

ОПЫТ СОЗДАНИЯ И ДОВОДКИ ПЕРЕДНЕЙ ОПОРЫ КВД МАЛОГАБАРИТНОГО ГТД

Лариса Федоровна ЗЕНКОВА родилась в деревне Зюзино Московской области. Ведущий инженер-конструктор НТЦ им. А. Люльки ОАО «НПО «Сатурн». Основные научные интересы — в области проектирования конструкций двигателей. Автор 5 научных работ.

Larissa F. ZENKOVA, was born in the Moscow Region. She is a Principal Design Engineer at the Lyulka Scientific and Technical Center of the SATURN, Inc. Her research interests are in the structure design of gas-turbine engines. She has published 5 technical papers.

Николай Владимирович КИКОТЬ родился в 1979 г. в городе Севастополе. Начальник отдела НТЦ им. А. Люльки ОАО «НПО «Сатурн». Аспирант МАИ. Основные научные интересы — в области проектирования конструкций двигателей. Автор 12 научных работ.

Nickolay V. KICKOT, was born in 1979, in the Moscow Region. He is the Head of the Compressor Design Department at the Lyulka Scientific and Technical Center of the SATURN, Inc. His research interests are in the structure design of gas-turbine engines. He has published 12 technical papers.

В статье рассматривается история создания трансмиссии газотурбинного двигателя для учебно-тренировочного самолета. Показаны некоторые варианты компоновочных решений, разработанных в процессе создания двигателя, и в частности передней опоры компрессора высокого давления (КВД). Приведены результаты анализа компоновок, повлиявшие на принятие окончательного решения.

Введение

При проектировании газотурбинных двигателей конструктор руководствуется многочисленными требованиями, многие из которых явно противоречат друг другу. При поисках компромисса между ними ему приходится принимать неоднозначные решения, которые могут быть проверены только в результате глубокого анализа, часто с привлечением методов математического моделирования.

Одной из важнейших задач при проектировании двигателя и создании компоновки является выбор его силовой схемы и, в частности, конструирование опорных узлов роторов. Решения, принимаемые на этом этапе, во многом определяют габаритные, массовые характеристики двигателя, его прочностное и вибрационное состояние на рабочих режимах, а также многие другие характеристики.

В процессе создания газотурбинного двигателя АЛ-55И рассматривалось несколько вариантов компоновок. Их анализ и позволил прийти к окончательному выбору. Несомненно, что конечная компоновка конструкции ГТД является результатом работы не одного конструктора, а коллектива конструкторов, искавших компромиссы и находивших оптимальные решения. История этого поиска представлена в статье.

Межроторный подшипник — быть или не быть?

Определенный опыт, накопленный производителями двигателей как в России, так и за рубежом, показывает, что трансмиссия с отсутствием прямых межроторных связей является более простой в конструкторских решениях, а сам двигатель обладает лучшими вибрационными свойствами. Вместе с тем ухудшаются габаритные и массовые характеристики двигателя. Стремление создать двигатель с высокими удельными параметрами отражено в компоновке на рис. 1. Это двухкаскадный ГТД, состоящий из двухопорного ротора высокого давления (РВД) и трехопорного ротора низкого давления (РНД). Нагрузки со стороны турбины РВД передаются через межроторный подшипник (МРП) на вал турбины низкого давления и далее через опору турбины РНД на корпус двигателя.

Прошлый опыт эксплуатации турбин с межроторным подшипником, стремление к простоте в вибрационной доводке конструкции, большей надежности и высокому ресурсу двигателя привели к решению создать двигатель без межроторного подшипника.

Новые трудности?

