

**А.В. КОРНЕЙЧУК**, ведущий конструктор ГП "Ивченко-Прогресс", г. Запорожье

## ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ РЕДУКТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Розглянуто питання розширення використання редукторів привода повітряних гвинтів та вентиляторів з точки зору підвищення економічності авіаційних двигунів. Представлені проблеми оптимізації елементів конструкції редукторів, підвищення їх надійності, а також перспективні напрямки розвитку.

There is discussed question of application expansion of reduction gearboxes of propeller and fan drives in respect to economy improving of gas-turbine engines. There are presented problems of construction optimization of gearbox's elements, increasing their reliability and perspective directions of development.

Известно, что экономичность двигателей самолетов зависит от тягового КПД, который обратно пропорционален разности скоростей реактивной струи и скорости полета. Таким образом, повышение экономичности напрямую связано с задачей уменьшения скорости уменьшения реактивной струи, что достигается применением воздушных винтов или вентиляторов большого диаметра. В обоих случаях такие двигатели должны иметь редуктор для понижения частоты вращения турбины привода вентилятора.

В 60-е годы прошлого века авиадвигателестроительные фирмы, имевшие успешный опыт эксплуатации редукторов турбовинтовых двигателей (ТВД), начали применять редукторы для привода вентилятора двухконтурных турбореактивных двигателей (ТРДД) с высокой степенью двухконтурности ( $m > 2$ ).

Одним из первых был двигатель TFE-731, созданный в 1969 году фирмой Garrett. Поскольку этот двигатель был разработан на базе газогенератора ТВД TPE-371, вполне логичным был привод вентилятора через редуктор, то есть так же как и воздушного винта на исходном двигателе. За прошедшее время было создано около 20 модификаций двигателя TFE-731 тягой от 1500 до 2200 кгс.

Достаточно известным редукторным ТРДД был ALF-502, сертифицированный в 1991 году. Этот двигатель тягой 3100 кгс выпускается в наше время фирмой Honeywell под обозначением LF-507.

В 1980-х годах по контракту NASA были разработаны и доведены до экспериментальных образцов две программы по редуктору (AGBT) фирм Pratt & Whitney и Allison Gas Turbine Div. Первый редуктор имел торцевое перекрытие в зацеплении больше 2, второй – шевронную передачу.

В 1998 году фирмой Pratt & Whitney был представлен проект ТРДД PW8000 с тягой 12тс и со степенью двухконтурности  $m=11$ . Как показывают исследования этой фирмы при степени двухконтурности  $m > 10$ , для двигателей тягой больше 100кН, редукторный привод вентилятора дает преимущество в цене и массе (то есть в прямых эксплуатационных расходах)

двигателя по сравнению с прямым приводом от многоступенчатой турбины.

Дальнейшим развитием проекта двигателя PW8000 стал редукторный демонстрационный двигатель GTF, который прошел стендовые и летные испытания. Создаваемый на его основе двигатель PW1000G предназначается для японского ближнемагистрального самолета, другие модификации рассматриваются в качестве силовой установки семейства самолетов C-Series фирмы Бомбардье и российского самолета МС-21.

В начале 80-х годов на ГП "Ивченко-Прогресс" был создан первый в мире турбовинтовентиляторный двигатель (ТВВД) Д-236Т с редукторным приводом соосного винтовентилятора. В настоящее время проходит сертификационные испытания ТВВД Д-27 (рисунок 1) для самолета Ан-70 с дифференциальным соосным редуктором, передающим мощность 14000 л.с. Было изготовлено 16 двигателей Д-27 суммарная наработка которых в стендовых и полетных условиях составляет более 4000 часов.

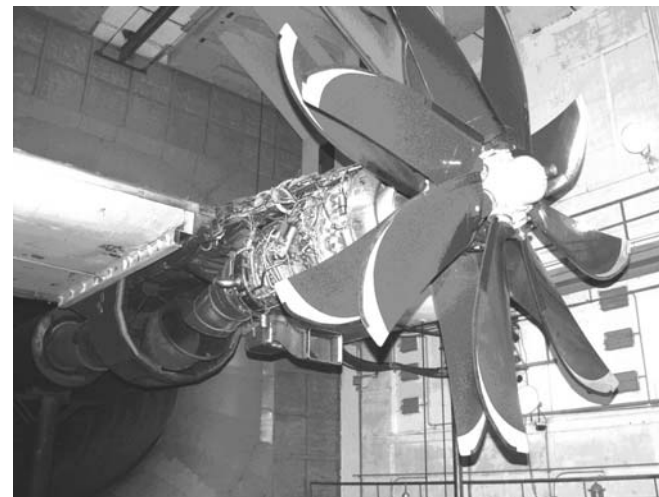


Рисунок 1 – Двигатель Д-27 на стенде

Сравнение характеристик редуктора двигателя Д-27 и редукторов созданных по программе AGBT приведено в таблице 1. Сравнение показывает, что изготовленные и испытанные примерно в одно время в США и в СССР редукторы для привода соосного винтовентилятора имеют близкие характеристики.

