

УДК 621.431.75

## ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ СМАЗКИ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2015 А. И. Гулиенко, Ю. М. Щуровский

Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва

Объектом исследований является система смазки с электроприводными откачивающими и нагнетающим шестерёнными насосами. Проведён анализ особенностей рабочего процесса в агрегатах систем смазки и сделана оценка возможности применения гомогенной модели для описания течения мелкодисперсной масловоздушной смеси. Изложен принцип построения математической модели систем смазки на базе динамических уравнений типовых процессов в узлах – течения двухфазной смеси, смешения потоков жидкости и воздуха, заполнения межзубовых объёмов шестерённой пары в зоне всасывания. Выполнена верификация разработанной математической модели путём сравнения расчётных и экспериментальных процессов.

*Система смазки, динамическая математическая модель, шестерённый насос, регулируемый электропривод, гомогенная двухфазная среда, заполнение с расширением, газотурбинный двигатель.*

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-250-261

### Введение

В цикле работ ЦИАМ по созданию «электрического» газотурбинного двигателя (ГТД) для «полностью электрического» самолёта разработана демонстрационная система смазки с электроприводными откачивающими и нагнетающим насосами [1]. Проведённые исследования системы показали, что для обеспечения её надёжной и эффективной работы необходимо решить вопросы выбора энергосберегающих режимов работы насосов, уменьшения амплитуды колебаний давлений в тракте и др. Частичное их решение возможно с помощью динамической математической модели системы, которая учитывала бы ряд специфических явлений, возникающих при работе системы, таких как течение и смешение двухфазных потоков, заполнение межзубовых объёмов в зоне всасывания шестерённых насосов двухфазной средой и др. Принципы создания такой модели и её идентификация изложены ниже. Математическая модель позволяет рассчитывать на стационарных и переходных режимах работы давление, температуру и величину расхода рабочего тела в тракте прокачки, содержание в узлах системы воздуха, поступающего в масляные полости из газовоздушного тракта двигателя, с учётом теплофизиче-

ских характеристик жидкости и газа в зависимости от давления, температуры и объёмного газосодержания.

### Особенности рабочего процесса в агрегатах систем смазки ГТД

Система смазки ГТД должна обеспечить во всех условиях эксплуатации надёжную подачу жидкого масла из маслобака в подшипниковые узлы опор роторов и к трущимся элементам в коробке приводов агрегатов, утилизацию в масло тепла от теплонапряжённых узлов двигателя, возврат обратно в бак подогретой масловоздушной смеси, а также утилизацию в атмосферу воздуха, поступающего в опоры роторов. Система содержит подсистемы нагнетания, откачки и суфлирования, которые представляют собой комплекс взаимосвязанных трубопроводами гидравлических и пневматических агрегатов.

В агрегатах системы происходят процессы различной физической природы (гидравлические, тепловые и др.). При этом на их входе и выходе плотность рабочей среды может существенно отличаться из-за изменения содержания в масле воздуха или из-за неполного заполнения межзубовых объёмов шестерён в зоне всасывания.

Из маслобака чистое масло (без воздуха или с его минимальным количеством) поступает на вход нагнетающего насоса. Он обеспечивает подачу масла к форсункам подшипников опор роторов, расположенных в масляных полостях (МП). Для исключения возможности перетекания масла из этих полостей в газоздушный тракт ГТД организуется поступление в МП воздуха из полостей ГТД по уплотнениям на роторе. Проходя через подшипники МП, жидкое масло дробится на мелкие капли, которые, перемешиваясь с поступающим воздухом, образуют масловоздушную двухфазную среду внизу МП, вверху – воздушно-масляную, типа «масляная пена». По высоте масляной полости наблюдается неравномерность по величине массового газосодержания. С выходов МП двухфазная среда поступает на вход откачивающего насоса и на вход системы суфлирования.

Наличие путевых потерь давления в трубопроводе подвода двухфазной смеси к насосу, местных потерь на входных кромках шестерён и потерь на увеличение

скорости потока от скорости во входном патрубке до окружной скорости головок зубьев шестерён, приводит к уменьшению давления на входе в межзубовые объёмы шестерён и частичному их заполнению за время пребывания в зоне всасывания. Их заполнению препятствуют центробежные силы, развивающиеся в жидкости при вращении шестерён. Особенностью заполнения двухфазной средой является то, что при неполном их заполнении газовая часть среды начинает расширяться до полного заполнения и плотность среды уменьшается. В результате заполнения с расширением газовой фазы массовая производительность насоса уменьшается из-за уменьшения плотности среды, поступающей на выход насоса.

На рис.1 приведена принципиальная схема демонстрационной системы смазки с электроприводными насосами (ДЭСС) и даны обозначения её параметров по тракту прокачки – давлений  $P$ , расходов  $G$ , частот вращения роторов  $n$  и частоты электросети  $f$ .