На рис. 2 показана соответствующая компоновка двигателя без межроторного подшипника. Нагруз-

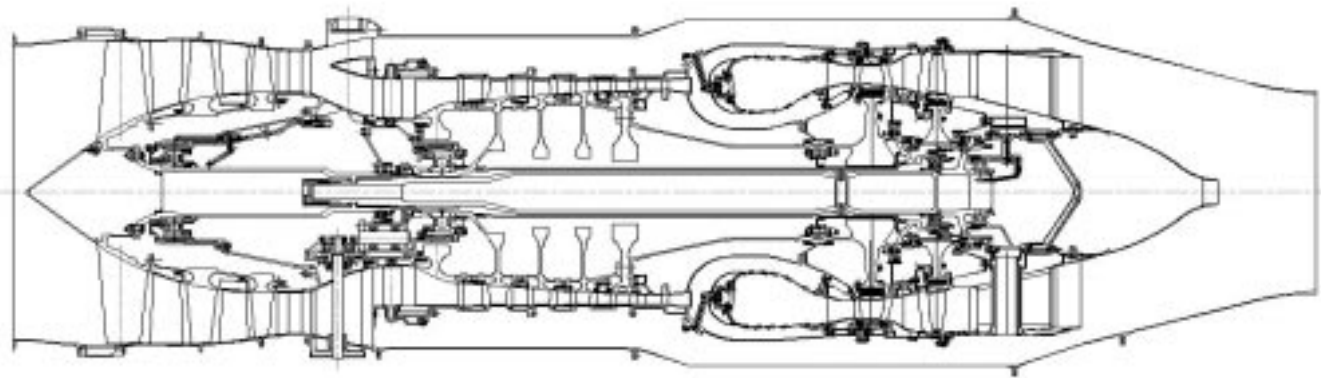


Рис. 1. Компоновка двигателя с межроторным подшипником

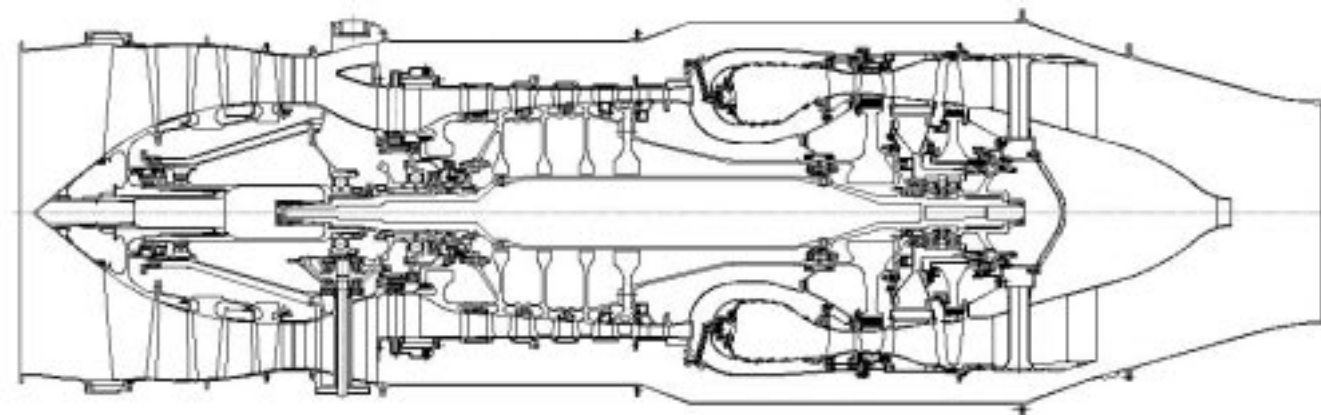


Рис. 2. Компоновка двигателя без межроторного подшипника

ки со стороны турбины РВД и турбины РНД через роликовые подшипники передаются через стойки в лопатках соплового аппарата второй ступени непосредственно на корпус двигателя.

