

УДК 621.01:621.833:24:539.3

И.Ф. КРАВЧЕНКО¹, А.Б. ЕДИНОВИЧ¹, В.А. ЯКОВЛЕВ², В.Л. ДОРОФЕЕВ²¹ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина²ФГУП «ММПП «Салют», Москва, Россия

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ И ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ АВИАЦИОННЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ПЯТОГО И ШЕСТОГО ПОКОЛЕНИЙ

Рассмотрены результаты экспериментальных исследований зубчатых колес с перспективной геометрией зубьев колес, которая планируется как перспективная для редукторов авиационных двигателей 5-го и 6-го поколений. Натурные эксперименты выполнены на ГП «Ивченко-Прогресс». Показано, что численные эксперименты с помощью САД программы ASGEARS, разработанной в филиале ГП «Ивченко-Прогресс» на ФГУП «ММПП «Салют» хорошо согласуются с результатами экспериментальных исследований. Для уменьшения уровня вибраций, вызванного параметрическим изменением жесткости зубьев, предложено увеличить высоту зубьев, но при этом увеличивается мощность трения и температура зубьев, уменьшить которую предложено путем применения модификации профиля зубьев.

колеса зубчатые, экспериментальные исследования, ГП «Ивченко-Прогресс», ФГУП «ММПП «САЛЮТ», модификация, прочность, ASGEARS, САД

Введение

Главной целью разработки двигателей нового поколения для гражданских самолетов является значительное снижение удельного расхода топлива до 25%, и уменьшение уровня шума на 30 дБ.

В связи с требованиями по снижению шума двигателя и необходимостью увеличения расхода воздуха через наружный контур двигателя для увеличения полетного КПД, возникает необходимость увеличивать диаметр вентилятора при сохранении окружных скоростей на периферии лопаток, поскольку при скоростях превышающих 400 м/с, происходит скачкообразное увеличение уровня шума. Это в свою очередь требует снижения частоты вращения ротора вентилятора и ведет к увеличению числа ступеней турбины. Проблема рационально может быть решена путем организации привода вентилятора через редуктор. Примером таких двигателей могут быть ТРЕ-731, LF-507 (США), НК-93 (СССР).

1. Формулирование проблемы

Создание новых типов редукторных двигателей в СССР и России потребовало более миллиарда дол-

ларов. Фирма Pratt & Whitney и основной изготовитель редуктора фирма Fiat-Avia имеет текущие затраты на редукторный двигатель PW8000 более 350 миллионов долларов.

Проблема обеспечения работоспособности авиационных двигателей, с редукторами винта или вентилятора в огромной степени определяется зубчатыми передачами.

Если бы не принимались специальные меры, то мощность, затрачиваемая на генерацию колебаний самолета АН-70 от зубчатых колес, составила бы 120 кВт, что могло бы привести к разрушению двигателей.

Проблема осложняется высоким тепловыделением из зоны контакта зубьев.

Эти проблемы до последнего времени решались экспериментальными методами. То есть доводилась такая форма профиля зубьев, при которой снижаются вибрации, а тепловыделение минимально. Однако этот метод решения проблемы требует больших затрат и времени.

Например, в процессе поиска оптимально модифицированного профиля зубчатых колес при до-

водке двигателя АЛ-31Ф имело место многократное разрушение не только зацепления, но и всего двигателя [1].

Президент АССАД д.т.н., проф. Чуйко В.М. в статье “А.Г.Ивченко – стратег, организатор, ученый, конструктор” так описывал проблемы с зубчатыми передачами при доводке двигателя самолета АН-24: “Повышенное динамическое возбуждение в зубчатых колесах передавалось на лопатки и диски компрессора и сопровождалось обрывами лопаток I, III, VIII, IX и X ступеней компрессора и появлением трещин на дисках отдельных ступеней компрессора” (Журнал Конверсия в машиностроении №4, 2004).

Доводка редуктора двигателя Д-27 потребовала изготовления 6 модификаций ведущей шестерни и изготовления 16 дополнительных комплексов шестерен.

Несмотря на большой накопленный опыт, проблема создания редукторных двигателей остается актуальной.