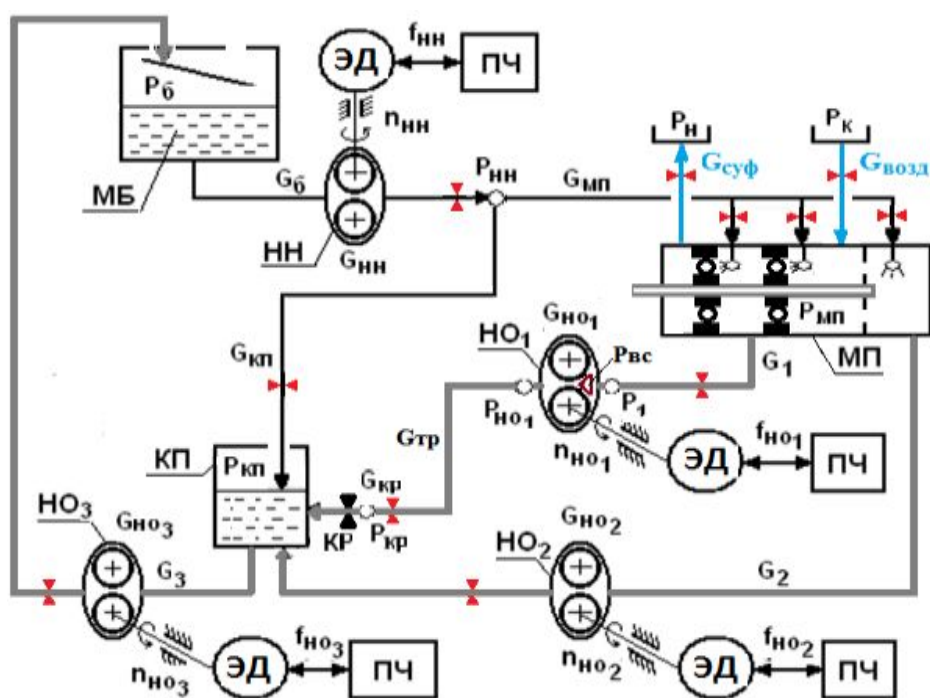


Рис. 1. Принципиальная схема демонстрационной системы смазки:

МБ – маслобак, НН – нагнетающий насос, НО – откачивающие насосы, ЭД – электродвигатели, ПЧ – преобразователи частоты электросети, МП – масляная полость, КП – картер коробки приводов, КР – кран, имитирующий засорение фильтра на входе в маслобак

ДЭСС содержит четыре шестерённых насоса, каждый из которых приводится во вращение от асинхронного электродвигателя ЭД с управлением от преобразователей частоты питающей сети ПЧ, и цифровую систему управления. Нагнетающий насос НН подает масло в масляную полость МП с подшипниками, вращающихся стендовым электродвигателем. На выходе откачивающих насосов НО<sub>1</sub> и НО<sub>2</sub> масло объединяется в один поток и поступает в коробку приводов КП, из которой насос НО<sub>3</sub> подает масло в маслобак МБ. Масляная полость наддувается воздухом ( $G_{\text{возд}}$ ) от компрессора с давлением  $P_k$ , а магистраль суфлирования ( $G_{\text{суф}}$ ) соединена с атмосферой (давление  $P_n$ ).

#### **Идеализация течения рабочей среды в тракте её прокачки**

Математическая модель системы смазки должна рассчитать на стационарных и переходных режимах работы подачу рабочей среды в виде двухфазной смеси, чистого масла или воздуха, а также величины массового и объёмного газосодержания, давления и температуру среды по тракту её прокачки. При этом необходимо учитывать зависимости теплофизических характеристик жидкости и газа (плотности, вязкости, удельной теплоёмкости и скорости воздуха) от давления, температуры и объёмного газосодержания.

Определение параметров двухфазных потоков (расходов, давлений, объёмного газосодержания и др.) актуально для многих систем, таких как паровые котлы, рефрижераторы, конденсаторы, экономайзеры, испарители, установки, используемые для транспортировки пароводяных и нефтегазовых смесей, перекачки суспензии и др. Им посвящены многочисленные работы, в которых, рассмотрены различные модели течения двухфазных потоков, методы расчёта гидравлического сопротивления каналов и т.п. В этих работах показано, что при пуске установок обычно реализуются режимы течения двухфазной

смеси типа пузырьковых, снарядных и эмульсионных, которые образуются в результате процессов коалесценции в смеси.

На стационарных режимах работы установок реализуется, как правило, кольцевое или дисперсное течение, у которого жидкая фаза распределена в газовой фазе в виде мелких капель. В кольцевой модели жидкость движется по стенке трубы в виде плёнки, а в центральной части трубы пар образует «ядро» потока как, например, в теплообменных аппаратах и парогенераторах. Имеющиеся экспериментальные данные по системам смазки ГТД показывают, что для них такой режим маловероятен, и он не рассматривался.

Для описания течения дисперсных двухфазных потоков используются, в основном, две модели – гомогенная и гетерогенная. В модели гомогенного потока принимается, что жидкая и газовая фазы распределены равномерно, при этом скорости их движения и температуры одинаковы. Гетерогенная модель рассматривает двухфазный поток как систему, из двух фаз, разделённых межфазными границами, движущимися с разными скоростями.

Визуально-спектральный анализ течения масловоздушной смеси в гидравлическом контуре демонстрационной электроприводной системы смазки с электроприводными шестерёнными насосами, выполненный при температурах рабочей среды 20...70°C, истинном объёмном газосодержании масловоздушной смеси в контуре откачки  $\alpha_n = 0,2 \dots 0,5$ , показал, что движущаяся в трубопроводах дисперсная масловоздушная смесь обладает свойствами упругой сплошной среды и в ней отсутствуют процессы коалесценции [2]. При этом для описания напорного течения масловоздушной смеси в трубопроводах её можно рассматривать как гомогенную сжимаемую среду с использованием соответствующего математического аппарата. Модель течения гомогенных двухфазных потоков без «проскальзывания» фаз получила название модель НЕМ (Homogeneous Model) [3].

Возможность использования гомогенной модели течения подтверждена путём определения скорости звука в двухфазной смеси в результате анализа экспериментальных значений величин колебаний (пульсаций) и временных записей давлений в тракте прокачки.