В 90-е годы на ГП "Ивченко-Прогресс" разработаны и запущены в серийное производство редукторы электростанций мощностью 2500 кВт и 6000 кВт. Нарботка отдельных экземпляров этих редукторов достигает 30000 часов без ремонта.

В 2000-х годах в ГП "Ивченко-Прогресс" начаты работы по вертолетным трансмиссиям. В настоящее время разработаны и выпускаются главные и хвостовые редукторы для легких вертолетов КТ-112 и АК-1-3.

Таблица 1

Редуктор (л.с)	Мощность	Передаточное отношение	Масса (кг)	К.П.Д.	$\alpha$ (град)	$\beta$ (град)	$m_n$ (мм)	Прокачка масла (кг/мин)
PW	15000	8,36	700	0,991	20/23	0	2,87	68
GM	13000	8,33	397	0,994	22,5	26	3,62	20
Д-27								
Исходный	14000	8,39	370	0,994	28	0	4,75	20
Косозубый	14000	8,39	370	-	28	20	4,75	20
Перекрытие 2	14000	8,32	370	-	22	0	3,58	20

В 1999...2003г.г., в рамках программы создания научно-технического задела "ТРДД-2005", предприятия ГП "Ивченко-Прогресс", ОАО "СНТК им. Н. Д. Кузнецова" (г. Самара) и НПП "Мотор" (г. Уфа), при поддержке ЦИАМ разработали техническое предложение на ТРДД со сверхвысокой степенью двухконтурности "Д-БСМС". В 2005 и в 2009 годах ГП "Ивченко-Прогресс", совместно с рядом авиадвигателестроительных заводов Украины и России представил еще два проекта ТРДД со сверхвысокой степенью двухконтурности – АИ-436Т12 и СПМ-21 для ближнесредних магистральных самолетов.

На двигателях с редукторами разработки ГП "Ивченко-Прогресс" достигнуты достаточно высокие показатели надежности. Так, например, назначенный ресурс двигателя АИ-20М составляет 24000 часов, а межремонтный до 9000 часов. При этом опыт эксплуатации показывает, что редуктор может отрабатывать назначенный ресурс без ремонта. Вероятность выключения в полете (ВП) на 1000 часов наработки для этого двигателя составляет 0,008, а вероятность ВП по причине отказа редуктора – 0,001. С учетом того, что редуктор ТВД АИ-20 имеет примерно в 3 раза больше деталей, чем предлагаемый редуктор ТРДД (при этом основных деталей – в 2 раза), то можно ожидать, что показатели надежности редуктора ТРДД должны быть не менее чем в 2 раза лучше, то есть вероятность ВП по причине отказа редуктора порядка 0,0005 на 1000 часов наработки.

Компоновка больших ТРДД предполагает соосное расположение вентилятора и турбины вентилятора. Это, в отличие от ТВД, накладывает дополнительное ограничение на выбор кинематической схемы редуктора. Таким образом, возможны только три схемы редуктора:

- планетарная;
- перебор или "звезда" (с невращающимся корпусом сателлитов);
- двухступенчатая (с наружным зацеплением).

Подробный анализ кинематических схем и их показателей массы, прочности и надежности был проведен на ГП "Ивченко-Прогресс" в 2000 году и подтвержден исследованиями, проведенными совместно с "СНТК им. Н.Д. Кузнецова".