2. Решение проблемы

Для решения проблемы рассмотрим причины, вследствие которых зубчатые передачи являются источником высоких вибраций и тепловыделения.

Кинематика традиционного зубчатого зацепления с коэффициентом перекрытия $2 < \epsilon \alpha > 1$ такова, что передача осуществляется либо одной парой зубьев рис. 1 либо двумя парами зубьев рис. 2.

В течение одного цикла жесткость зацепления изменяется, и увеличивается в два раза при переходе зубьев из однопарного зацепления в двухпарное рис.3.

Как следствие происходит генерация колебаний, которые являются причиной разрушения различных деталей двигателя.

Формально для устранения колебаний толщину зубьев в однопарной зоне одного из колес необходимо либо увеличить на величину, компенсирующую колебания рис. 4, либо уменьшить толщину

зуба в верхней зоне двухпарного зацепления, если модифицируются два колеса [2].

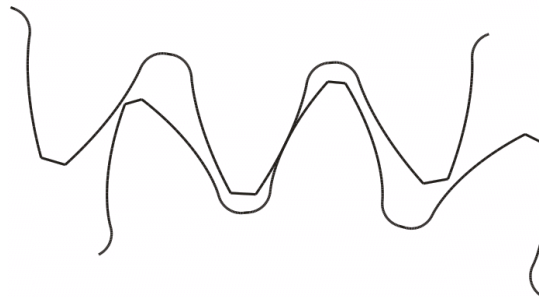


Рис. 1. Однопарное зацепление



Рис. 2. Двухпарное зацепление

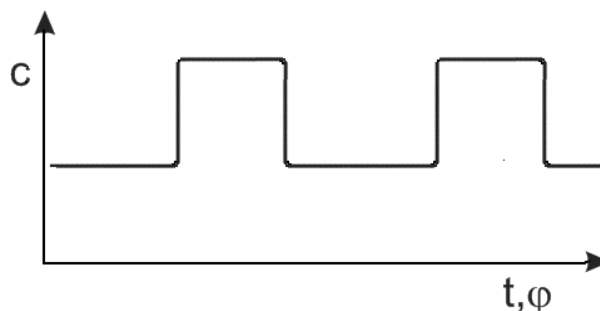


Рис. 3. Скачкообразное изменение жесткости зубчатого зацепления

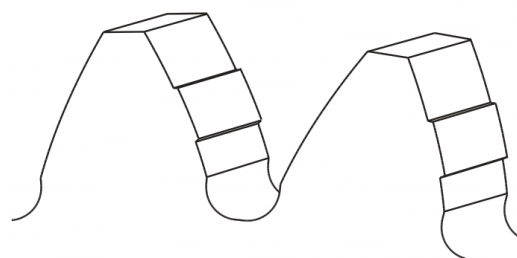


Рис. 4 Форма зубьев с измененной толщиной зубьев в однопарной зоне

Недостатком формы зубьев с скачкообразным изменением толщины зубьев является то, что выполнить шлифование зубьев с согласованное изменение толщины зубьев сложно. Кроме того, практически невозможно реализовать соответствие положения

точки изменения профиля и точки изменения жесткости при пересопрежении. На практике выполняется замена строго эвольвентного профиля на модифицированный эвольвентно-бочкообразный рис. 5.

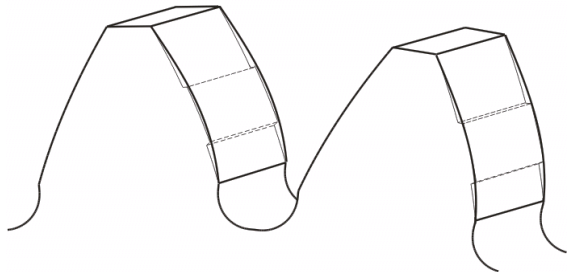


Рис. 5. Зубья с эвольвентно-бочкообразной формой

Форма зубьев с измененной толщиной зубьев в однопарной зоне решает только проблему колебаний зубчатой передачи, но не решает проблему разрыва масляной пленки, теплообразования и контактной прочности в фазах кромочного зацепления.

Рассмотрим вопрос работы зацепления с перекрытием $\epsilon > 2$.