Как известно, в тракте подачи жидкости (газа) минимальное значение частоты гармонических пульсаций давлений практически всегда соответствует собственной частоте колебаний трубопроводной системы, которая зависит от величины скорости звука в среде и длин трубопроводов. При испытаниях ДЭСС в тракте прокачки смеси регулярно регистрировались колебания давления с разной частотой

(рис. 2). Частота колебаний давления за откачивающим насосом  $P_{\text{вых.н}}$  равна  $\sim 5,5$  Гц, а перед дроссельным краном  $P_{\text{кр}}$  колебания носили полигармонический характер: имеются низкая частота  $0,3 \dots 0,5$  Гц, повышенная частота  $32$  Гц и частота  $\sim 5,5$  Гц, равная частоте колебаний на выходе насоса.

Частоту  $5,5$  Гц можно считать собственной частотой трубопроводной системы от МП до КП, т.к. низкочастотные колебания  $0,3 \dots 0,5$  Гц обусловлены процессами заполнения межзубовых объёмов шестерён в зоне всасывания откачивающего насоса, и связанного с этим изменения плотности.

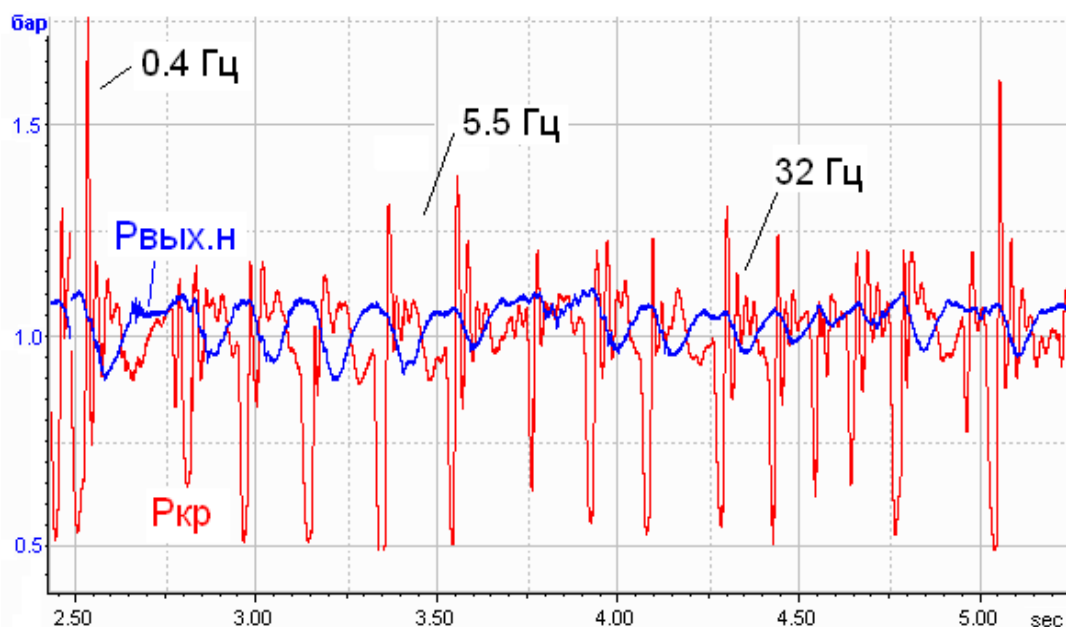


Рис. 2. Колебания давлений в тракте откачки из МП «масляной пены»

Длина однниточного трубопровода от насоса  $НО_1$  до картера коробки приводов составляет  $2,4$  м. Его можно рассматривать как «закрыто-закрытую» акустическую систему, для которой собственная частота колебаний равна скорости звука в смеси, разделённую на удвоенное значение длины трубопровода [4]. Тогда для частоты колебаний  $5,5$  Гц скорость звука в рабочей среде («масляной пене») должна быть равна  $5,5 \cdot 2 \cdot 2,4 = 26,4$  м/с.

Расчётные значения скорости звука в чистом масле и воздухе равны  $1350$  и  $330$  м/с соответственно, т.е. они значительно больше рассчитанного значения  $26,4$  м/с. Такая низкая скорость звука может реализоваться в гомогенной модели течения смеси жидкости и газа [3]. На рис.3 приведены величины скорости звука в гомогенной смеси и нанесено расчётное значение скорости звука в ДЭСС, определённое на основе анализа пульсаций давления и переходного процесса в системе.

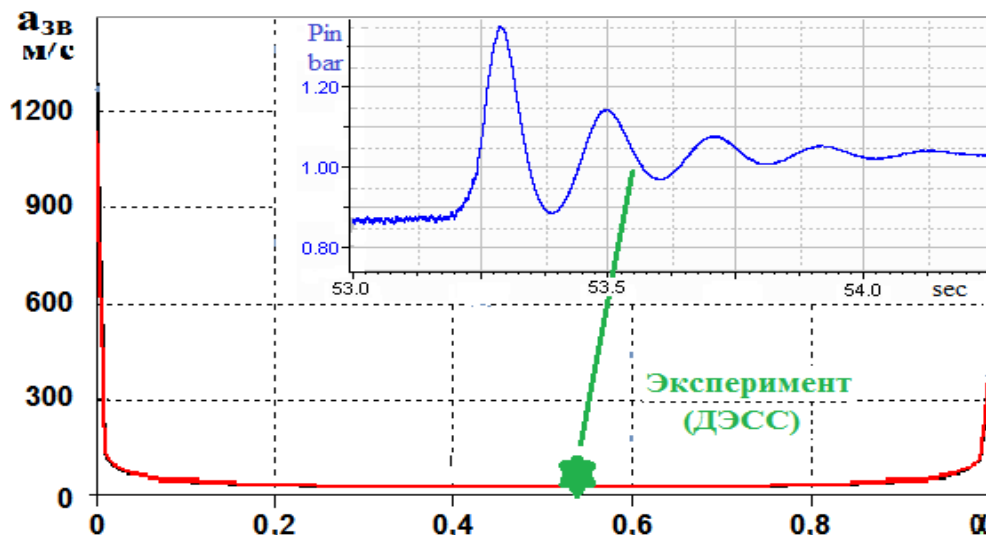


Рис.3. Зависимость скорости звука в двухфазной среде от объёмного газосодержания  $\alpha$