Особенностью данной компоновки явился вал турбины низкого давления с увеличенным диаметром. Такая форма была определена необходимостью отстройки от критической частоты вращения по 1-й изгибной форме колебаний ротора, попавшей в рабочий диапазон из-за значительного межопорного расстояния. Это решение предопределило и трудности в последующих конструкторских решениях:

- Ограничение на диаметр внутреннего отверстия дисков компрессора высокого давления (КВД) не позволило провести полноценную оптимизацию дисков по массе.
- Форма вала турбины низкого давления (ТНД) усложняет сборку двигателя. В частности, вал турбины низкого давления необходимо вставлять только спереди и далее соединять с дисками непосредственно в двигателе. Отсюда возможны проблемы балансировки.
- Такая конструкция нарушает модульность изделия. В частности, турбина низкого давления с

валом не является полноценным модулем, подлежащим быстрой замене.

Решение задачи — межвальный подшипник!

В связи с невозможностью конструктивных решений вышеперечисленных проблем из-за наложенных ограничений по критической частоте вращения была предложена альтернативная компоновка с опорой шарикоподшипника ротора НД, размещенной внутри вала КВД, т. е. с межвальным подшипником (рис. 3). Такое решение позволило увеличить запасы по изгибной форме колебаний при существенном уменьшении диаметра вала ТНД, что, в свою очередь, позволило провести полноценную оптимизацию дисков КВД по массе и обеспечить модульное исполнение двигателя.

Конструкция передней опоры КВД с межвальным подшипником представлена на рис. 4.

Как известно, межвальные роликовые подшипники имеют дефект проскальзывания. Это вызвано незначительной радиальной нагрузкой. Поэтому применение их в малонагруженных опорах роторов двигателя требует конструктивных специальных мероприятий и длительной доводки. В качестве межвального подшипника выбран шариковый подшипник, который, в отличие от роликового, не

