотурбинного двигателя.

Ключевые слова: топливные агрегаты, трубопроводные магистрали, пульсационно-вibrationное состояние, насосный агрегат.

Надежность силовых установок двигателей летательных аппаратов во многом определяется функционированием систем топливопитания и регулирования. Одним из наиболее ответственных узлов данных систем являются насосные агрегаты. Известны многочисленные случаи отказов и аварий авиационной техники по причине выхода из строя данных агрегатов. Наиболее остро эта проблема стоит для форсированных силовых установок, работающих в жестких условиях эксплуатации. Насосные агрегаты относятся к числу наиболее нагруженных элементов силовых установок, при этом напряжения в деталях качающихся узлов насосов сравнимы лишь с напряжениями наиболее нагруженных элементов двигателей. Вследствие этого ресурс насосов, как правило, в 2–3 раза ниже ресурса самих силовых установок, величина которых, как правило, составляет от 15 до 20 тысяч моточасов.

Топливные насосы современных форсажных двигателей, установленных на высотных летательных аппаратах (прежде всего самолетах стратегической и дальней авиации) испытывают значительные динамические нагрузки. Это связано с тем, что они выполняются, как правило, комбинированными (включающими шнеко-центробежную (ШЦС) – подкачивающую и ос-

новную – шестеренную ступени (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. Отличительной особенностью рассматриваемых систем топливопитания авиационных двигателей с комбинированными насосными агрегатами является то, что как на форсажном, так и на бесфорсажных режимах работы все топливо, потребляемое двигателем, прокачивается через шнеко-центробежную ступень указанных насосов. Это приводит к работе шнеко-центробежной ступени на нерасчетных режимах и к интенсификации кавитационных процессов, часто носящих скрытый характер. Такая скрытая кавитация, не приводя к срыву напора, вызывает существенную динамическую и виброакустическую нагруженность элементов насоса [1].

Как известно, отличительной особенностью систем топливопитания двигателей летательных аппаратов является наличие в ней большого числа функционально связанных гидромеханических элементов и агрегатов, каждый из которых может служить источником колебаний или повышенного шума, а их взаимное влияние может вызывать автоколебания в системе. Сложная структура авиационных агрегатов топливных систем, множество факторов, влияющих на их работу, обуславливает и множество причин, вызывающих нестационарность процессов в системе.

Проблема повышенной вибрационной нагруженности элементов насосных агрегатов в последнее время актуальна для комбинированных насосов газотурбинных двигателей. Поэтому изучение влияния схемы топливопитания на

*Гафуров Салимжан Азатович, аспирант кафедры АСЭУ.
E-mail: sa.gafurov@gmail.com*

*Перминов Валерий Иванович, ведущий конструктор.
E-mail: pvi2911@yandex.ru*

Родионов Леонид Валерьевич, кандидат технических наук, ассистент кафедры АСЭУ. E-mail: rl63@bk.ru

Крючков Александр Николаевич, доктор технических наук, исполнительный директор. E-mail: kan@ssau.ru

*Шахматов Евгений Владимирович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой АСЭУ.
E-mail: shakhm@ssau.ru*

