

DOI: 10.18287/2409-4579-2018-4-1-6-15

УДК 621.452.3.026.8

**ВЛИЯНИЕ ВИБРАЦИЙ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ РЕГУЛЯТОРОВ****А.И. Гулиенко**

НТЦ «Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова»,  
Авиамоторная 2, г. Москва,  
Российская Федерация,  
111116  
[goulienko-contrl@ciam.ru](mailto:goulienko-contrl@ciam.ru)

*Изложены результаты экспериментального исследования виброустойчивости гидромеханических регуляторов двигателей летательных аппаратов. Описаны эффекты влияния вибраций в виде возбуждения колебаний параметров регуляторов и изменения режима их работы. Показано, что влияние вибраций может быть уменьшено путём демпфирования подвижных механических элементов регуляторов. Предложены количественные показатели виброустойчивости агрегатов.*

**Ключевые слова:** вибрации; виброустойчивость; гидромеханический регулятор; механизм влияния вибраций

**1 Введение**

Одной из актуальных задач обеспечения общей надёжности двигателей летательных аппаратов (ЛА) и их систем является задача обеспечения виброндёжности. Виброндёжность - это виброустойчивость и вибропрочность, при этом под вибропрочностью понимается способность агрегатов не разрушаться при механических воздействиях, а под виброустойчивостью – способность выполнять свои функции и сохранять параметры в пределах установленных норм в условиях вибраций [1].

Воздействие вибраций вызывает упругие деформации элементов конструкции и появление инерционных сил переносного движения, которые действуют на подвижные механические элементы в агрегатах и на массу жидкости в трубопроводах и, как следствие, происходит изменение величин функциональных параметров (расходов и давлений рабочей среды).

Из широкого спектра задач по виброндёжности ниже рассматривается обеспечение виброустойчивости гидромеханических регуляторов и систем двигателей путём выявления механизмов влияния вибраций, и целенаправленного изменения величин конструктивных параметров регуляторов для устранения (уменьшения) влияния вибраций. Схема решения задачи обеспечения виброндёжности показана на рисунке 1.

Следует заметить, что величины перегрузок, действующие на агрегаты двигателей ЛА, значительны во всех направлениях и характеризуются широким спектром частот в каждом из них. В связи с этим выбор оптимальной ориентации регуляторов по отношению к оси двигателя, а также использование пассивной или активной их виброизоляции, являются не менее сложными задачами, чем изыскание способов уменьшения влияния вибраций путём изменения конструктивных параметров.

Решение этой задачи в теоретическом плане требует специального описания динамического взаимодействия подвижных механических элементов агрегатов и масс жидкости в трубопроводах в относительном и переносном движении.



Рисунок 1. Задача обеспечения виброндёжности агрегатов и систем двигателей ЛА. 1 Причины и характеристики вибраций агрегатов двигателей ЛА

Вибрации - это колебания механических систем, обусловленные деформациями их элементов [1]. При эксплуатации ЛА имеют место два основных типа колебаний:

- траекторные колебания ЛА, рассматриваемого как абсолютно жёсткое тело,
- упругие колебания из-за изменения напряжённо-деформируемого состояния конструкции ЛА, её силовой установки и других устройств.

Деформации конструкции ЛА вызываются различными видами нагрузок, возникающими при работе двигателей на установившихся и переходных режимах из-за турбулентных пульсаций давления в газовых и жидкостных трактах, неуравновешенности роторов, неустойчивости рабочего процесса при горении компонентов и др.

Деформации ЛА сопровождаются колебаниями всей конструкции, колебаниями двигателей из-за податливости мест их крепления к ЛА и колебаниями отдельных агрегатов двигателей.

В общей механике машин вибрации механического происхождения с частотами до примерно 100 Гц рассматриваются, как правило, как детерминированные, а вибрации средних частот - (100...1200) Гц - как узкополосные случайные процессы с определённой средней частотой, на которой амплитуда статистически изменяется около некоторого среднего уровня. Сравнительно небольшая флуктуация амплитуды (около 10 %) позволяет рассматривать вибрации с этими частотами также как детерминированные.

Детерминированный характер вибраций обусловлен свойством механических упругих систем возбуждаться на собственных частотах и высокой энергией источников вибраций.