Следует отметить, что передачи с коэффициентом перекрытия $\epsilon_a > 2$ без модификации зубьев практически неработоспособны.

При входе зубьев в зону зацепления или выходе из него происходит контакт профиля с кромками зубьев. Слой смазки при таком контакте разрушается. Кинематика взаимодействия зубьев на входе и выходе почти одинакова, но динамические процессы на поверхности отличаются существенно [3, 4].

В фазах кромочного зацепления имеет место наибольшее несоответствие теории с экспериментом при определении толщины слоя смазки. Движение зубьев при входе в зацепление показано на рис. 6. Вход зубьев менее благоприятен с точки зрения износа, чем выход. При кромочном контакте на входе зубьев образующая волна деформаций направлена за пределы активной поверхности. Поскольку, как будет показано ниже, контактные напряжения в этой зоне превышают предел текучести, то материал выдавливается с поверхности ножек ведущего колеса. На поверхности ножек образуется лунка, а на

головках ведомых зубьев - следы заедания. После того как глубина лунки становится равной величине деформации, дальнейший её рост обычно прекращается, однако при больших контактных напряжениях разрушение поверхности может продолжаться, что наблюдалось при доводке редуктора Д-27. В работе [1] также описаны случаи, когда процесс кромочного контакта на входе зубьев завершался схватыванием и разрушением поверхностей.

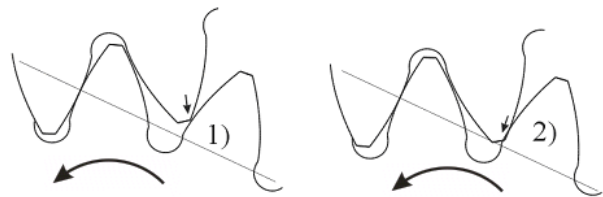


Рис. 6. Движение зубьев при входе в зацепление:
1 – вследствие деформаций происходит преждевременное касание зубьев вне линии зацепления;
2 – в процессе кромочного контакта на входе волны деформаций перемещают поверхностные слои за пределы активной поверхности зуба

Движение зубьев при выходе из зацепления, показанное на рис. 7, протекает в иных условиях. В процессе кромочного контакта на выходе зубьев волны пластических деформаций перемещают поверхностные слои внутрь активной поверхности зуба, материал, находящийся в пластическом состоянии, волнообразно возвращается на прежнее место. Поэтому на выходе зубьев из зацепления вместо лунки на зубьях образуется наклеп.



Рис. 7. Движение зубьев при выходе из зацепления:
3 – на завершающем этапе касания зубьев волна деформаций на ведомом зубе направлена к вершине;
4 – в процессе кромочного контакта на выходе зубьев волны деформаций перемещают поверхностные слои внутрь активной поверхности зуба

Если сравнить кинематику зацепления, показанную на рис. 6, (положение 2) с кинематикой зацепления на выходе зубьев, показанную на рис. 7, (положение 4), то видно, что без учета явлений движения металла в поверхностных слоях эти фазы эквивалентны. Следовательно, в пределах теории упругости расчетные значения контактных напряжений в кромочных фазах должны быть одинаковыми.

Для устранения негативных факторов кромочно-го зацепления толщину зубьев в области кромки необходимо уменьшить до такой величины, чтобы контактные напряжения при касании профиля кромкой смежного зуба оставались в пределах допустимых. На основе работ [2 – 4] разработана двойная модификация с плавными переходами между фазами кромочного зацепления и зонами одно- двухпарного зацепления.

Форма такого зуба показана на рис. 8.

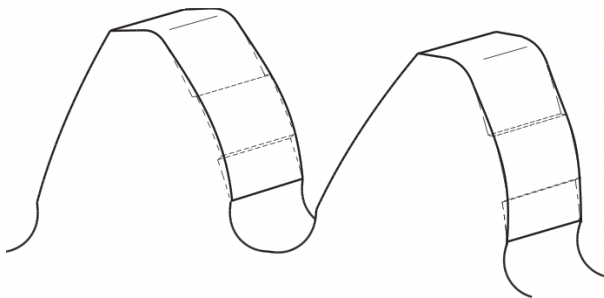


Рис. 8. Двойная модификация профилей зубьев

Остается решить вопрос о величинах модификации профиля зубьев колес.