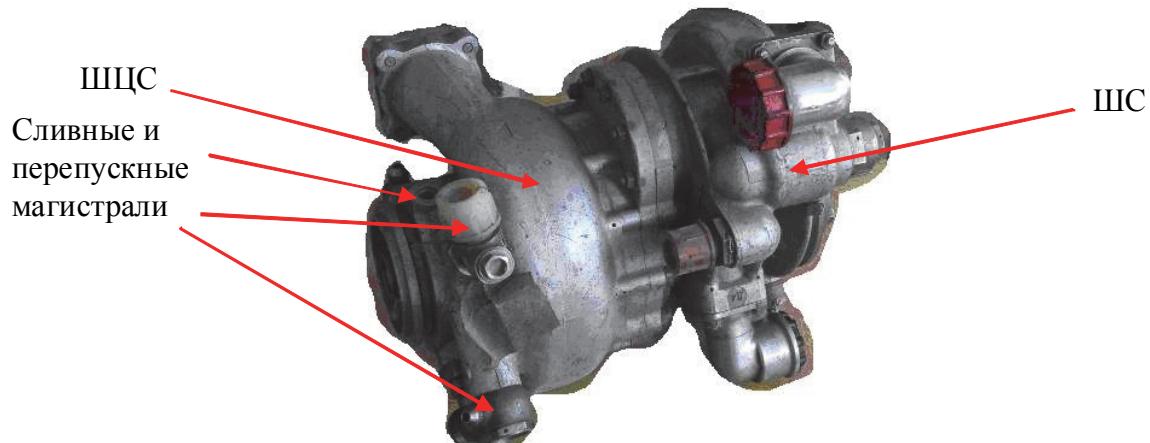


Рис. 1. Комбинированный насосный агрегат

пульсационное и вибрационное состояние насосного агрегата будем проводить на насосе, изображенном на рис. 1.

Рассматриваемый насос состоит из ШС и ШЦС, расположенных в отдельных корпусах, но соединенных посредством проставки в один агрегат. ШС и ШЦС установлены на один вал. Крутящий момент от ШС передается к ШЦС посредством промежуточной рессоры. Насос входит в состав топливорегулирующей системы двигателя и работает совместно с агрегатом дозирования топлива (АДТ), регулятором сопла и форсажа (РСФ) и подкачивающими баковыми центробежными насосами (ЦН). Шнек двухходный, крыльчатка состоит из 11 лопаток, шестерни имеют по 11 зубьев.

Схема вибрационного и гидродинамического воздействия, оказываемого на рассматриваемый насосный агрегат со стороны присоединенных агрегатов, представлена на рис. 2.

На рис. 2 величины концентрации воздуха C_{bi} , давления P_i , температуры T_i , расхода Q_i и виброускорения V_i представлены как функции, зависящие от времени t .

Одной из основных причин повышенной вибрационной нагруженности элементов данного агрегата может быть наличие питающих, сливных и перепускных трубопроводных магистралей у топливных агрегатов, которые могут приводить к возникновению обратных токов на входе в ШЦС. Обратные токи, в свою очередь, могут являться причиной дополнительной не-