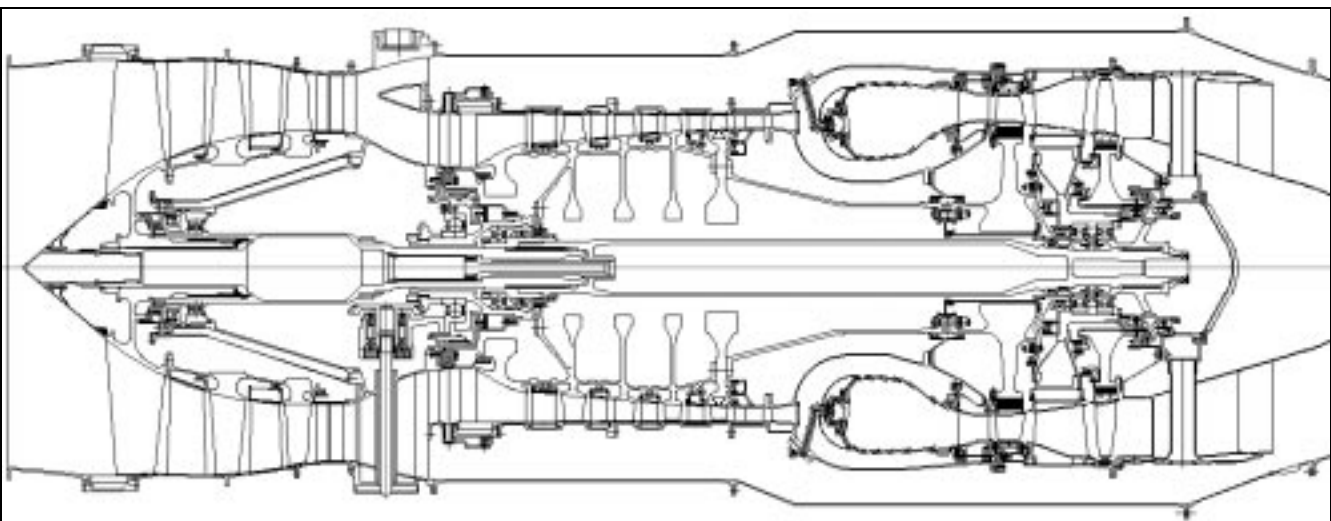


Рис. 3. Компоновка двигателя с межвальным подшипником

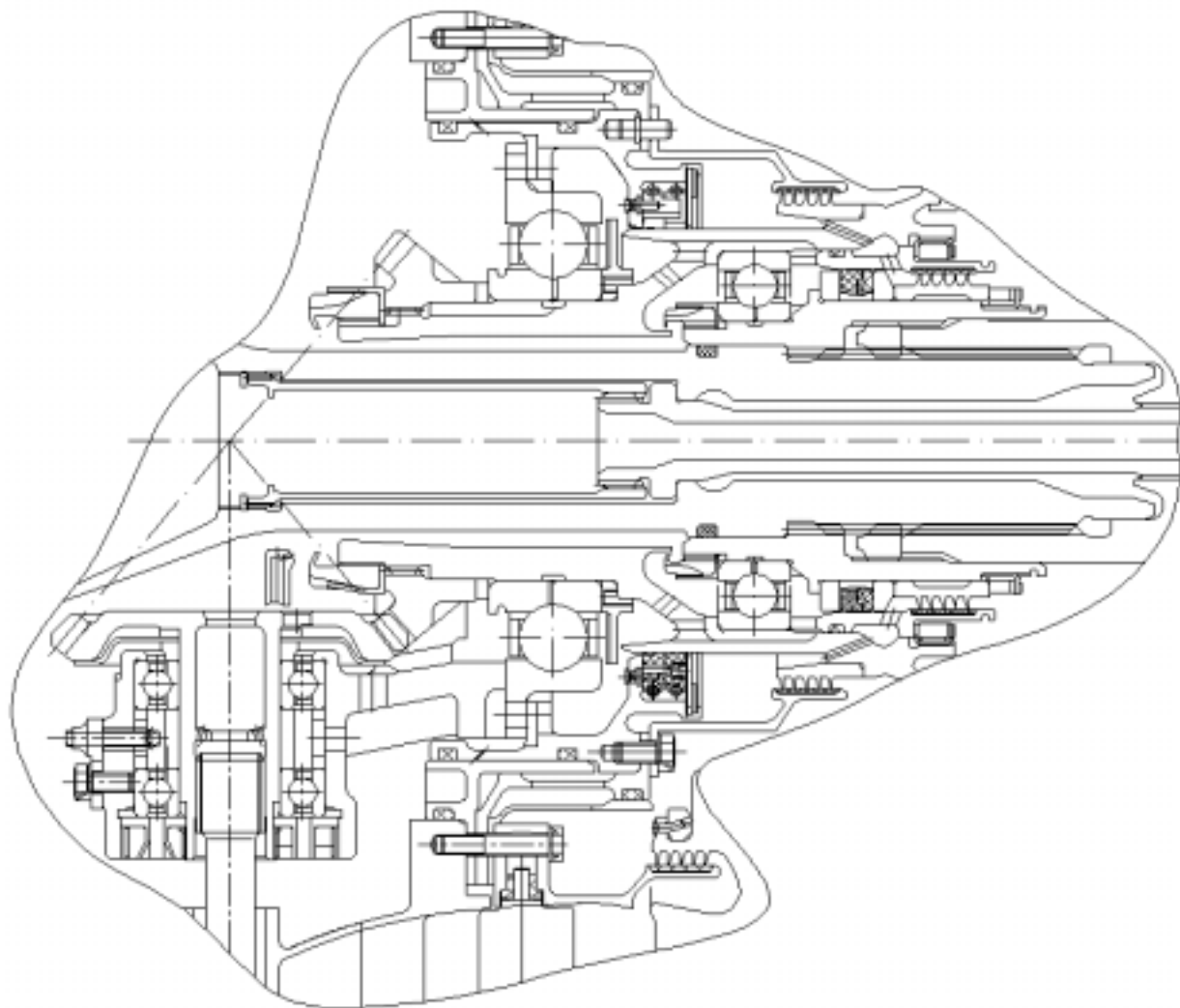


Рис. 4. Конструкция передней опоры КВД с межвальным подшипником

требует мероприятий по его загрузке против проскальзывания. Это связано с тем, что суммарная осевая сила ротора низкого давления постоянно подгружает межвальным подшипник.