При изменении режимов работы двигателей ЛА спектр дискретных составляющих вибраций может существенно перестраиваться, а величина амплитуд изменяться. Для двигателей характерны следующие частоты вибраций [2, 3]:

- продольные колебания корпуса ЛА 5 ... 100 Гц,

- низкочастотные колебания в системе топливопитания 0.1 ... 200 Гц,
- вибрации ротора 200 ... 500 Гц,
- колебания давления жидкости при гидроударе 10 ... 120 Гц,
- собственные колебания трубопроводов между опорами 60 ... 180 Гц.

Оценки показывают, что наиболее существенный диапазон частот, в пределах которого вибрации могут оказывать влияние на параметры систем (расходы, давления и т.п.), лежит в пределах от нескольких Герц до 2...3 кратного значения максимальной собственной частоты колебания её элементов. Для механических конструкций характерно наличие нескольких собственных частот и их возбуждение.

В гидромеханических системах, как правило, возбуждение происходит на одной из частот, которая и устанавливается во всей системе. Максимальное значение частоты колебаний для гидравлических систем двигателей ЛА не превышает, как правило, 500...600 Гц.

Исходя из проведенного анализа, для изучения влияния вибраций на характеристики агрегатов двигателей приняты синусоидальные возмущения с частотами (2 ... 500) Гц и величинами перегрузок (1 ... 40) g. В таких условиях функционируют гидромеханические регуляторы двигателей силовых установок, имеющие упруго или гидравлически «подвешенные» механические элементы – поршни, золотники и др.

Вибрации с указанными характеристиками целесообразно относить к обычным вибрационным нагрузкам. Под последними понимаются явления, связанные с колебаниями высоких частот и малых амплитуд перемещения, которые влияют, в основном, на износ и прочность элементов, и в меньшей степени на параметры систем.

При исследовании виброустойчивости агрегатов главный эффект влияния вибраций с указанными характеристиками сводится к изменению (отклонению) функциональных параметров (расхода, давления).

## 2 Механизмы влияния вибраций

Экспериментальные исследования и эксплуатация двигателей, а также расчетные оценки показывают, что вибрации влияют не только на прочность и герметичность агрегатов, но и на их функционирование, вызывая в ряде случаев недопустимые отклонения регулируемых параметров.

Возможны следующие два механизма преобразования вибраций корпуса регулятора во внутривыскалительные возмущения, проявляющиеся в виде колебаний или отклонений механических подвижных элементов и контролируемых параметров (расходов или давлений):

- расходный (объемный, помповый),
- инерционный (массовый).

Расходный механизм обусловлен изменением внутренних объемов гидравлических систем вследствие деформации корпусов агрегатов или трубопроводов при вибрациях.

Влияние расходного механизма, приводящего к увеличению сжимаемости системы «жидкость - упругая конструкция» и, как правило, к снижению запасов устойчивости этой системы, довольно подробно изложено в работах по динамике гидропривода [4, 5].

Кроме того, следует учитывать, что современные гидромеханические агрегаты работают при высоких уровнях давления и локальной деформаций их конструкции можно, как правило, пренебречь.

Инерционный механизм влияния вибраций возникает вследствие неравномерного движения элементов конструкции. При этом инерционные силы переносного движения (виброперегрузки) оказывают действие на механические подвижные элементы и на массу жидкости в трубопроводах. Это, в свою очередь, приводит к изменению относительного движения механических элементов и, как следствие, к изменению величины функциональных параметров регуляторов.

Отклонения параметров могут значительно усиливаться при наличии в системах регулирования местных контуров об-

ратной связи или наличии осцилляторов с малой степенью демпфирования, что может привести к недопустимым отклонениям параметров.

На виброперегрузки наиболее сильно реагируют гидромеханические регуляторы, гидромагистральи с малым перепадом давления, системы регулирования осевых сил турбонасосных агрегатов и др. Их реакция на вибрации объясняется наличием внутри агрегатов существенных жидких и механических подвижных масс, а также достаточной протяженностью трубопроводов.

В отличие от релейных систем управления, где действие вибраций проявляется кратковременно во время перемещения от упора до упора механических элементов, упруго «подвешенные» элементы всё время реагируют на виброперегрузки.