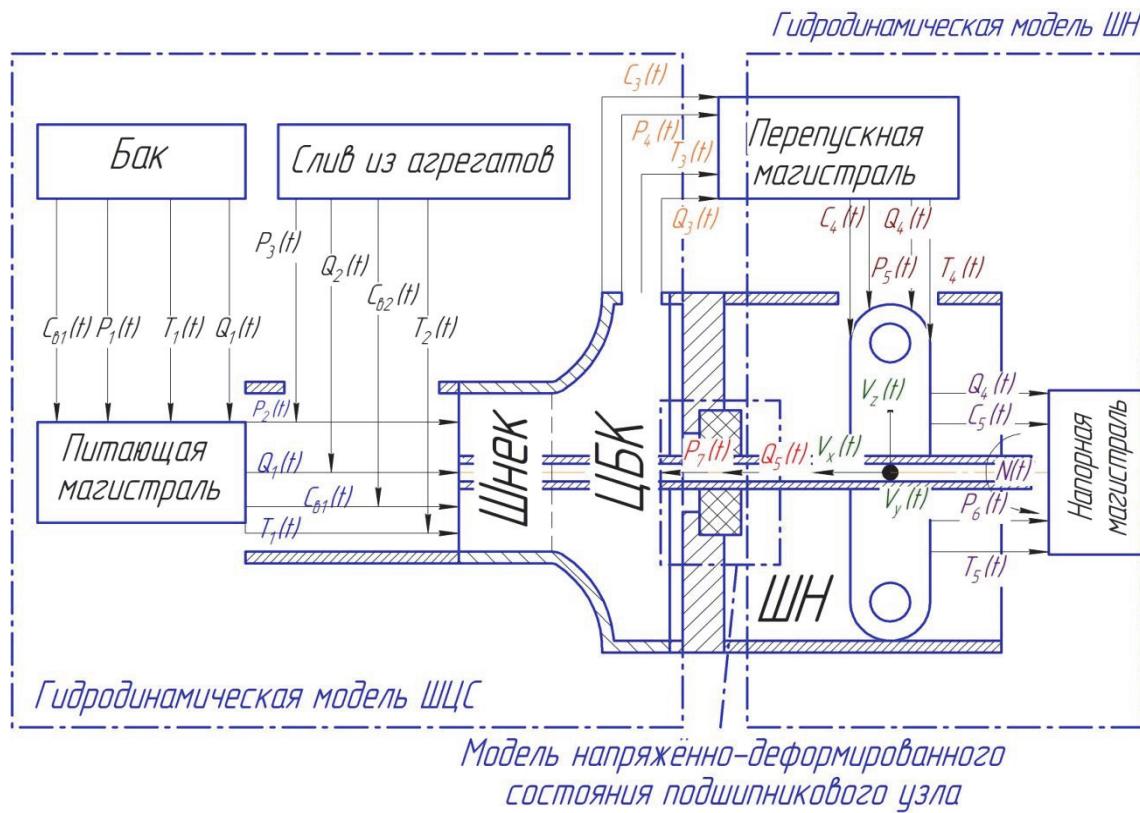


Рис. 2. Схема вибрационного и гидродинамического воздействия на ШЦС

стационарности течения на входе в насос, а также причиной повышенной динамической, и вибрационной нагруженности элементов насосного агрегата [2].

За последнее десятилетие опубликованы работы, в которых анализ пульсаций давления, основан на решении нестационарных уравнений гидродинамики. Другой подход заключается в определении пульсаций давления путем интегрирования уравнений Рейнольдса, при этом нестационарное поле скоростей определяется методом лазерной анемометрии. Также предложены методы, сочетающие решение уравнения Навье-Стокса с интегральными методами решения волнового уравнения для шума дальнего поля.

В данной работе структура токов рабочей жидкости на входе в ШЦС определялась с помощью решения нестационарных уравнений гидродинамики, для чего была составлена динамическая численная модель, учитывающая двухфазность рабочей среды, с помощью средств ANSYS ICEM CFD и ANSYS CFX. Целью данной модели была оценка влияния выходных рабочих параметров присоединенных агрегатов на структуру потока в ШЦС. Данная модель показала, что на режимах работы насосного агрегата, характеризующихся малыми подачами рабочей жидкости, картина течения жидкости практически одинакова (см. рис. 3).

На рис. 3: $N_{\text{нac}}$ – обороты вала; G_{t_1} – расход рабочей жидкости через ШС; G_{t_2} – расход жидкости, поступающей в ШЦС через основной питающий трубопровод; G_{t_3} – суммарный расход рабочей жидкости, поступающей в ШЦС через сливные магистрали.

В результате обработки полученных данных был оценен характер структуры течения в ШЦС. Из рис. 3 видно, что на исследуемых режимах работы с малой подачей рабочей жидкости, на

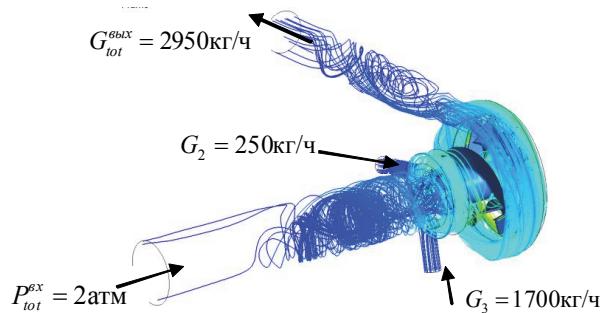


Рис. 3. Структура линий тока в насосе.

Режим: $P_{\text{tot}}^{\text{ex}} = 2$ атм., $G_2 = 250$ кг/ч, $G_3 = 1700$ кг/ч, $G_{\text{tot}}^{\text{вых}} = 2950$ кг/ч, $N=5750$ об/мин входе и выходе из ШЦС присутствуют достаточно развитые вихревые зоны обратных токов.

