

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ОПОРНЫХ УЗЛОВ С
ГАЗОСТАТИЧЕСКИМИ ПОДШИПНИКАМИ В СОСТАВЕ
ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА ЖРД

Как отмечалось в работах [1,2], в связи с повышением скоростей вращения роторов ТНА ЖРД и увеличением их ресурса большое внимание разработчиками современных и перспективных жидкостных ракетных двигателей уделяется созданию опорных узлов с подшипниками скольжения гидростатического или газостатического типа.

В Воронежском КБ "Химвавтоматика" при участии автора был спроектирован и изготовлен натуральный образец турбонасосного агрегата с подшипниками скольжения газостатического типа, предназначенного для перекачки одного из компонентов топлива — водорода. Была разработана методика проведения натуральных испытаний ТНА на специальном стенде и подготовлена соответствующая документация.

На первом этапе проведения экспериментальных исследований для предварительной оценки работоспособности опорных узлов и определения их основных характеристик были проведены испытания ТНА в холостом режиме на вспомогательном стенде в ХАИ при смазке подшипников воздухом. Выбор воздуха в качестве смазывающего вещества был обусловлен тем, что его вязкость и плотность достаточно близки к соответствующим характеристикам водорода.

В конструкции ТНА было предусмотрено использование опорных узлов, в которых втулка газостатического подшипника была установлена в корпусе на упругих элементах, выполненных в виде \llcorner - образных металлических полуколец. Проведенные ранее испытания [3] подобных подшипников на воде показали эффективность их использования для улучшения динамических характеристик опорных узлов и системы "ротор-опоры".

Схема испытаний турбонасосного агрегата представлена на Рис.1. Ротор агрегата I приводится во вращение осевой одноступенчатой турбиной.