На рисунке 2 показаны принципиальные схемы регуляторов расхода и давления двигателей, а также автомата разгрузки осевых сил турбонасосного агрегата. Их подвижные механические исполнительные элементы выделены красным цветом, а стрелками показано направление течения рабочей среды.

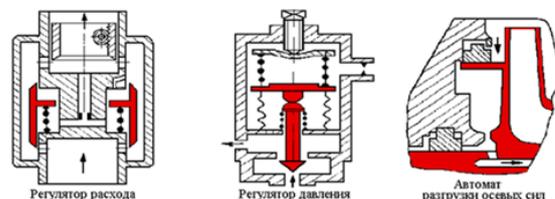


Рисунок 2. Принципиальные схемы гидромеханических агрегатов

## 3 Показатели виброустойчивости

В литературе и специальных требованиях к агрегатам автоматики двигателей ЛА изложены лишь общие соображения по их виброустойчивости, суть которых заключается в том, что агрегаты должны быть устойчивыми к воздействию вибраций. Количественных же характеристик и показателей, позволяющих сравнивать и регламентировать виброустойчивость различных агрегатов, нет.

Характеристики виброустойчивости могут быть получены путем проведения функциональных виброиспытаний агрегатов. Это

проливочные гидравлические испытания агрегатов с одновременным заданием колебаний (вибраций) их корпусов в заданном диапазоне частот.

В отличие от вибропрочностных испытаний агрегатов автоматики, функциональные виброиспытания позволяют контролировать и подтверждать работоспособность агрегатов при непосредственном воздействии вибраций в условиях, максимально приближенных к работе на двигателе.

Следует отметить, что при испытаниях регуляторов, они, как правило, устанавливаются на платформе вибростола в такое положение, чтобы направление действия виброперегрузки совпадало с осью движения механического подвижного элемента. В этом случае обеспечивается максимальное влияние вибраций.

При работе агрегатов в составе двигателя вибрации возбуждаются во всех направлениях, причем спектр частот может существенно отличаться. В связи с этим испытания на одномерных вибростендах необходимо проводить в трёх положениях агрегата на вибростоле.

При монтаже агрегатов целесообразно применять двигательные трубопроводы, подсоединённые к насосу подачи рабочей среды в агрегат, с выхода которого она поступает в бак. Допускается использование иных трубопроводов, длина и диаметр которых воспроизводит частоты колебаний рабочей среды в гидравлическом тракте двигателя с агрегатом.

Частотная характеристика функционирующего агрегата, определяемая как реакция регулируемого параметра  $X_{рег}$  на возмущение в виде моногармонической виброперегрузки  $p_x$  с разной частотой, - это характеристика виброустойчивости агрегата. Она позволяет количественно оценивать виброустойчивость агрегатов и систем двигателя.

В качестве основных показателей характеристики виброустойчивости обычно используют коэффициенты виброчувствительности и виброактивности.

Коэффициент виброчувствительности ( $K_{вбч}$ ) определяется (рассчитывается) как

процент отклонения величины  $i$ -го параметра  $X_i$  регулятора (системы) при действии линейного ускорения величиной в одну единицу - 1 g.

$$K_{вбч} = [\% \text{ отклонения } X_i] / [1g]$$

Величина  $K_{вбч}$  может быть определена при испытаниях на центрифуге с линейным ускорением в одну единицу. Однако на центрифугах, как правило, затруднительно проводить испытания функционирующих гидравлических регуляторов и обычно коэффициент виброчувствительности определяется на вибростендах по амплитуде колебаний регулируемых параметров на минимально возможной частоте вибраций или же расчетным путем. Величина отклонения  $X_i$  делится на величину перегрузки, т.е. приводится к единичной перегрузке. При величине  $K_{вбч}$  необходимо указывать частоту ( $\omega$ ) вибраций, на которых происходит его определение, а испытание с линейным ускорением отражается частотой  $f = 0$ .