Для экспериментального определения степени влияния питающих и сливных магистралей на вибрационное и пульсационное состояние элементов ШЦС были проведены две серии стендовых испытаний:

1. Штатная конструкция питающих и сливных магистралей насосного агрегата. В этом случае подача рабочей жидкости производится через основной питающий трубопровод, через сливные и перепускные магистрали (см. рис. 4 а).

2. Измененная конструкция сливных магистралей насосного агрегата. Весь расход рабочей жидкости подается через питающий трубопровод. В этом случае расход рабочей жидкости из сливных магистралей подается в основной питающий трубопровод до входа в насосный агрегат за 3 метра до входа в него (см. рис. 4 б).

Для оценки нагруженного состояния элементов насосного агрегата, он был препарирован датчиками в соответствии с рис. 5. При экспериментальном исследовании использовалась 24-х канальная измерительно-обрабатывающая аппаратура LMS Scadas Mobile. При этом фиксировались следующие параметры:

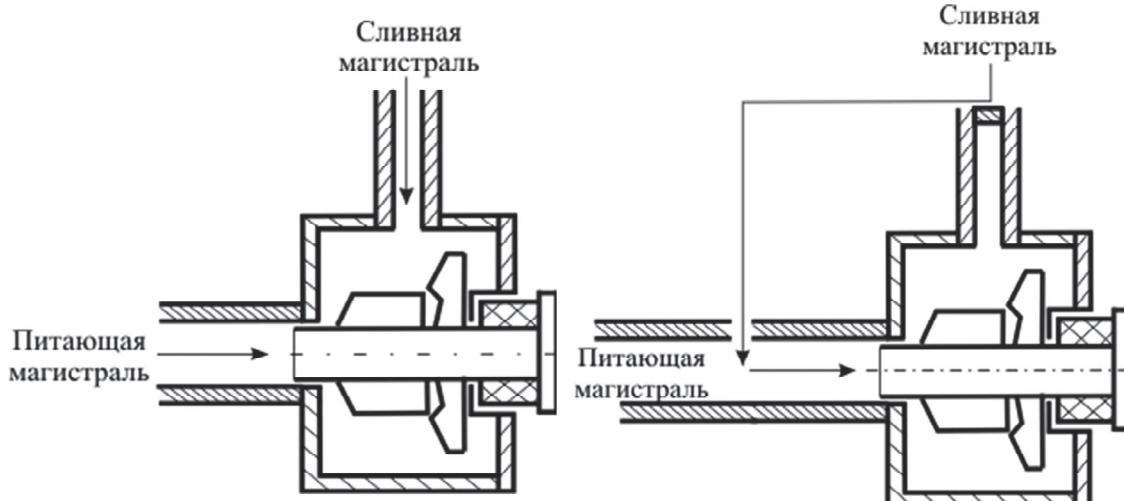


Рис. 4. Схема питания насосного агрегата:

а – штатное расположение сливных магистралей; б – перенос сливных магистралей в питающий трубопровод