Схема с наружным зацеплением имеет явно худшую удельную массу при отсутствии каких-либо преимуществ. Планетарная схема обеспечивает при равных габаритах большее передаточное отношение, однако в данном

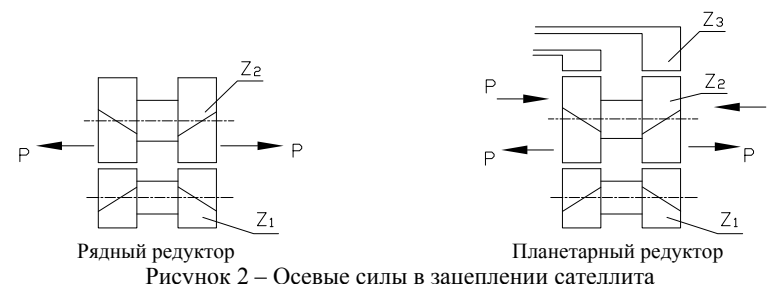
случае, когда частота вращения вала вентилятора достаточно высока, эта схема проигрывает редуктору с перебором по показателям надежности из-за значительных центробежных сил, действующих на подшипники сателлитов. Применение в сателлитах подшипников скольжения значительно увеличивает прокачку масла через редуктор и массу элементов маслосистемы двигателя и собственно подшипников.

На основании этих исследований была принята схема редуктора с неподвижным корпусом сателлитов.

Кроме общих требований к геометрии редуктора, таких, как безизносное и малозумное зацепление, обеспечение изгибной и контактной прочности зубьев, к редуктору ТРДД предъявляются также специальные требования по минимальной виброактивности и по размещению и обеспечению работоспособности опор вала вентилятора.

Снижение виброактивности редуктора обеспечивается увеличением суммарного коэффициента перекрытия больше 2, что может быть достигнуто при косозубых или шевронных шестернях.

В шевронном редукторе отсутствуют осевые силы на шестернях как в косозубом редукторе, в результате чего нет необходимости их блокирования упорными подшипниками или торцевыми гребнями. Однако в случае планетарного редуктора (по схеме перебора) осевые силы возникающие в наружном и внутреннем зацеплении каждого из полушевронов равны и направлены в противоположные стороны, чем компенсируют друг друга (рисунок 2).



Таким образом, в шевронном планетарном редукторе, в отличие от рядного, шестерни не имеют возможности самоустанавливаться и равномерно загружать полушевроны, а равномерная загрузка обеспечивается податливостью венцовых полушевронов (проект фирмы Allison).

В случае применения редуктора в ТРДД, разрывается силовая связь между валами вентилятора и турбины низкого давления, в результате чего необходимо либо делать большие разгрузочные газостатические полости в турбине, снижающие экономичность двигателя, либо устанавливать подшипники большой грузоподъемности с большой массой. Задача замыкания осевых сил турбины и вентилятора через редуктор была впервые решена на двигателе LF-507 фирмы "Лайкоминг" США, где усилия, возникающие в косозубом за-

цеплении редуктора, компенсируют силы на опорах валов.

Подобное решение в настоящее время реализовано в рядном редукторе двигателя АИ-450 и в экспериментальном планетарном редукторе двигателя Д-27 с косозубым зацеплением.

Также возможна реализация варианта с увеличенным упорным подшипником, без газостатической разгрузки осевых сил. В этом случае увеличивается масса опоры ротора низкого давления и уменьшается масса редуктора.

С целью определения оптимальной силовой схемы двигателя в части замыкания осевых сил роторов низкого давления был проработан прямозубый вариант редуктора и усиленная опора ротора низкого давления, а также редуктор с косозубым зацеплением.

Был выполнен сравнительный расчет масс элементов двух вариантов редуктора и опор. Результаты приведены в таблице 1, при этом видно, что некоторое преимущество имеет прямозубый редуктор с усиленной опорой ротора низкого давления, однако окончательное решение может быть принято только при компоновке редуктора в составе двигателя.

Таким образом, для турбореактивных двухконтурных двигателей (ТРДД) с редукторным приводом вентилятора на этапе эскизного проекта, оптимальным по критериям массы, надежности, рисков доводки и цены производства является соосный, одноступенчатый с неподвижным корпусом сателлитов редуктор с суммарным перекрытием больше 2.

Таблица 2 – Масса элементов редукторов

Масса конструкции	Редуктор	
	Косозубый	Прямозубый
Корпус, собранный с валом вентилятора	111,5	110,4
Корпус сателлитов собранный	114,6	86,0
Вал ведущий собранный	24,9	21,6
Опоры переднего ротора ТНД (дополнительная масса)	-	24
Масса редуктора	251	218
Суммарная масса редуктора и опоры ТНД	251	241

Таким образом, для турбореактивных двухконтурных двигателей (ТРДД) с редукторным приводом вентилятора на этапе эскизного проекта, оптимальным по критериям массы, надежности, рисков доводки и цены производства является соосный, одноступенчатый с неподвижным корпусом сателлитов редуктор с суммарным перекрытием больше 2.