Коэффициент виброактивности ( $K_{вба}$ ) определяется как отношение амплитуды колебаний  $i$ -го параметра ( $AX_i$ ) на  $j$ -той частоте вибраций при действии виброперегрузки в одну единицу к амплитуде на нулевой частоте, т.е. к коэффициенту виброчувствительности  $K_{вбч}$ . Он показывает усиление / ослабление влияния вибраций на параметры системы на  $j$ -ой частоте по сравнению со значением на нулевой частоте.

$$K_{вба,j} = [AX_i \text{ на } j\text{-той частоте}] / K_{вбч}$$

При построении частотной характеристики виброустойчивости агрегата в относительном виде, когда значение амплитуды колебаний на каждой частоте приводится к перегрузке в одну единицу и относится к амплитуде колебаний на нулевой частоте, получается характеристика виброактивности. Она показывает величину коэффициента виброактивности агрегата на каждой частоте.

В качестве примера на рисунке 3 приведена характеристика виброактивности регулятора расхода прямого действия при разных диаметрах демпфирующего жиклёра

подвижного элемента (на рисунке экспериментальные значения обозначены индексами, а расчетные - сплошные линии). Схема этого регулятора приведена на рисунке 2 слева, положительное направление перегрузки вдоль оси подвижного элемента.

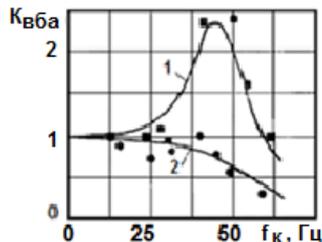


Рисунок 3. Характеристика виброактивности регулятора расхода  
1 - диаметр жиклера 1,8мм, 2 – 0,5 мм

Данный регулятор имеет повышенное значение коэффициента виброактивности величиной 2,4 на частоте 49 Гц при диаметре демпфирующего жиклёра 1,8 мм. Уменьшение диаметра жиклёра до 0,5 мм привело к снижению виброактивности до уровня 0,7.

Коэффициент виброчувствительности этого регулятора равен (0,3...0,4) % расхода рабочей среды на ед. перегрузки.

Показатели виброчувствительности агрегатов целесообразно вносить в паспорта агрегатов для всех характерных режимов работы двигателей и частот вибраций, присутствующих данной системе.

Величина ограничения предельных значений коэффициентов виброчувствительности агрегата вытекает из требований обеспечения заданной точности регулирования параметров.

Исходя из анализа взаимодействия замкнутой динамической системы «регулятор – двигатель - упругая конструкция ЛА» возможны ограничения на величину коэффициента виброактивности в диапазоне частот до 100 Гц.

Как показали результаты экспериментальных исследований виброустойчивости некоторых регуляторов расхода топлива, изменение (отклонение) режима их работы возможно не только действием линейной перегрузки, но и из-за действия вибраций с

определенными частотами.

В этом случае также целесообразно использовать понятие коэффициент виброчувствительности, но с указанием частот вибраций (диапазона частот), на которых происходит изменение режима.

На рисунке 4 показан характер изменения расхода рабочей среды через регулятор ( $Q_{рег}$ ), давления за ( $P_{рег}$ ) и перед ним ( $P_{вх}$ ) при увеличении частоты вибраций до 90 Гц при амплитуде виброперемещений ( $x_k$ ) стала 0,35 мм.

Видно, что начиная с частоты вибраций примерно 70 Гц происходит снижение режима на 10 % и более. Факт снижения расхода подтверждают другие параметры гидравлической системы – уменьшается давление за регулятором и увеличивается на его входе.

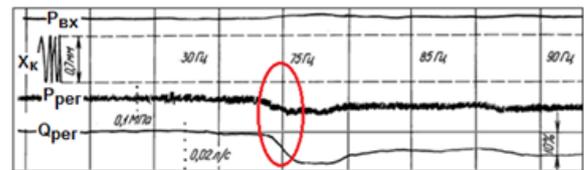


Рисунок 4. Изменение режима работы регулятора расхода на частотах вибраций 0...90 Гц

#### 4 Эффекты влияния вибраций

В результате экспериментальных исследований виброустойчивости гидромеханических регуляторов расхода различных двигателей были выявлены следующие эффекты:

1. Вынужденные колебания гидравлических параметров с частотой, равной частоте задаваемых вибраций.

2. Возбуждение колебаний с частотой, кратной задаваемой частоте вибраций.