Узел состоит из шарикоподшипника КВД, упруго-демпферной опоры, содержащей «беличье колесо» и гидродинамический демпфер, элементов контактных и лабиринтных уплотнений, крышек и

экранов для организации системы наддува опор, межвальнoй опоры и стяжки ротора НД.

Сборка узла осуществляется следующим образом. На внутреннем фланце промежуточного корпуса устанавливается корпус подшипника КВД с контактным уплотнением и крышками лабиринтов. Далее собирается ВНА КВД. В осевом направлении заводится ротор КВД и собирается статор КВД. После этого с помощью регулировочного кольца выставляется осевой зазор между ротором и статором, устанавливается шарикоподшипник КВД. Монтируется центральная коническая передача. Собранный узел межвальной опоры заводится в осевом направлении в цапфу ротора КВД. Наружное кольцо подшипника через контактную втулку, совмещенную с крышкой лабиринтного уплотнения, затягивается гайкой. При этом гайка должна проходить через отверстия в ступицах дисков КВД и фланца вала, соединяющего ротор КВД с диском ТВД. Вал ТНД заводится со стороны турбины. Для исключения передачи усилия через тела качения при монтаже на подшипниках выполнены демонтажные канавки.

Предложенный вариант трансмиссии, и в частности узла передней опоры КВД с межвальным подшипником, имеет следующие положительные особенности:

- Суммарная осевая нагрузка ротора НД, направленная в сторону, противоположную суммарной осевой нагрузке ротора высокого давления, приводит к уменьшению последней на радиально-упорный шарикоподшипник КВД. Это привело к упрощению силовых элементов конструкции опор и снижению веса.

- В малых габаритах, отведенных для опор компрессоров, удалось сохранить систему наддува предмасляных полостей, аналогичную той, которая хорошо зарекомендовала себя в семействе двигателей АЛ-31Ф.

- Для работоспособного состояния межвального подшипника требуется меньшее количество масла по сравнению с подшипником, у которого наружное кольцо неподвижно. Это связано с уменьшением габаритов межвального подшипника. В данной конструкции удалось применить подачу масла на тела качения подшипников через внутренние кольца. Такая подача масла считается наилучшей для подшипников ГТД.

- В системе стяжки роторов низкого давления присутствует резьбовой регулировочный элемент, который позволяет выставлять турбину низкого давления в осевом направлении без ложной сборки двигателя. Это упрощает процесс сборки двигателя.

- Корпус центрального привода агрегатов установлен на наружном кольце подшипника КВД. Наличие упруго-демпферных элементов опоры КВД не оказывает влияния на «пятно контакта» конической передачи при прохождении резонансных режимов работы двигателя.

В процессе работы опытных машин отмечались следующие дефекты опоры:

- В связи с недорезом резьбы на промежуточном валу межвальной опоры под гайку, затягивающую графитовое и лабиринтное уплотнения, произошло разрушение контактного уплотнения. При этом правое контактное кольцо приварилось к наружной втулке. Однако благодаря хорошему подводу масла к подшипнику последний остался в работоспособном состоянии и был допущен к дальнейшей эксплуатации.

- На одном из изделий произошла поломка сепаратора основного шарикоподшипника КВД. Так как центровка сепаратора в этом подшипнике осуществляется по внутреннему кольцу, произошла выработка кольца от трения сепаратора. Как показал спектральный анализ вибраций, изделие проработало на стенде с поломанным сепаратором полтора часа без заметного увеличения уровня вибраций. Поломка произошла из-за перегрева правого полукольца. Неравномерный осевой градиент температуры возник из-за недостаточной прокачки масла под правым полукольцом и наличия импеллера, создававшего дополнительный подогрев масла.

- Нестабильный уровень вибраций при прохождении резонансных режимов работы двигателя явился причиной отказа от демпфера, выполненного в виде шели с масляной пленкой. В конструкции был введен демпфер, содержащий упругое кольцо.