Особенностью модели НЕМ является то, что двухфазная среда рассматривается как однородная однофазная смесь, термодинамические характеристики которой (гомогенные плотность  $\rho_{см}$ , кинематическая вязкость  $\nu_{см}$ , удельная теплоёмкость  $C_{р,см}$ , показатель изэнтропы  $kэ$  и скорость звука  $a_{зв,см}$ ) зависят от объёмного газосодержания  $\alpha$  (или массового  $x$ ), а также от индивидуальных характеристик жидкости ( $\rho^ж, \nu^ж, C_{р}^ж, a^2_{зв,ж}$ ) и газа ( $\rho^г, \nu^г, C_{р}^г, a^2_{зв,г}$ ). При этом  $\rho_{см} = \rho^ж (1 - \alpha) + \rho^г \alpha$ ,  $\nu_{см} = \nu^ж (1 - \alpha) + \nu^г \alpha$ ,  $1/kэ = (1 - \alpha) / k^ж + \alpha / k^г$ ,  $1/a^2_{зв,см} = \rho_{см} [(1 - \alpha) / (\rho^ж a^2_{зв,ж}) + \alpha / (\rho^г a^2_{зв,г})]$ . Потери давления рассчитываются по формуле Дарси-Вейсбаха, в которой используется гомогенная плотность смеси.

В процессе исследований электроприводной системы смазки было обращено внимание на то, что электрическая мощность электропривода насоса, откачивающего «масляную пену», превышает его гидравлическую мощность: величина гидравлической мощности составляла 80 Вт, в то время как величина электрической – 240 Вт. Это показывает, что необходимо уточнение метода расчёта мощности насосов при работе на двухфазной смеси с целью учёта особенностей её течения в тракте насоса.

При перемещении смеси из зоны всасывания в зону нагнетания насоса она

располагается во впадинах шестерён и из-за действия центробежных сил, возникающих при их вращении, масса более тяжёлой жидкой фазы смеси стремится к периферии шестерён и по их радиусу возникает неравномерность распределения массы и, следовательно, плотности смеси. При подходе к зоне нагнетания, в которой давление выше давления в зоне всасывания, крутящий момент электродвигателя привода насоса стремится преодолеть действие перепада давлений на насосе и происходит сжатие двухфазной смеси.

Неравномерно распределённая по радиусу шестерён масса учтена в модели приближённо в виде сосредоточенных масс, расположенных в двух объёмах: один содержит массу с повышенной плотностью – условно жидкость, а второй пониженную – газ. В таком виде течение в шестерённом насосе двухфазной смеси описывается гомогенной моделью с локальным парциальным сжатием жидкости и газа.

При допущении, что сжатие жидкого и газового объёмов происходит без взаимного влияния друг на друга, а величины парциальных работ на сжатие подчиняются правилу аддитивности и связаны между собой величиной объёмного газосодержания  $\alpha$ , имеем следующее выражение для расчёта работы сжатия смеси с распределением объёмов:

$$A_{\text{сж.парц}} = (1 - \alpha^m) A_{\text{ж.о}} + \alpha^m A_{\text{г.о}} = \frac{(1 - \alpha^m)(P_{\text{вых}} - P_{\text{вх}})}{\rho_{\text{ж.о}}} + \frac{\alpha^m}{(1 - \frac{1}{k_s})RT_{\text{см}}(\pi^{\frac{1}{k_s}} - 1)}. \quad (1)$$

где:  $A_{\text{ж.о}}$ ,  $A_{\text{г.о}}$  – работа сжатия жидкого и изоэнтальпическая работа сжатия газового объёмов;  $m = 6 \dots 10$  – коэффициент распределения жидкого и газового объёмов по радиусу шестерни (определяется экспериментально);  $\pi_n = P_{\text{вых}}/P_{\text{вх}}$  – отношение давления на выходе насоса к давлению на входе;  $R$  – газовая постоянная;  $T_{\text{см}}$  – температура смеси на входе в насос;  $\rho_{\text{ж.о}}$ ,  $\rho_{\text{г.о}} = P_{\text{вх}}/RT_{\text{см}}$  – плотность жидкости и газа в объёмах.

Потребляемая насосом гидравлическая мощность  $N_{\text{шн}}$  равна сумме полезной мощности (произведение работы сжатия перекачиваемой смеси на её массовый расход  $G_n$ ) и потерь мощности  $\Delta N_{\text{гидр}}$  на преодоление сил трения в радиальных и осевых зазорах шестерён.

### Построение динамической математической модели системы смазки

Агрегаты систем смазки образует замкнутую разветвленную систему трубопроводов с маслобаком, насосами подачи в масляные полости жидкого масла и откачки из них двухфазной смеси, с фильтрами и клапанами различного типа (регулирующие, предохранительные, обратные и др.). Её математическая модель построена по модульному принципу, представляя собой, совокупность дифференциальных, интегральных и алгебраических уравнений, отражающих взаимосвязь протекающих в системе гидравлических, газовых и тепловых процессов с учётом расходных и мощностных характеристик насосов и электроприводов [5]. Решение системы уравнений модели выполняется в программе для ЭВМ методом прямого численного расчёта без итераций.