3. Изменение режима работы регулятора в определенном диапазоне частот.

4. Возбуждение низкочастотных колебаний параметров при совместном действии высокочастотных вибраций и пульсаций, приводящих к появлению колебаний типа «биение».

Последний эффект связан с детектирующими свойствами свойствами гидравлических сопро-

тивлений в трубопроводах, имеющих квадратичную зависимость перепада давлений от расхода. Выделяемая таким детектором низкочастотная составляющая, равная разности частот вибраций и пульсаций, может значительно усиливаться самим регулятором на его резонансных частотах.

На рисунке 5 приведены фрагменты осциллограмм, качественно иллюстрирующие эффекты влияния вибраций.

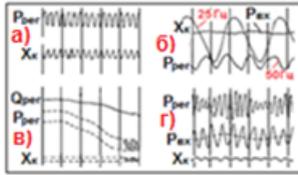


Рисунок 5. Эффекты влияния вибраций  
1 – вынужденные колебания, 2 – колебания с кратной частотой, 3 – изменение режима, 4 – колебания типа «бление»

При задании колебаний корпуса регулятора (перемещение  $x_k$ ) на его входе  $P_{вх}$  и выходе  $P_{рег}$  всегда возникали вынужденные колебания с той же частотой (рисунок 5а). При этом режим работы по расходу, как правило, не изменялся. Характер изменения расхода при вибрациях корпуса некоторых регуляторов показан на рисунке 5в.

В некоторых случаях частота вынужденных колебаний параметров не была равна частоте вибраций и, в частности, равнялась удвоенному значению задаваемой частоты вибрации (рисунок 5б). Этот эффект, по-видимому, обусловлен местной кавитацией в регуляторе, т.к. частота 50 Гц не прослеживается в записях давления  $P_{вх}$ .

С повышением частоты вибраций из-за роста виброускорений амплитуда колебаний параметров возрастает. Приведение амплитуд колебаний к перегрузке в 1 g показывает резонансное усиление на собственных частотах механических элементов.

Математическое моделирование работы регуляторов в условиях вибраций показало, что колебания параметров возникают из-за реагирования на виброускорения массы подвижных механических элементов и массы жидкости в трубопроводах. Расчетные исследования проведены по уравнениям,

учитывающим относительное и переносное движение механических элементов и жидкости.

Анализ результатов испытаний показал, что в системе «регулятор - трубопроводы» повышенные амплитуды колебаний параметров могут возникать из-за возможности реализации резонанса двух типов [6].

Первый тип резонанса (рисунок 6) обусловлен недостаточным демпфированием системы «регулятор - трубопроводы». Он может проявляться при малых длинах трубопроводов (расположенных в плоскости действия виброперегрузок), когда вибрации не оказывают непосредственного влияния на массу жидкости в трубопроводах и на течение жидкости.

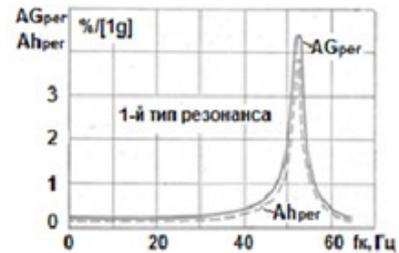


Рисунок 6. Характеристика виброустойчивости регулятора при резонансе 1-го типа

Возникновение колебаний регулируемого параметра регулятора в этом случае (расхода топлива  $AG_{рег}$  на рисунке 6) обусловлено реагированием на виброперегрузки массы подвижных механических элементов регулятора (параметр  $Ah_{рег}$  на рисунке 6) и тем, что при определенных сочетаниях параметров регулятора и трубопроводов эта система превращается в осциллятор с малой степенью демпфирования.

При этом механизме влияния вибраций значительное усиление колебаний регулируемых параметров наблюдается на собственных частотах системы «регулятор — трубопроводы» и для снижения величин коэффициента виброактивности необходимо демпфировать движение подвижных исполнительных элементов регулятора и уменьшать их массу.

Второй тип резонанса (псевдорезонанс) характерен для трубопроводов большой

длины при недостаточном быстродействии регулятора (рисунок 7).