В начале 80-годов в ВОЕНМЕХе (ныне Балтийский технический университет) была завершена разработка прямого метода расчета зубчатых передач без использования уточняющих коэффициентов [5], позволяющая методом математического моделирования проследить весь ход изменения контактных напряжений от входа зубьев в зацепление до выхода из него. Результаты расчета с помощью этого метода показывают, что в немодифицированных зубчатых колесах на входе или на выходе имеют место пики контактных напряжений. Часто пики давлений

бывают только на входе или только на выходе. Это зависит от характера деформаций зубьев и распределения погрешностей.

Вопрос применимости прямого метода расчета применительно к авиационным передачам требовал экспериментальной проверки.

Первоначально были использованы результаты доводки профиля зубьев колес редуктора двигателя Д-27 на ГП «Ивченко-Прогресс». В результате экспериментальных исследований был разработан профиль, показанный на рис. 9.

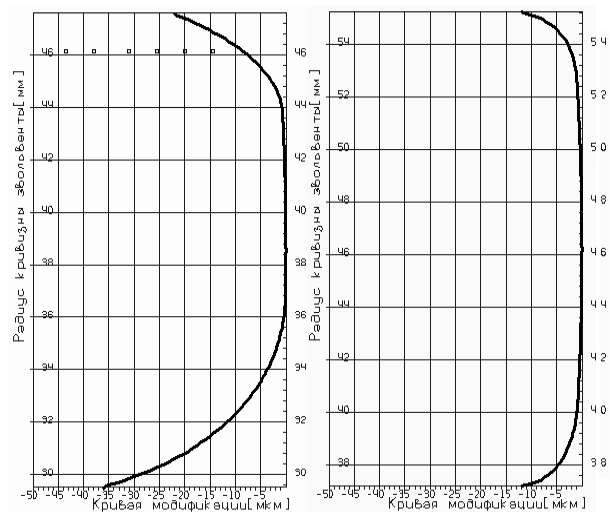


Рис. 9. Разработанный на основе экспериментальных исследований профиль зуба ведущей шестерни (слева) и сателлитов (справа) планетарного механизма двигателя Д-27 с коэффициентом перекрытия $\epsilon_a < 2$ (серийного профиля) с оптимизированной модификацией

Шестерни этого редуктора имели исходный контур, отработанный на двигателях АИ-20 и АИ-24:

$$\alpha = 28^\circ; ha^* = 0,95; c^* = 0,2.$$

Остальные данные редуктора:

$$Z_1 = 33; Z_2 = 43; Z_3 = 122; m = 4,75;$$

$$bw = 70; n = 8400 \text{ об/мин}; N = 14000 \text{ л.с.}$$

Параметры экспериментально найденной модификации и параметры зацепления были введены в программу ASGEARS и выполнен расчет, результаты которого показаны на рис. 10.

Расчеты, во-первых, подтвердили правильность модификации достигнутой опытным путем, а во-

вторых, показали дальнейшую бесперспективность этого исходного контура.

В результате совместных работ с филиалом ГП «Ивченко-Прогресс» на ФГУП ММП «Салют» был разработан новый исходный контур, обеспечивающий коэффициент торцевого перекрытия больше 2-х:

$$\alpha = 20^\circ; ha^* = 1,1; c^* = 0,2.$$

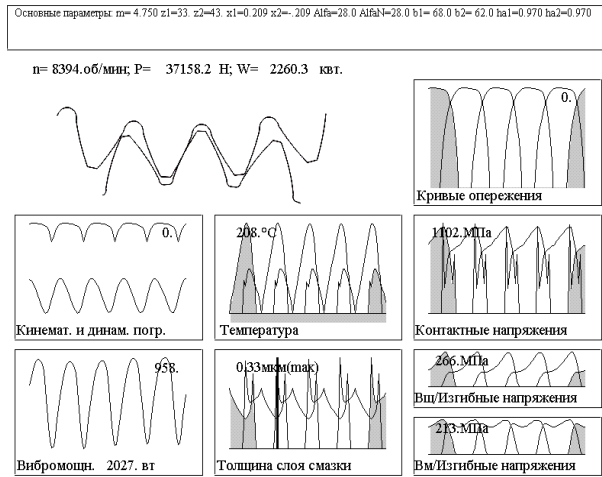


Рис. 10. Параметры зацепления ведущей шестерни и сателлитов планетарного механизма двигателя Д-27 с коэффициентом перекрытия $\epsilon_\alpha < 2$ (серийного профиля) с оптимизированной модификацией