В качестве модулей используются конечные элементы системы, под которыми понимается части пневмогидравли-

ческой схемы (ПГС). Для проведения расчётов ПГС разбивается на отдельные участки течения рабочей среды (трубопроводы и т.п.), которые образуют рёбра расчётной схемы. Связь между участками осуществляется сосредоточенными объёмами (ёмкостями), которые образуют узлы расчётной схемы. Распределенные потери давления на трение в пределах участка сосредотачиваются на границе участка и суммируются с потерями на местных постоянных и переменных сопротивлениях. Движение двухфазной среды на участках, которая рассматривается как однородная сжимаемая ньютоновская среда из смеси жидкости и идеального газа, происходит под действием перепада давлений на их концах.

Насосы располагаются на участках и представляются квазистатической расходной характеристикой, отражающей зависимость объёмной производительности насоса от частоты вращения его вала с учётом перетока рабочей среды по зазорам шестерённой пары с выхода насоса на его вход. В качестве узлов ПГС ДЭСС (рис.1) приняты место разветвления трубопроводов за нагнетающим насосом (давление  $P_{\text{нн}}$ ), где поток разделяется на подачу масла к форсункам масляной полости МП и коробку приводов КП, объёмы на входе в откачивающий насос НО1 (давление  $P_1$ ) и его выходе (давление  $P_{\text{но1}}$ ), объём перед дроссельным краном ( $P_{\text{кр}}$ ) и объём масляной полости –  $P_{\text{мп}}$ . В этих узлах рассчитываются давление, температура, плотность и массовое газосодержание рабочей смеси. В зоне всасывания насоса НО1 (коричневый треугольник) также рассчитывается давление –  $P_{\text{вс}}$ . Узлы расчётной схемы образуют также объёмы маслобака и коробки приводов, в которых давления  $P_6$  и  $P_{\text{кп}}$  приняты постоянными, равными атмосферному давлению  $P_n$ . В МП подаётся воздух от компрессора с давлением  $P_k$ . Сосредоточенные сопротивления на участках показаны красными треугольниками. На схеме рис.1 показаны также четыре ротора трансмиссий с частотой вращения  $n_{\text{шн}}$ ,

$n_{но1}$ ,  $n_{но2}$  и  $n_{но3}$ , отражающих взаимодействие крутящих моментов насосов и их электропривода.

Принимается, что в пределах участка давление и температура рабочей среды, а также её теплофизические характеристики в виде зависимостей плотности и вязкости рабочей среды от температуры, постоянны по длине и изменяются только во времени. В ёмкостях происходит слияние потоков рабочей среды и изменение её теплофизических и термодинамических характеристик. При этом по всему объёму параметры состояния (давление, температура, газосодержание и др.) одинаковы и изменяются только во времени.

При движении двухфазной смеси в одностороннем трубопроводе величина массового газосодержания  $x_{см}$  не изменяется по длине, а величина  $\alpha$  изменяется при изменении плотности жидкости и газа, например из-за потерь давления.

В математической модели ДЭСС использованы следующие конечные элементы: соединительный трубопровод (расчёт массового расхода двухфазной смеси и разделение его на расход жидкой и газовой фаз); газожидкостная ёмкость (расчёт давления, температуры и массового газосодержания двухфазной смеси); шестерённый насос (расчёт подачи и температуры двухфазной смеси на выходе из насоса, а также потребляемой им мощности с переменными объёмным и гидравлическим коэффициентами полезного действия); трансмиссия «электродвигатель-насос» (расчёт частоты вращения ротора электродвигателя).

### Основные уравнения конечных элементов математической модели

Для исследования характеристик систем смазки предлагаются, как правило, математические модели, основанные на статических соотношениях гидравлики для определения расходов несжимаемой рабочей среды и требующих применения итерационных процессов. При этом не учитываются динамические свойства соединяющих трубопроводов, изменение

газосодержания по тракту прокачки двухфазной смеси и др.

Изложенный выше принцип формирования конечных элементов в виде участков и емкостей позволяет применить единый подход к описанию массо- и теплопереноса разнообразной рабочей среды – жидкости, газа и гомогенных двухфазных смесей, расчёту давления и температур рабочей среды, а также положения и скорости механических элементов. При этом для описания физических процессов используются уравнения движения жидкости, газа или двухфазного потока для расчёта величины массового расхода на участке с учётом инерционности рабочей среды, неразрывности её течения с учётом сжимаемости в сосредоточенных объёмах, движения твёрдого тела для расчёта частоты вращения.

Уравнения описания этих процессов изложены во многих работах по исследованию характеристик газотурбинных и жидкостных ракетных двигателей, например [6], и использованы в математической модели ДЭСС. Ниже приведено разработанное уравнение движения двухфазной гомогенной смеси в трубопроводе и система уравнений процесса заполнения межзубовых впадин шестерён. Эти уравнения во многом определяют динамические характеристики систем смазки, но в литературе не освещены.

**Расчёт массового расхода двухфазной смеси  $G_i^{см}$**  на  $i$ -м участке производится по уравнению изоэнтропического течения инерционной сжимаемой двухфазной среды под действием гидравлического  $\Delta H_i$  и гидростатического напоров:

$$L_i \frac{dG_i^{см}}{dt} = \Delta H_i \pm \rho_i^{см} g \Delta h \cos \theta - \Delta p_i$$

$$\Delta H_i = (1 - \alpha_i)(P_j - P_{j+1}) \beta_i^{\frac{2}{k_s}} + \frac{\alpha_i P_j}{(1 - \frac{1}{k_s}) \beta_i^{\frac{1}{k_s}} (\beta_i^{\frac{1}{k_s}} - \beta_i)} \cdot (2)$$

где:  $\Delta p_i$  – потери давления на участке;  $\rho_{i,см} = (1 - \alpha_i) \rho_j^{жс} + \alpha_i \rho_j^g$ ,  $v_{i,см} = (1 - \alpha_i) v_j^{жс} + \alpha_i v_j^g$ ,  $x_{i,см}$ ,  $\alpha_i$  – гомогенная плотность, кинематическая вязкость, массовое и объёмное

содержания смеси на входе в участок,  $\beta_i = P_{j+1}/P_j$   $\beta_i \geq \beta_{кр}$  – отношение давления на выходе участка к давлению на входе, величина которого больше критического значения  $\beta_{кр}$ ,  $L_i$  – коэффициент инерционного сопротивления (отношение длины участка  $l_i$  к площади его поперечного сечения  $F_i$ ),  $\Delta h$  – разность высот от входа до выхода,  $\theta$  – угол наклона трубы к вертикали.