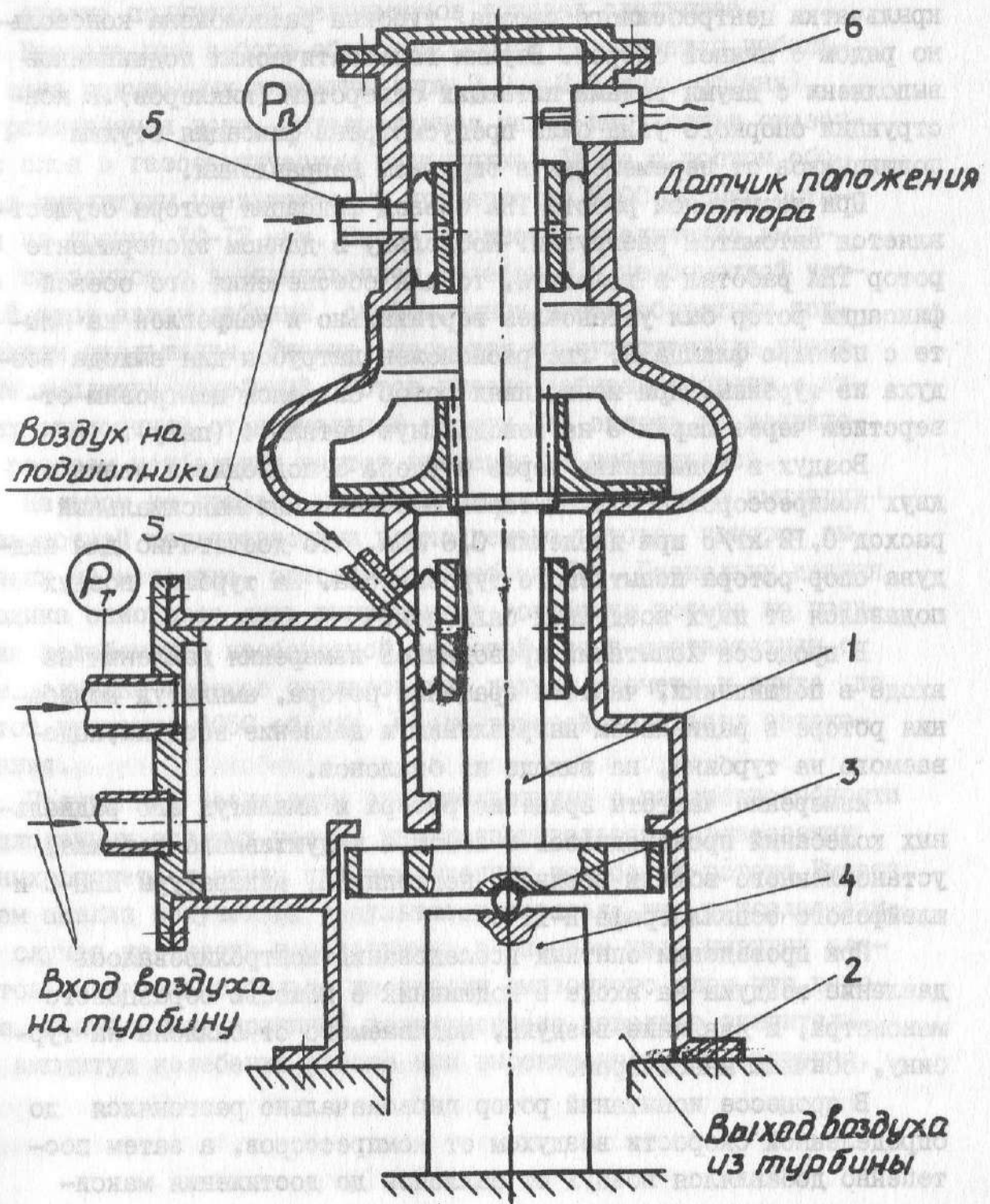


Рис. 1

пенчатой турбиной, рабочим телом которой в данном случае является воздух. На валу ротора установлена крыльчатка центробежного насоса. Опорные узлы находятся по обе стороны от крыльчатки центробежного насоса, турбина расположена консольно рядом с нижней опорой. Втулки газостатических подшипников выполнены с двумя рядами питающих отверстий (жиклеров). В конструкции опорного узла была предусмотрена фиксация втулки подшипников от перемещения в окружном направлении.

При нормальной работе ТНА осевая фиксация ротора осуществляется автоматом разгрузки. Поскольку в данном эксперименте ротор ТНА работал в холостую, то для обеспечения его осевой фиксации ротор был установлен вертикально и закреплен на плите с помощью фланца 2, где расположен патрубок для выхода воздуха из турбины. При испытаниях ротор опирался центровым отверстием через шарик 3 на неподвижную деталь 4 (пята).

Воздух в подшипники через штуцера 5 подводился извне от двух компрессоров СО-7А, которые обеспечивали максимальный расход 0,12 кг/с при давлении 0,6 МПа, что достаточно для наддува опор ротора испытываемого турбонасоса. На турбину воздух подавался от двух воздушных баллонов.

В процессе испытаний проводились измерения давления на входе в подшипники, частоты вращения ротора, амплитуд колебания ротора в радиальном направлении и давление воздуха, подаваемого на турбину, на выходе из баллонов.

Измерение частоты вращения ротора и амплитуд его радиальных колебаний производилось с помощью индуктивного датчика, установленного вблизи верхнего подшипника, аппаратуры ИВП-С и шлейфового осциллографа Н-117.

При проведении опытных исследований контролировалось давление воздуха на входе в подшипник с помощью образцового манометра, и давление воздуха, подаваемого от баллона на турбину, обычным манометром.

В процессе испытаний ротор первоначально разгонялся до определенной скорости воздухом от компрессоров, а затем постепенно добавлялся воздух от баллонов до достижения максимально возможного расхода.

Давление воздуха, подаваемое в подшипники от компрессора, поддерживалось в процессе опыта постоянным и составляло

0,52 МПа.

Результаты, полученные после обработки осциллограмм, представлены на Рис.2. Максимальные обороты, полученные в процессе испытаний, составляли 17000 об/мин.

Анализ полученных результатов показал следующее.

Вначале при наборе оборотов ротора наблюдается небольшая зона повышенных амплитуд (при 2.0...2.5 тыс. об/мин). Это резонансная зона, обусловленная малой жесткостью смазочного слоя в газостатическом подшипнике. Далее с ростом оборотов амплитуды уменьшаются и примерно до 8000 об/мин остаются на уровне 10-12 мкм. Затем произошло увеличение амплитуд, связанное с возникновением колебаний с необоротной частотой типа автоколебаний, свойственных высокооборотным подшипникам скольжения. Однако, несмотря на существенное увеличение амплитуд колебаний, ротор плавно набирал обороты и никаких отклонений от нормальной работы ТНА вплоть до достижения ротором наибольших частот вращения не наблюдалось.

На этом же графике нанесены результаты расчета амплитудно-частотной характеристики исследуемого ротора, которые выполнены по методике, описанной в работе [4]. Поскольку данная методика описывает лишь вынужденные колебания ротора до появления колебаний с необоротной частотой, то в соответствии с этим получено хорошее согласование данных расчета и опыта до частот вращения 8050 об/мин, после которой возникает автоколебания.

Полученные результаты свидетельствуют о работоспособности предложенных опорных узлов, удовлетворительном согласовании данных расчета и опыта при вынужденных колебаниях ротора. Вместе с тем анализ полученных результатов показал, что в исследованном случае жесткость используемых в опорном узле упругих элементов значительно больше жесткости смазочного слоя, что, вероятно, и послужило причиной возникновения довольно значительных амплитуд колебаний ротора при высоких частотах вращения.