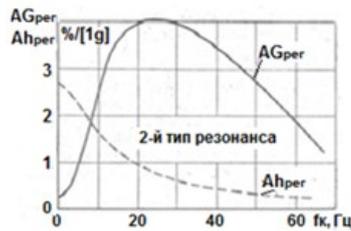


Рисунок 7. Характеристика виброустойчивости при резонансе 2-го типа.

Увеличение амплитуды колебаний параметров в этом случае обусловлено тем, что регулятор с ростом частоты возмущений прекращает оказывать стабилизирующее влияние на расход и амплитуда перемещений подвижного элемента уменьшается ( $A_{h\text{пер}}$  стремится к 0), а гидромагистраль при неподвижном регулирующем органе на относительно низких частотах сама по себе сильно реагирует на виброперегрузки.

Падение амплитуды колебаний расхода  $AG_{\text{рег}}$  на частотах больше 25 Гц (рисунок 7) обусловлено собственной инерционностью жидкости в трубопроводе.

На частотах более 100 Гц возможно значительное увеличение колебаний, связанных с резонансами на собственных частотах колебаний жидкости в трубопроводах.

В случае псевдорезонанса необходимо повышать до оптимального значения быстродействие регулятора.

Более сложным является вопрос о причинах изменения режима работы регуляторов при действии вибраций. Это влияние проявляется в виде перенастройки системы регулирования на новый режим работы, не соответствующий заданному режиму.

Перенастройку режима при вибрациях можно рассматривать как частичное изменение значения сигнала управления (уставки) из-за влияния вибраций на процессы преобразования электрического сигнала управления в гидравлический параметр.

Как указывалось выше, реакция подвижных элементов регуляторов на виброперегрузки вызывает появление вынужденных

колебаний параметров. Эти колебания незначительны по величине при реальных величинах виброперегрузок и кажется, что систему можно считать линейной.

Однако в линейной системе принципиально невозможно изменение режима работы, так как влияние вибраций будет проявляться только в виде возбуждения колебаний параметров на заданном режиме.

Изменение режима работы регулятора может происходить из-за наличия нелинейностей, приводящих к ограничению значений параметров. Характерным примером такой нелинейности является нелинейность типа «насыщение» при работе подвижных механических элементов вблизи упоров. Однако анализ характера записей параметров регуляторов показывает, что колебания носят почти гармонический характер. Это свидетельствует о малой вероятности ограничения перемещений подвижных элементов в области рабочих режимов.

Влияние нелинейностей регулятора расхода топлива на изменение режима его работы при пульсациях давления за шестерённым насосом теоретически и экспериментально показано в работе [7].

Анализ характеристик узлов регуляторов показывает, что причиной изменения режима их работы могут быть нелинейные зависимости, приводящих к изменению среднего уровня колебаний параметров. Это изменение площади проходного сечения дросселирующего органа от перемещения механического элемента, нелинейная зависимость изменения давления в управляющей полости регуляторов от положения управляющего элемента и др.

В регуляторах расхода газотурбинных двигателей изменение величины расхода производится, как правило, путём изменения давления в полости дозирующей иглы. Для этого имеется механический элемент в виде маятника, рычага и др., формирующий величину командного давления  $P_{\text{ком}}$  путём изменения прокачки через полость [7].

Характеристика, отражающая зависимость величины командного давления  $P_{\text{ком}}$  от положения механического элемента  $x_{\text{м.э.}}$ ,

имеет нелинейный вид с незначительным наклоном в её начале и в конце (рисунок 8). Она напоминает характеристику «насыщение», но с гидравлическими упорами.

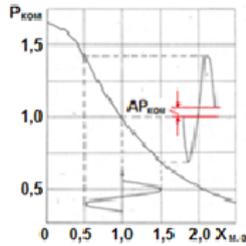


Рисунок 8. Изменение среднего уровня давления при вибрациях

Используемые для формирования  $P_{ком}$  подвижные механические элементы, как правило, не имеют специальных средств демпфирования и при действии вибраций могут колебаться, например около положения  $x_{м.э} = 1$  на рисунке 8.