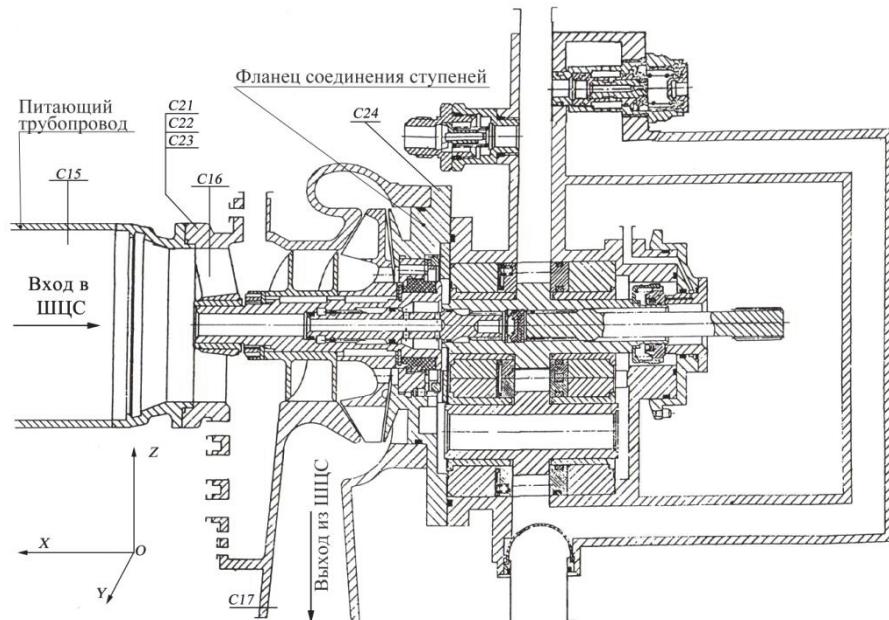


Рис. 5. Схема расположения датчиков

- пульсации давления в питающем трубопроводе на расстоянии 3 метра до входа в насос (канал C15), пульсации давления на входе в ШЦС перед шнеком (канал C16), пульсации давления на выходе ШЦС (канал C17);

- вибрации на фланце подвода топлива: вибрации вдоль вала насоса в плоскости XOY (канал C21); вибрации в плоскости ZOY перпендикулярно валу насоса (канал C22); вибрации в плоскости XOZ перпендикулярно валу насоса (канал C23); вибрации на проставке, соединяющей ШЦС и ШС, в плоскости XOY вдоль вала насоса (канал C24).

Испытания насосного агрегата проводились на 24-х различных режимах его работы. Режимы с 1 по 6 соответствуют запуску на земле. При этом частота вращения ротора насосного агрегата N менялась от 1400 до 5300 об/мин., а расход через него $G_{\text{пп}}$ от 4000 до 10500 кг/ч.. Режимы с 7 по 13 соответствуют режимам полёта малого газа ($N=5200\ldots6500$ об/мин, $G_{\text{пп}}=11300\ldots17500$ кг/ч). Режимы с 14 по 17 соответствуют режимам запуска в полёте ($N=6600\ldots7200$ об/мин, $G_{\text{пп}}=18500\ldots20000$ кг/ч). Режимы с 18 по 22 со-

ответствуют форсажным ($N=7300\ldots7500$ об/мин, $G_{\text{пп}}=15400\ldots20300$ кг/ч).

Пульсационное и вибрационное состояния системы оценивались по величинам среднеквадратичных амплитуд пульсаций давления и виброускорения элементов конструкции насосного агрегата. СКЗ параметров для временного сигнала определяется по формуле:

$$СКЗ = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{j=0}^{n-1} (y_j)^2}, \quad (1)$$

где n – количество отсчетов времени при замере сигнала снимаемого параметра;

y_j – значение сигнала снимаемого параметра на определенном отсчете времени.

На рис. 6 приведены изменения среднеквадратичных значений (СКЗ) пульсаций давления в питающем трубопроводе на расстоянии 3 метров до входа в ШЦС для различных вариантов конфигурации сливных магистралей в зависимости от режима работы насосного агрегата (от минимального к максимальному).



Рис. 6. СКЗ пульсаций давления в трубопроводе

Из рис. 6 видно, что пульсации давления при изменении конфигурации сливной магистрали с ростом режима падают. Причем на некоторых режимах, наблюдаются падения СКЗ пульсаций давлений на 50%. В среднем по всем режимам работы насосного агрегата, наблюдается снижение СКЗ пульсаций давления на 20%.

На рис. 7 для различных вариантов конфигурации сливных магистралей приведены СКЗ пульсаций давления на входе в ШЦС в зависимости от режима работы насосного агрегата.

В данном случае наблюдается не однозначное влияние переноса сливных магистралей. Данное мероприятие приводит к снижению СКЗ пульсаций давления преимущественно на повышенных режимах насосного агрегата (режимы 11-24). Очевидно, что в этой зоне насосного агрегата пульсации давления в большей степени определяются шнеком и в меньшей степени наличием сливных магистралей. В среднем по всем режимам работы насосного агрегата, СКЗ пульсаций давления при переносе сливных магистралей падают на 2%, что можно отнести к погрешности измерения и обработки.