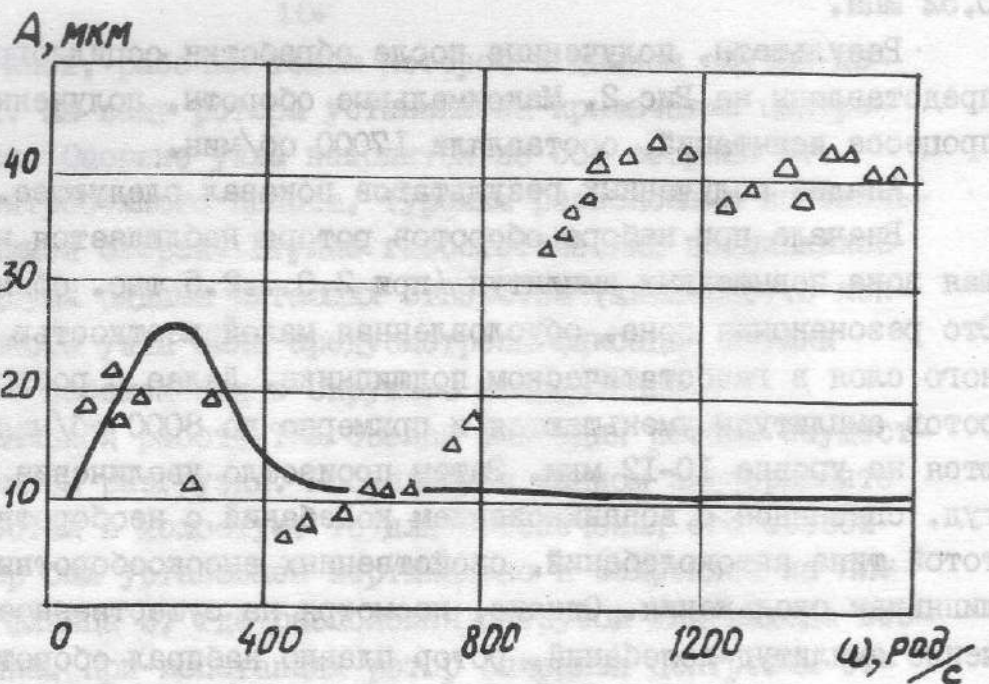


Рис. 2

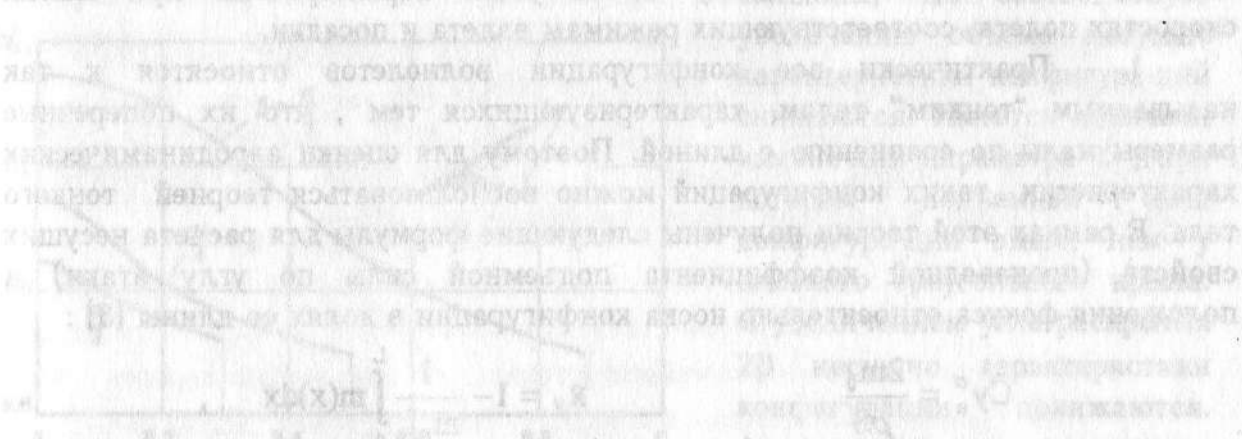
Литература

1. Доценко В.Н. Демпфирование колебаний роторов турбо-насосных агрегатов ЖРД //Труды УШ международной научно-технической конференции "Насосы-96", -Сумы: ИПИ "МрІя-І" ЛТД, 1996, т.2. -с.242-248.

2. Дмитренко А.М., Доценко В.Н., Жердев Г.С. Опоры роторов турбонасосных агрегатов ЖРД. Учебное пособие. -Харьков, ХАИ, 1994, -54с.

3. Доценко В.Н., Дорофеев В.Г., Марков Д.В. Результаты опытного исследования динамики ротора на гидростатических подшипниках, упруго установленных в корпусе //Высокоскоростные гидростатические опоры двигателей летательных аппаратов. Сб. научных трудов. -Харьков, ХАИ, 1989. -с.25-31.

4. Доценко В.Н., Косева Ю.В., Марков Д.В. Расчет амплитуд вынужденных колебаний шипа и втулки в ГСП с упругими элементами. // Гидростатические подшипники и уплотнения опорных узлов турбомашин. Межвуз. сборник научн. трудов. Харьков, УАИ, 1990.-С. 90-96.



Результаты расчета амплитуд вынужденных колебаний шипа и втулки в ГСП с упругими элементами. Расчеты выполнены для различных значений параметров системы. Показано, что амплитуды колебаний зависят от жесткости упругих элементов и от частоты внешнего воздействия. Максимальные амплитуды достигаются при резонансных частотах системы.