После прохождения колебания механического элемента через характеристику  $P_{ком} = f(x_{м.э})$  происходит изменение среднего уровня колебаний давления на величину  $\Delta P_{ком}$ , что будет восприниматься регулятором как сигнал на дополнительную перенастройку режима. Значение командного давления может увеличиваться или уменьшаться на величину  $\Delta P_{ком}$  в зависимости от положения  $x_{м.э}$  на характеристике  $P_{ком} = f(x_{м.э})$ .

Рассмотренный механизм влияния вибраций на режим работы регуляторов проявляется на собственных частотах колебаний механических элементов и подтверждён результатами экспериментов. Осциллограммы изменения расхода топлива через регулятор при задании вибраций приведены на рисунках 9 и 10. Переходные процессы на рисунке 9 без вибраций корпуса регулятора (чёрные линии) и с вибрациями с частотами 83, 94 и 120 Гц с виброперегрузками 3...5 единиц (красные линии) показывают, что при вибрациях корпуса с частотой 94 Гц наблюдается кратковременное *снижение* величины расхода топлива в течение примерно двух секунд.

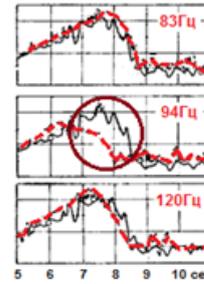


Рисунок 9. Изменение расхода через регулятор без вибраций и с вибрациями разной частоты

Испытания другого регулятора расхода показали *увеличение* расхода топлива при частотах вибраций 85...90 Гц (рисунок 10). Оба регулятора имеют полости формирования командного давления с характеристикой, приведенной на рисунке 8.

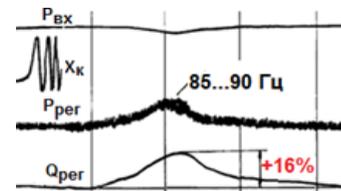


Рисунок 10. Увеличение режима работы при вибрациях

Результаты полунатурного моделирования двигателя с натурным регулятором расхода показали, что изменение режима работы при вибрациях на характерных частотах происходит в соответствии с дроссельной характеристикой двигателя, что подтверждает эффект преобразования вибраций в сигнал на дополнительную перенастройку режима.

На рисунке 11 приведена дроссельная характеристика двигателя в виде зависимости отношения давлений компрессора от частоты его вращения  $n_k$  без и с вибрациями на частоте 120 Гц при разном положении РУД. Видно, что с вибрацией все точки дроссельной характеристики располагаются ниже соответствующих точек без вибраций.

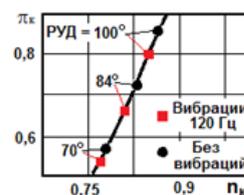


Рисунок 11. Дроссельная характеристика двигателя

без вибраций и с колебаниями 120 Гц.

Устранение эффекта влияния вибраций на режим работы регуляторов возможно путём демпфирования их подвижных механических элементов. Однако при этом может быть ухудшение показателей быстродействия и требуется компромиссное решение.

Влияние вибраций на работу регуляторов может происходить в узком диапазоне частот (на собственных частотах механических элементов или системы) и проведение функциональных виброиспытаний агрегатов нужно проводить как с плавным изменением частоты вибраций в заданном диапазоне, так и с дискретным заданием частот для выявления возможного эффекта изменения режима работы.

Результаты данной работы могут быть полезными при анализе результатов вибрационных испытаний гидромеханических агрегатов автоматики на соответствие квалификационным требованиям КТ-160G и при других исследованиях виброустойчивости агрегатов двигателей ЛА.

## 5 Заключение

1. Виброустойчивость гидромеханических агрегатов может оцениваться по частотной характеристике в виде зависимости амплитуды колебаний регулируемого параметра от частоты вибраций корпуса агрегата в диапазоне частот 0...500 Гц.

2. Показателями характеристики виброустойчивости является коэффициент виброчувствительности, определяемый как отклонение величины регулируемого параметра при действии линейного ускорения величиной в одну единицу, и коэффициент вибро-

активности, показывающий во сколько раз усиливается / ослабляется влияние вибраций на  $j$ -ой частоте по сравнению со значением на нулевой частоте.

3. Проведенные исследования показали, что в системах с гидромеханическими регуляторами при вибрациях их корпусов из-за реакции массы подвижных механических элементов на виброускорения возникают вынужденные колебания параметров, которые могут значительно усиливаться на собственных частотах колебаний элементов.