На рис. 8 приведены изменения СКЗ пульсаций давления на выходе из ШЦС для соответствующих вариантов схем топливопитания. В этом случае также наблюдается неоднозначное влияние переноса сливной магистрали в питающий трубопровод.

Положительное влияние данного мероприятия на снижение СКЗ пульсаций давления наблюдается преимущественно на пониженных режимах работы насосного агрегата. Такое влияние введенного мероприятия объясняется тем, что пульсации давления в выходном устройстве ШЦС определяются турбулизированностью потока, выходящего из центробежного колеса. Таким образом, при переносе сливных магистралей в питающий трубопровод для всех режимов насосного агрегата наблюдается падение СКЗ пульсаций давления на выходе из ШЦС в среднем на 7%.

На рис. 9 приведены изменения СКЗ сигналов виброускорений, распространяющихся в плоскости ХОY вдоль вала насосного агрегата (см. рис. 5). Из этого рисунка видно, что при переносе сливных магистралей наблюдается повышение вибраций насосного агрегата в среднем на 12%. При этом характер изменения вибраций при переходе с режима на режим практически одинаков для двух схем топливопитания. Таким образом, можно сделать вывод о том, что в рассматриваемой плоскости перенос сливных магистралей в питающий трубопровод увеличивает осевую вибрационную нагрузку на насосный агрегат.

На рис. 10 приведены изменения СКЗ сигналов виброускорений, распространяющихся в плоскости ХОY перпендикулярно валу ротора. Видно, что перенос сливных магистралей практически не влияет на вибрационное состояние



Рис. 7. СКЗ пульсаций давления на входе в ШЦС

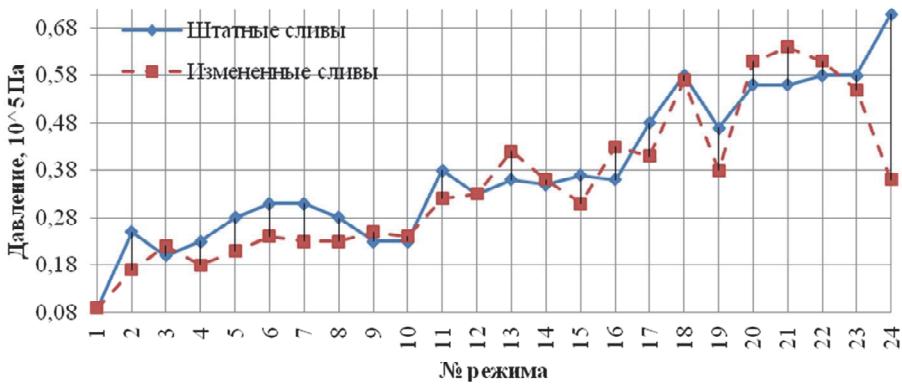


Рис. 8. СКЗ пульсаций давления на выходе из ШЦС

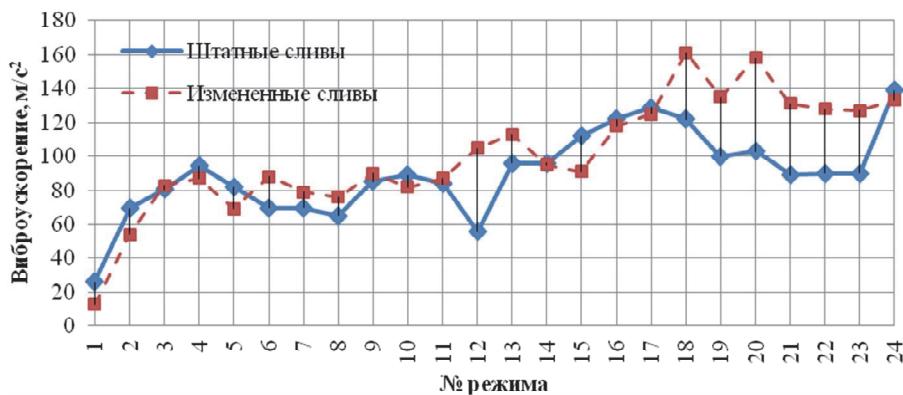


Рис. 9. СКЗ виброускорения в плоскости XOY (по валу насоса)