Расчёт суммарных потерь давления на участке  $\Delta p_i$  проведён при допущении об их аддитивности при ламинарном и турбулентном режимах течения:

$$\Delta p_{лам} = \frac{64\pi\nu_{i,см} l_i G_i^{см}}{2\rho_i^{см} F_i^2} \text{ – ламинарные;}$$

$$\Delta p_{пут} = \frac{\lambda_{мп} \frac{l_i}{d_i} G_i^{см} |G_i^{см}|}{2\rho_i^{см} F_i^2} \text{ – путевые;}$$

$$\Delta p_{мест} = \frac{\sum \zeta_{i,м} G_i^{см} |G_i^{см}|}{2\rho_i^{см} F_i^2} \text{ – местные;}$$

$\Delta p_i = \Delta p_{лам} + \Delta p_{пут} + \Delta p_{мест}$  – суммарные.

При расчёте потерь давления в зоне всасывания на участке от входа в насос до периферии зубьев шестерён, кроме местных потерь на входных кромках шестерён и на расширение и перемешивание потоков в зоне всасывания, необходимо учитывать потери на увеличение скорости потока от скорости во входном патрубке до окружной скорости головок зубьев шестерён  $\Delta p_{ск}$  и на преодоление действия центробежных сил  $\Delta p_{цс}$ . Эти потери рассчитываются по соотношениям из работы [7] по плотности смеси в зоне всасывания  $\rho_{вс}$ :

$$\Delta p_{ск} = \frac{\rho_{вс} \left[ \left( \frac{\pi D_{ш} n_n}{60} \right)^2 - \left( \frac{G_{шт}}{\rho_{ЕС} F_{ВС}} \right)^2 \right]}{2}, \quad (3)$$

$$\Delta p_{цс} = \frac{V_{зан} \rho_{вс} \left( \frac{\pi n_n}{30} \right)}{2},$$

где:  $D_{ш}$  – диаметр шестерён;  $n_n$  – частота вращения насоса;  $V_{зан}$  – заполняемый объём впадин.

Разделение общего массового расхода смеси на массовый расход воздуха  $G_i^B$  и жидкого масла  $G_i^M$  обеспечивают следующие уравнения:

$$G_i^B = G_i^{см} x_{i,см}, \quad G_i^M = G_i^{см} - G_i^B.$$

Приведённые уравнения позволяют рассчитать расход двухфазной смеси под действием единого перепада давлений на концах участка  $P_j - P_{j+1}$ , обеспечивая плавный переход от расчёта расхода двухфазной смеси к расчёту расходов жидкости или газа.

**Заполнение межзубовых объёмов** шестерённой пары имеет место во время пребывания шестерён в зоне всасывания, которая характеризуется длиной дуги  $L_{вс}$ . Математическое описание этого процесса проведено при следующей его идеализации: плотность смеси одинакова по всему межзубовому объёму зоны, величина массового газосодержания от входа в насос до выхода из него не изменяется, т.к. считается, что в насосе отсутствуют процессы вскипания и конденсации жидкой фазы, а также сепарация газовой фазы в застойных зонах; давление на периферии зубьев шестерён равно разности давления на входе в насос и потерь давления по тракту течения смеси; давление в незаполненном объёме определяется по уравнению изотермического расширения смеси; в зоне всасывания находится несколько пар зубьев и суммарный объём между ними заполняется одновременно.

Время пребывания  $\Delta t_{зан}$  межзубовых объёмов в зоне всасывания, суммарный объём которых составляет  $V_{вп}$ , равно  $\Delta t_{зан} = L_{вс} / (\pi D_{ш} n_n / 60)$  и за это время накапливается объём смеси  $V_{зан}$ , равный

$$V_{зан} = \sum_{j=t-\Delta t_{зан}}^{j=t} (G_{вс,j} + G_{ум,j}) / \rho_{вс,j} \cdot \Delta t_{шт}, \quad (4)$$

$$0 \leq V_{зан} \leq V_{вп},$$

где –  $G_{вс,j}$  и  $G_{ум,j}$  величина расходов, поступающих в зону всасывания,  $\Delta t$  – шаг интегрирования системы уравнений.

Давление в незаполненной части межзубового объёма  $P_{вп}$  определяется как результат изотермического расширения



газовой фазы смеси от давления на периферии шестерён  $P_{вс}$ , т.е.  $P_{вн} = P_{вс} \cdot V_{зан} / V_{вн}$ . Коэффициент объёмного газосодержания в межзубовом объёме  $\alpha_{вп}$  равен:

$$\alpha_{вн} = \frac{1}{\left[ 1 + \left( \frac{1}{x_{вс}} - 1 \right) \frac{P_{вн}}{(RT_{вс} \rho_{вс}^{жс})} \right]},$$

$$0 \leq \alpha_{вп} \leq 1. \quad (5)$$

На выходе насоса образуется смесь с плотностью

$$\rho_{внн} = (1 - \alpha_{вн}) \rho_{вс}^{жс} + \alpha_{вн} P_{наг} / T_{вс} / R.$$

При полном заполнении межзубового объёма плотность рабочей среды в нём равна плотности в зоне всасывания, а при неполном – формируется более низкое значение плотности за счёт увеличения объёма газовой фазы смеси.