Учитывая незначительную разницу в показателях сравниваемых редукторов, окончательное решение может быть принято только с учетом общей компоновки двигателя при рабочем проектировании.

Аналогичный вывод можно сделать из анализа разработок фирм Pratt & Whitney (PW), Allison Gas Turbine Division General Motors (GM)

Известно, что авиационный редуктор, в котором реализуются достаточно большие удельные нагрузки, должен быть "точным под нагрузкой", то есть

должна быть обеспечена надежная работа зацепления при деформации всех элементов конструкции, в том числе зубьев, под действием внутренних и внешних сил. С этой целью, после выбора исходного контура и модуля зубьев, оптимальных по массе и прочности, что делается по разработанной в ГП "Ивченко-Прогресс" специальной программе, выполняется оптимизация продольной и профильной модификаций.

Указанная оптимизация обеспечивается программой, разработанной во ФГУП "НПП Газотурбостроения "Салют". В настоящее время такая программа апробирована в редукторах двигателей Д-27 и ТВ3-117ВМА-СБМ1, что позволяет уменьшить контактные и изгибные напряжения в зубьях на 15-20%.

Кроме учета деформаций зубьев при расчете модификации необходимо учитывать деформации корпусов и опор, что обеспечивается трехмерным расчетом перемещений и напряжений в деталях, выполняемых с помощью программы "ANSYS".

Большое значение имеет расчет оптимальных параметров зубьев, моментов реакций и напряжений, а также расчет гидродинамических характеристик шлицевых муфт вала ведущей шестерни, назначение которых состоит в обеспечении равномерной загрузки сателлитов. Методика указанных расчетов была разработана и апробирована при доводке редуктора Д-27.

С целью повышения контактной долговечности зубьев шестерен и беговых дорожек подшипников в ГП "Ивченко-Прогресс" разработаны антифрикционные покрытия, а также технология их нанесения. Исследования на роликовой машине ВНИИ ПП показали повышение контактной выносливости образцов с покрытием до 40%. В настоящее время покрытие внедрено в редукторах электростанции и в редукторах двигателей АИ-450, Д-27 и ТВ3-117-ВМА-СБМ1.

С целью повышения изгибной и контактной прочности зубьев шестерен в ГП "Ивченко-Прогресс" разработано и внедрено упрочнение зубьев шестерен редукторов методом поверхностно-пластической деформации.

Ресурс редуктора во многом определяется долговечностью подшипников. Исследования показали, что для принятой кинематической схемы редуктора в качестве подшипников сателлитов преимущество имеют роликовые подшипники качения, поскольку подшипники скольжения требуют большую в (1,5-2 раза) прокачку масла, что ведет к увеличению массы маслосистемы и общей массы двигателя.

Расчеты показывают, что в случае применения подшипников качения, прокачка масла через редуктор составит не более 50 л/мин, в то время как для редуктора с подшипниками скольжения, не менее 130 л/мин. В результате, при практически равной массе собственно подшипников, масса маслосистемы возрастает за счет массы маслоагрегата, теплообменника и заправленного маслом бака. Прирост массы маслосистемы в случае использования подшипников скольжения составляет до 40кг, что фактически означает увеличение массы редуктора на 20%. Кроме того, подшипники скольжения чувствительны к запуску без предварительного подогрева, при температурах ниже – 5...10°С, а также,

вызывает сомнение их работоспособность в условиях длительной авторотации.

Высокий уровень контактных напряжений в зубьях шестерен и подшипниках, а также высокая температура масла определяет необходимость применения теплостойких сталей. Такими сталями для шестерен является цементуемая сталь ДИ-39Ш и азотируемая сталь 30Х2Н2ВФМА-Ш, а для подшипников сталь объемной закалки ЭИ-347-Ш. Эти стали хорошо зарекомендовали себя в высоконагруженных редукторах двигателей Д-27 и АИ-450. Дальнейшее повышение стабильности свойств указанных сталей должно быть обеспечено введением вакуумного переплава. В перспективе рассматривается применение более теплостойкой стали с комбинированной химико-термической обработкой (цементация+азотирование), которая обрабатывается в ФГУП "ВИАМ". К перспективным направлениям развития материалов можно отнести внедрение стали ВКС-10, разработанной в ФГУП "ВИАМ" и допускающей рабочие температуры до 400°C, а также подшипниковую сталь разработки УкрНИИспецсталь. Анализ зарубежной информации показывает, что ведущие американские фирмы, например Pratt & Whitney так же начали использовать теплопрочные цементуемые стали EX-53, CBS-600.