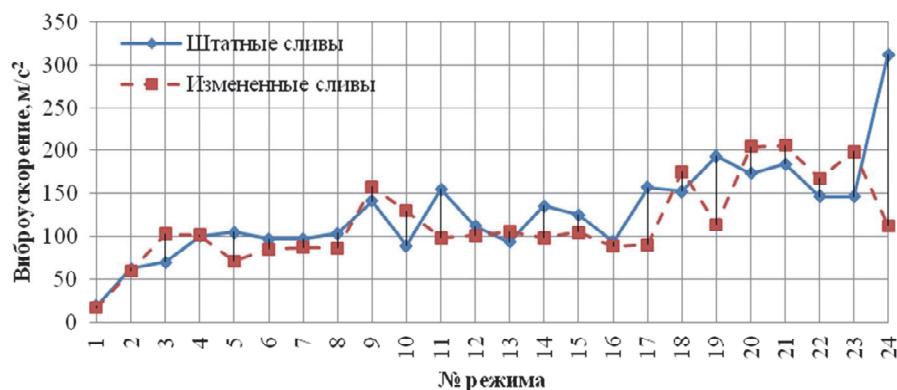


Рис. 10. СКЗ виброускорения в плоскости XOY (перпендикулярно валу насоса)

насосного агрегата в рассматриваемой плоскости (наблюдается падение СКЗ виброускорений по всем режимам работы в среднем на 5%). При этом характер изменения вибраций при переходе с режима на режим также практически одинаков для двух схем топливопитания.

На рис. 11 приведены изменения СКЗ сигналов виброускорений, распространяющихся в плоскости XOZ перпендикулярно валу ротора насоса. Видно, что перенос сливных магистралей приводит к уменьшению вибрационного состояния агрегата практически на всех режимах его работы. При этом в среднем по всем режимам работы насосного агрегата наблюдается падение СКЗ сигнала виброускорения на 14%.

Характер изменения вибрационного состояния агрегата в рассматриваемой плоскости при переходе с одного режима работы на другой примерно одинаков для двух рассматриваемых схем топливопитания.

На рис. 12 приведены изменения СКЗ сигналов виброускорений, распространяющихся в плоскости XOY вдоль вала насосного агрегата. В данном случае датчик вибрации устанавливался на фланец соединения питающего трубопровода и ШПС. Видно, что в данном случае перенос сливных магистралей практически не влияет на вибрационное состояние насосного агрегата (наблюдается падение СКЗ виброускорений в среднем по всем режимам работы на 5%).

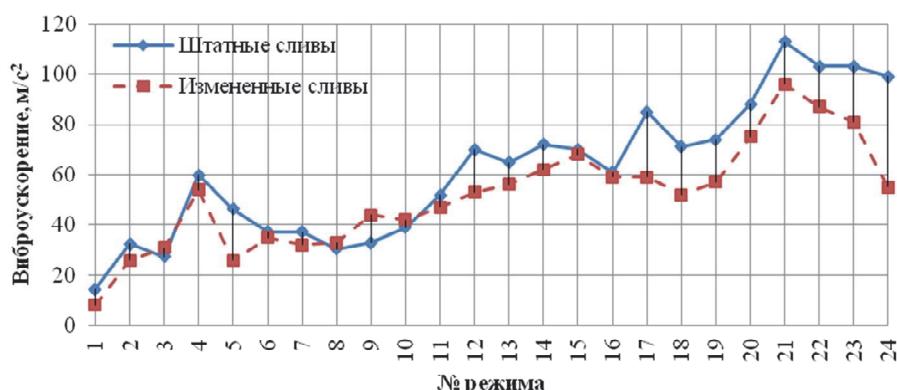


Рис. 11. СКЗ виброускорения в плоскости XOZ (перпендикулярно валу ротора)