На чистой жидкости неполное заполнение межзубового объёма приводит к процессам кавитации в насосе, когда возникают и разрушаются паровые пузырьки, что сопровождается местными гидравлическими ударами.

В процессе заполнения двухфазной средой межзубового объёма с расширением в них происходит увеличение объёмного газосодержания. Из-за этого уменьшается давление  $P_{вп}$  и плотность смеси, что приводит к уменьшению массового расхода через насос и перетоков смеси по зазорам шестерён. В результате уменьшается суммарная величина массового расхода, поступающего на заполнение впадин, и уменьшается степень их наполнения, что еще больше снижает плотность рабочей среды на выходе насоса.

Возникает положительная обратная связь: неполное заполнение объёма → уменьшение плотности смеси из-за расширения газовой фазы смеси → уменьшение массовой подачи → снижение заполнения объёма → уменьшение плотности и т.д., которая может приводить к повы-

шенному объёмному газосодержанию в тракте прокачки смеси.

### Верификация математической модели системы смазки

Верификация математической модели проводилась путём сравнения соответствующих расчётных и экспериментальных переходных процессов в системе смазки. При проведении экспериментальных исследований электроприводной системы смазки было отмечено замедленное (10...20 с) протекание переходных процессов по расходу и давлениям в тракте прокачки масла при изменении режима работы системы. Температурное равновесие в системе устанавливается за 60...65 с.

Для определения характерного времени гидравлических процессов в электроприводной системе смазки проведены испытания с заданием команд от системы управления на изменение производительности нагнетающего и откачивающего насосов. Команда подавалась скачком на преобразователь частоты питающей сети для изменения частоты вращения ротора электродвигателя. Расчётные и экспериментальные переходные процессы по давлению на выходе нагнетающего ( $P_{нн.вых}$ ) и откачивающего ( $P_{но.вых}$ ) насосов при изменении их производительности приведены на рис. 4.

Из рис. 4, А видно, что расчётные и экспериментальные переходные процессы по давлению на выходе нагнетающего насоса при увеличении его производительности близки к апериодическим. Время выхода каждого параметра в тракте нагнетания на установившийся режим составляет 0,9...1,0 с. Это время определяется, в основном, инерционными свойствами ротора электродвигателя, так как постоянная времени массы масла в трубопроводе за насосом на этих режимах составляет 0,006...0,01 с.

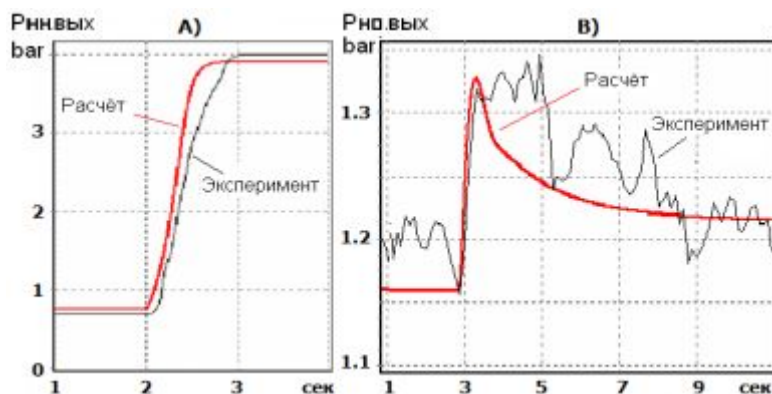


Рис.4. Переходные процессы при изменении производительности насосов:  
 А) – нагнетающий, В) – откачивающий

При изменении производительности откачивающего насоса переходные процессы в тракте прокачки масла (рис. 4, В) значительно отличаются от процессов при изменении производительности нагнетающего насоса. Видно, что начальная стадия изменения давлений на выходе насоса длится практически одинаково – время выхода равно 1,5 с, а далее протекание процессов резко различается. При этом имеет место заброс по давлению, обусловленный сжимаемостью двухфазной смеси («масляной пены») в тракте ее прокачки, и наблюдаются затухающие колебания. Время установления нового режима увеличивается и составляет ~ 8 с, т.е. время переходных процессов в тракте откачки почти на порядок больше времен процессов в тракте нагнетания. Это время определяется временем установления величины газосодержания в масляной полости. Колебания давлений в тракте откачки масловоздушной смеси из масляной полости не повлияли на значения параметров в тракте нагнетания из-за наличия воздуха в масляной полости, которая является фильтром. При изменении же прокачки нагнетающего насоса параметры системы изменяются как в тракте нагнетания, так и откачки.

С учётом сложности описываемых явлений в системе смазки, результаты проведенных расчётов могут быть оценены как приемлемые для первого этапа исследований.

### Заключение

Расчётно-экспериментальное исследование характеристик системы смазки с электроприводными нагнетающим и откачивающим насосами показало, что при математическом моделировании таких систем необходимо учитывать инерционность и сжимаемость рабочей среды, которая изменяется в зависимости от величины объёмного газосодержания, переменного по тракту прокачки.

Удовлетворительная сходимость расчётных и экспериментальных данных получена при описании течения двухфазной масловоздушной смеси гомогенной моделью без «проскальзывания» жидкой и газовой фаз (модель НЕМ – Homogeneous Model), а в шестерённых насосах – введением учёта парциального сжатия жидкости и газа. Возможность использования такой модели обоснована путём анализа акустических колебаний в трубопроводах системы смазки.