Антифрикционные покрытия дают возможность повысить контактную выносливость шестерен и подшипников, а также снизить тепловые потери в редукторе. Подобные покрытия применяют на шестернях вертолетных редукторов фирмы Balsers (США).

Эксплуатация редуктора в течение назначенного ресурса по состоянию, предполагает наличие достаточно информативной системы диагностики. Кроме традиционного магнитного стружкосигнализатора, редуктор будет оснащен системой контроля тренда качества зацепления, разрабатываемой совместно с ФГУП "ЦИАМ". В состав системы входят устанавливаемые в редукторе высокочастотные датчики частоты вращения входного и выходного валов редуктора, а также, высокочастотные вибродатчики. Кроме того, в систему входит анализатор, который позволяет оценивать состояние редуктора по изменению уровней вибраций и кинематической погрешности. Прототип этой системы испытывался при стендовых испытаниях редуктора двигателя ТВ3-117ВМА-СБМ1.

**Список литературы:** 1. Авиационные зубчатые передачи и редукторы / Под редакцией д.т.н. проф. Вулгакова Э. Б. – М.: Машиностроение, 1981. – 374с. 2. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. – М.: Машиностроение, 1979. – 702с. 3. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. – М.: Машиностроение, 1974. – 264с. 4. Доллежал В.А. Редукторы числа оборотов авиационных двигателей. – М.: Оборонгиз, 1945. – 295с. 5. Коднир Д. С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. – М.: Машиностроение, 1976. – 304с. 6. Производство зубчатых колес. Справочник / Под редакцией Б.А. Тайца. – Л.: Машиностроение, 1975. – 727с. 7. Рыжов Э.В. Технологическое обеспечение эксплуатационных свойств деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 176с. 8. Серенсен С.В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1975. – 448с. 9. NASA Contractor Report No. 180883 Pratt & Whitney, 1988. 10. NASA Contractor Report No. 179625 Allison Gas Turbine Div., 1988.

Поступила в редколлегию 28.04.10

УДК 621.833

**В.И. КОРОТКИН**, к.т.н., зав. лабораторией НИИМ и ПМ им. И.И. Воровича ЮФУ, г. Ростов-на-Дону

### **КОНЦЕНТРАЦИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В КОРНЕ БОЧКООБРАЗНЫХ ЗУБЬЕВ ПРИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПЕРЕКОСАХ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС**

В статье приведены результаты моделирования пространственной контактной задачи в конечно-элементной системе ANSYS применительно к бочкообразным зубьям колёс цилиндрических эвольвентных прямозубых передач. Разработаны удобные для применения в инженерной практике зависимости для определения изгибных напряжений в корне зубьев с учётом перекосов осей колёс.

The paper represents the modeling results of 3D contact problem in finite-element software ANSYS applied to barrel-shaped teeth of wheels of the cylindrical involute spur gearing. There are developed the simple for applications in engineering the dependencies for definition of bending stresses in root of teeth taking into account misalignment of wheel axes.

Известно, что цилиндрические эвольвентные передачи, проектируемые в расчёте на теоретически линейный контакт поверхностей зубьев, весьма чувствительны к таким погрешностям, как непараллельность и перекося осей колёс передачи, погрешность направления линии зуба и т.п., вызывающим торцовый кромочный контакт и повышенные напряжения как контактные в области самой контактной площадки, так и изгибные в основании зубьев, в результате чего снижается нагрузочная способность передачи. Это заставляет вводить расчётные коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий, значения которых могут достигать 2-х и более [1].

С целью ослабления или полного исключения торцового кромочного контакта используют продольную модификацию рабочих поверхностей зубьев (чаще одного из колёс пары), придавая им, например, слегка бочкообразную форму [2]. При наличии технологических погрешностей и деформаций деталей происходит перекачивание поверхностей таких зубьев в продольном направлении с перемещением контактной площадки в сторону одного из торцов зубчатого венца.

Необходимо иметь в виду, что продольная модификация поверхностей влечёт за собой концентрацию напряжений в средней части зубчатого венца. Поэтому параметры модификации должны назначаться такими, чтобы эта концентрация у бочкообразных зубьев не превышала кромочной концентрации напряжений у обычных зубьев, в противном случае продольная модификация бессмысленна.

Следует отметить, что в литературе не приводится практически доступных обоснований параметров продольной модификации (величины отвода