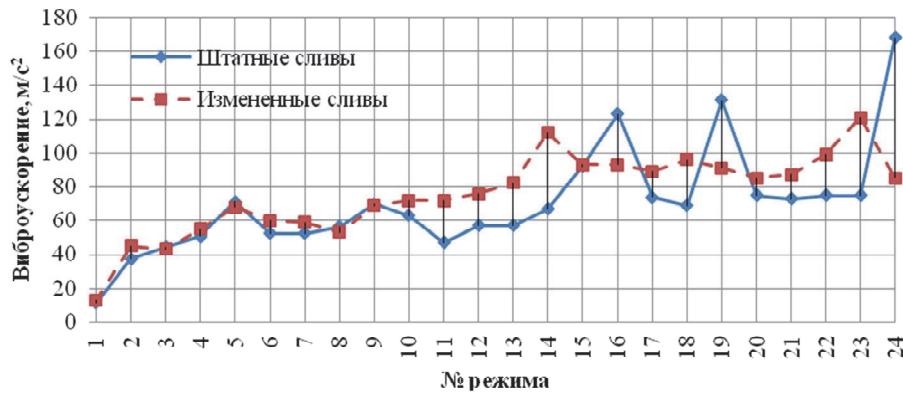


Рис. 12. СКЗ виброускорения на фланце соединения питающего трубопровода и ШЦС в плоскости ХОY (вдоль вала ротора)



Рис. 13. Изменение вибрационного состояния насосного агрегата в различных плоскостях при различных компоновках сливных магистралей



Рис. 14. Изменение пульсационного состояния насосного агрегата при различных компоновках сливных магистралей

Введем коэффициент режима R, равный отношению оборотов вращения ротора к суммарному расходу через ШЦС. Отметим, что с его ростом для любых вариантов схем топливопитания наблюдается уменьшение как вибрационного состояния насосного агрегата (см. рис. 13), так и пульсационного (см. рис. 14). Таким обра-

зом, можно сделать вывод о том, что перенос сливных магистралей в питающий трубопровод в целом снижает уровни вибрационного и пульсационного состояний рассматриваемого насосного агрегата.

Полученные результаты можно использовать для оптимизации систем топливопитания газотур-

бинных двигателей. Дальнейшие исследования будут направлены на разработку и экспериментальную апробацию мероприятий по снижению завихренности потока в области входа в ШЦС.

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. М: Машиностроение. 1986. С. 185-189
2. Исследование влияния подачи воздуха во всасывающую магистраль центробежного насоса на его вибрационные характеристики / А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов // Вестник СГАУ. 2002. №1. С. 78-83.

INFLUENCE ON PATTERNS FUEL SUPPLY FLUCTUATING VIBRATIONAL STATE PUMP UNIT

© 2012 S.A. Gafurov¹, V.I. Perminov², L.V. Rodionov¹, A.N. Kruchkov³, E.V. Shahmatov¹

¹Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov
(National Research University)

²Public Corporation «KUZNETSOV», Samara

³Institute for Machine Acoustics SGAU, Samara

Petrol units are generally connected to multiple pipeline routes: discharge, overflow, drain and suction. The paper deals with questions about the impact of location and construction of bypass roads and drainage in the fluctuating state of vibration, the pump unit type ND.

Key words: petrol units, pipeline, fluctuating state of vibration.

*Salimzhan Gafurov, Graduate Student at the Automatic Systems of Power Plants Department. E-mail: sagafurov@gmail.com
Valery Perminov, Lead Designer. E-mail: pvi2911@yandex.ru
Leonid Rodionov, Candidate of Technics, Assistant Lecturer at the Automatic Systems of Power Plants Department.
E-mail: rl63@bk.ru*

*Alexander Kruchkov, Doctor of Technics, Executive Director.
E-mail: kan@ssau.ru*

*Evgeny Shahmatov, Doctor of Technics, Professor, Head at the Automatic Systems of Power Plants Department.
E-mail: shakhm@ssau.ru*