Расчётами с помощью разработанной математической модели показано, что прокачка насосами сжимаемой двухфазной смеси на режиме работы с неполным заполнением межзубовых объёмов шестерён во время их пребывания в зоне всасывания сопровождается появлением положительной обратной связи вида: неполное заполнение объёмов → уменьшение плотности смеси из-за расширения газовой фазы → уменьшение массовой подачи → снижение заполнения впадин → уменьшение плотности и т.д.

### Библиографический список

1. Gurevich O.S., Gulienko A.I. Demonstration Systems of the Gas-turbine Engine for the «Electric» Airplane // ICAS Biennial Workshop – 2013 «The More Electrical Aircraft: Achievements & perspectives for the future». Moscow: State Centre of Science «Central Institute of Aviation Motors», 2013. P. 1-19.
2. Яновский Л.С., Гулиенко А.И., Ежов В.М., Молоканов А.А., Шаранина К.В., Щуровский Ю.М. Влияние вспениваемости масел на характеристики электроприводной системы смазки авиационных ГТД самолётов нового поколения // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2015. № 8, с. 43-48.
3. Уоллис Г. Одномерные двухфазные течения. М.: Мир, 1972. 436 с.
4. Гликман Б.Ф. Автоматическое регулирование жидкостных ракетных двигателей. М.: Машиностроение, 1974. 296 с.
5. Щуровский Ю.М. Методический подход к математическому моделированию систем смазки ГТД // Сборник трудов международной молодёжной научной конференции «XII Королёвские чтения». Т. 1. Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет, 2013. С. 85.
6. Калнин В.М., Дятлов В.В., Науменкова Н.В. Теория автоматического управления ракетными двигателями. М.: Машиностроение, 1978. 288 с.
7. Юдин Е.М. Шестерённые насосы. М.: Машиностроение, 1978. 236 с.

### Информация об авторах

**Гулиенко Анатолий Иванович**, кандидат технических наук, начальник сектора, Центральный институт авиационного моторостроения, г. Москва. E-mail: [goulienko-contrl@ciam.ru](mailto:goulienko-contrl@ciam.ru). Область научных интересов: системы топливопитания и смазки газотурбинных двигателей.

**Щуровский Юрий Михайлович**, инженер, Центральный институт авиационного моторостроения, г. Москва. E-mail: [avim@ciam.ru](mailto:avim@ciam.ru). Область научных интересов: системы топливопитания и смазки газотурбинных двигателей.

## RESEARCH OF HYDRODYNAMIC PROCESSES IN THE LUBRICATION SYSTEM OF GAS TURBINE ENGINES

© 2015 A. I. Gulienko, Y. M. Shchurovskiy

Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov, Moscow, Russian Federation

A lubrication system with supply and scavenge oil gear pumps with electric drives is the subject of research. The features of the workflow in lubrication system units are analyzed and the possibility of applying a homogeneous model for the description of a fine-dispersed air-oil mixture is evaluated. The principle of construction of a mathematical model of a lubrication system based on dynamic equations of the typical processes in the nodes – the flow of the two-phase mixture, mixing of the air and liquid flows, filling cavities of gear pairs in the suction zone of the pump is outlined. The developed mathematical model is verified by comparing the calculated and experimental processes.

*Lubrication system, dynamic mathematical model, gear pump, controlled electric drive, homogeneous two-phase flow, filling with expansion, gas turbine engine.*

## Reference

1. Gurevich O.S., Gulienko A.I. Demonstration Systems of the Gasturbine Engine for the «Electric» Airplane. *ICAS Biennial Workshop – 2013 «The More Electrical Aircraft: Achievements & perspectives for the future»*. Moscow: State Centre of Science «Central Institute of Aviation Motors», 2013. P. 1-19.
2. Yanovskiy L.S., Gulienko A.I., Ezhov V.M., Molokanov A.A., Sharanina K.V., Shchurovskiy Yu.M. The effect of oil foaming on characteristics of electric drive lubrication system of «electric» aircrafts GTE. *Friction&Lubrication in Machines and Mechanisms*. No. 8. P. 43-48. (In Russ.)
3. Uollis G. *Odnomernye dvukhfaznye techeniya* [One-dimensional two-phase flows]. Moscow: Mir Publ., 1972. 436 p.
4. Glikman B.F. *Avtomatischeskoe regulirovanie zhidkostnyh raketnyh dvigateley* [Automatic control of liquid rocket engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1974. 296 p.
5. Shchurovskiy Yu.M. *Metodicheskiy podkhod k matematicheskomu modeli-rovaniyu sistem smazki GTD* [Technical approach to mathematic modeling of gas turbine engine lubrication systems]. *Sbornik trudov mezhdunarodnoy molodezhnoy nauchnoy konferentsii «XII Korolevskie chteniya»*. T. 1. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2013. P. 85.
6. Kalnin V.M., Dyatlov V.V., Naumenkova N.V. *Teoriya avtomaticheskogo upravleniya raketnymi dvigatelyami* [Theory of automatic control of rocket engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1978. 288 p.
7. Yudin E.M. *Shesterennye nasosy* [Gear pumps]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1978. 236 p.

## About the authors

**Gulienko Anatoly Ivanovich**, Candidate of Science (Engineering), Head of Sector, Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov, Moscow, Russian Federation. E-mail: [goulienکو-contrl@ciam.ru](mailto:goulienکو-contrl@ciam.ru). Area of Research: fuel feed and lubrication systems of gas turbine engines.

**Schurovskiy Yury Mihajlovich**, engineer, Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov, Moscow, Russian Federation. E-mail: [avim@ciam.ru](mailto:avim@ciam.ru). Area of Research: fuel feed and lubrication systems of gas turbine engines.