4. На отдельных частотах вибраций возможно изменение режима работы гидромеханического регулятора из-за влияния нелинейных характеристик его узлов.

## Список использованных источников

- [1] Вибрации в технике. Справочник. - М.: Машиностроение, 1967. - Т. 1.
- [2] Гладких П. А. Вибрации в трубопроводах и методы их устранения / П. А. Гладких, С. А. Хачатурян. - М.: Машгиз, 1959. - 243 с.
- [3] Сидоренко М. К. Виброметрия газотурбинных двигателей / М. К. Сидоренко. - М.: Машиностроение, 1973. - 224 с.
- [4] Динамика гидропривода / Под ред. В.Н. Прокофьева. - М.: Машиностроение, 1972. - 288 с.
- [5] Гликман Б. Ф. Математические модели пневмогидравлических систем / Б. Ф. Гликман. - М.: Наука, 1986. - 368 с.
- [6] Гулиенко А. И. Влияние механических возмущений на характеристики гидромеханических регуляторов силовых установок / А. И. Гулиенко, В. М. Калнин // Кавитационные автоколебания и динамика систем питания. Ч. 2, К.: Издательство «Наукова Думка», 1976, С.128-134.
- [7] Шорин В. П. Методика расчёта характеристик нелинейных гидравлических цепей с учётом колебаний рабочей среды / В. П. Шорин, Е. В. Шахматов, А. Г. Гимадиев // Journal of Dynamics and Vibroacoustics. - 2014. - №1. - С. 61-67.

**INFLUENCE OF VIBRATIONS ON CHARACTERISTICS OF HYDROMECHANICAL REGULATORS****Anatoliy I. Gulienko**

Central Institute of Aviation Motors  
(CIAM),  
2 Aviamotornaya St., Moscow,  
Russian Federation  
111116

[goulienko-contrl@ciam.ru](mailto:goulienko-contrl@ciam.ru)

*The main noise source in gas distribution systems is the gas pressure reduction in regulators. Nowadays the special mufflers, representing a set of orifices, are widely used for pressure regulator noise reduction. However, the installation of such devices may cause malfunction of the unit. That is why there is a need to study the characteristics of regulator with the muffler in order to select the parameters at which the desired pressure reduction is retained and the noise is reduced.*

*This paper studies the regulator which represents an equivalent of reduction valve of a similar scheme with the muffler installed in the outlet line. The output impedance increase may lead to loss of stability and control accuracy. The mathematical model of this system was implemented in the Simulink software in order to analyze the muffler impact on pressure relief valve static and dynamic characteristics. The program in Matlab software was also developed for determination of the noise generated by the system. The experimental research using the pneumatic bench was carried out for mathematical model verification.*

*The dependences between the main system operating parameters and the muffler.*

**Key words:** *Vibrations; vibration resistance; hydromechanical regulator; mechanism of influence of vibrations*

**References**

- [1] "Vibrations in the technician: A directory" (1967), Mashinostroeniye, Moscow, Russia, vol.1.
- [2] Gladkih, P.A and Hachaturjan, S.A. (1959), *Vibration in pipelines and methods of their elimination*, Mashgiz, Moscow, Russia, 243 p.
- [3] Sidorenko, M. K. (1973), *Vibrometry of gas turbine engines*, Manostroeniye, Moscow, Russia, 224 p.
- [4] Prokofiev, V.N. (1972), "Dynamics of a hydrodrive", Mashinostroeniye, Moscow, Russia, 288 p.
- [5] Glikman, B.F. (1986), "Mathematical models of pneumahydraulic systems", Science, Moscow, Russia, 368 p.
- [6] Gulienko, A.I. and Kalnin, V.M. (1976), Influence of mechanical indignations on characteristics of hydromechanical regulators of power-plants, *Cavitation of self-oscillation and dynamics of power supply systems*, Naukova Dumka, vol. 2, pp.128-134.
- [7] Shorin V.P., Shakhmatov E.V. and Gimadiev A.G. (2014), Characteristics calculation procedure for the nonlinear hydraulic chains with pulsating working media, *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, no. 1, pp. 61-67.