- В связи с повышенными потерями масла были увеличены каналы слива из правых относительно подшипников масляных полостей. Для устранения возможных потерь масла из межвального уплотнения была выведена труба, объединяющая масляные картеры компрессора и турбины. Данное мероприятие позволило отказаться от графитовых межвальных уплотнений, которые показали плохую работоспособность, проявившуюся в износе и засорении масляных полостей.

- Введение масляной трубы позволило переосмотреть систему стяжки ротора низкого давления. В процессе сборки возникли трудности с прямолинейностью ротора НД. Это объясняется тем, что стяжка ротора КНД с ротором ТНД происходит стяжным болтом через промежуточный вал и регулировочную гайку. Наличие биений нескольких

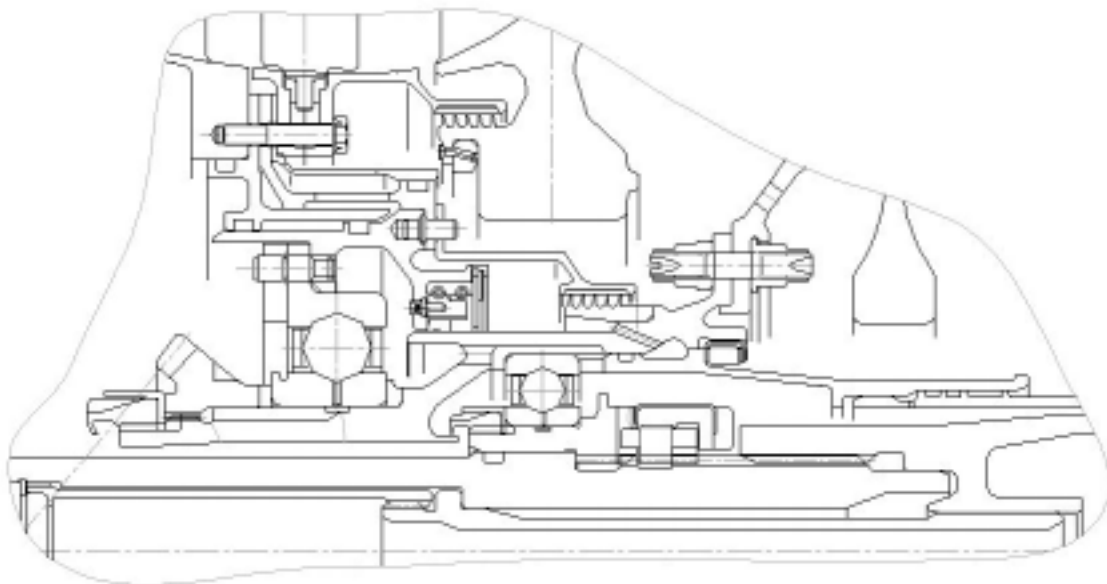


Рис. 5. Конструкция передней опоры КВД с межвальным подшипником с измененной системой стяжки роторов

деталей, а также момент затяжки стяжного болта являются причиной искривления ротора. В связи с этим была переделана система стяжки. Теперь промежуточный вал с установленным на нем шарикоподшипником фиксируется на валу КНД гайкой и не контактирует с валом ТНД. Стяжной болт служит для осевого удержания ротора ТНД и регулирования осевого положения турбины.

Окончательная компоновка передней опоры ротора КВД с межвальным подшипником показана на рис. 5.

Выводы

Проведенные мероприятия на опоре компрессора позволили добиться стабильной работы двигателя, в малой степени зависящей от качества сборки и отклонений в изготовлении материальной части.

Summary

Development history is described for the transmission of gas-turbine engine intended to a trainer airplane. Some versions of transmission layout analyzed during design process are discussed. Front bearing of high-pressure compressor is considered as an example. Results of design layout analysis are listed to present layout influence on the final design decision.

НПЦ им. А. Льюльки ОАО «НПО Сатурн»
Статья поступила в редакцию 7.10.2007