При этом для сохранения остальных деталей редуктора были изменены параметры шестерен:

$$m = 3,5784;$$

$$Z_1 = 44; Z_2 = 57;$$

$$Z_3 = 161.$$

Расчеты показывают (рис. 11), что новый исходный контур с оптимальной модификацией (рис. 12) обеспечивает возможность передачи мощности на 20% больше при тех же запасах прочности.

Ранее исходный контур, обеспечивающий коэффициент перекрытия больше 2 был испытан и внедрен на заднем редукторе двигателя ТВЗ-117ВМА-СБМ1.

При этом расчет оптимальной модификации зубьев был выполнен по программе ASGEAR (рис. 13, 14).

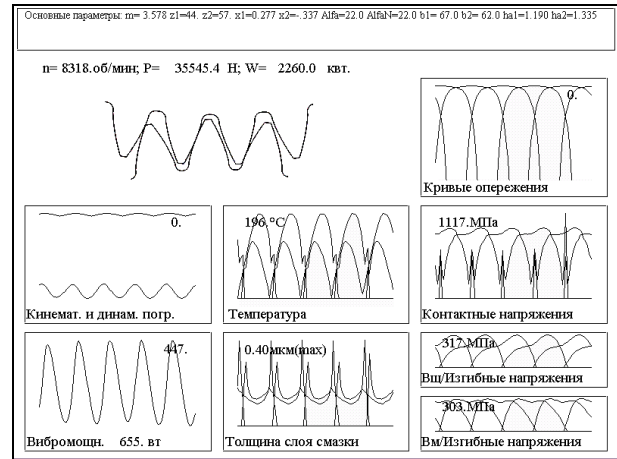


Рис. 11. Параметры зацепления ведущей шестерни и сателлитов планетарного механизма двигателя Д-27 с коэффициентом перекрытия $\epsilon_\alpha > 2$ с оптимизированной модификацией

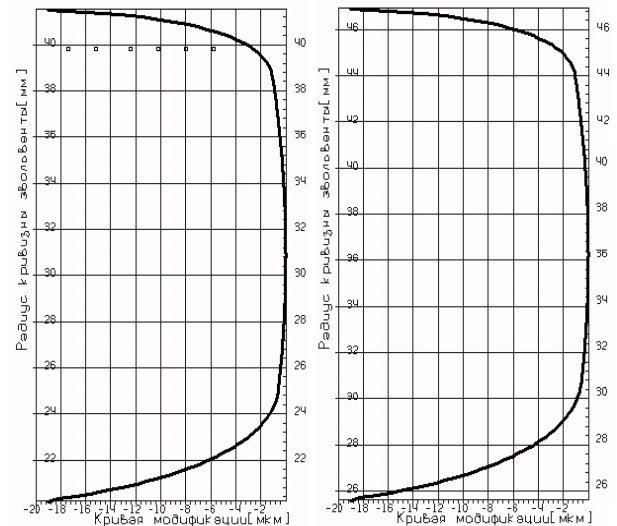


Рис. 12. Профиль зуба ведущей шестерни (слева) и сателлитов (справа) планетарного механизма двигателя Д-27 с коэффициентом перекрытия $\epsilon_\alpha > 2$ с оптимизированной модификацией

Испытания двигателя с новым редуктором проводились с прямым тензометрированием зубьев, вибрографированием и кинематометрированием с помощью аппаратуры ЦИАМ.

Результаты испытаний показали, что виброактивность редуктора снизилась по сравнению с традиционным исходным контуром с 80 до 20, а изгибные напряжения – на 20 %. В настоящее время указанный редуктор выпускается серийно.

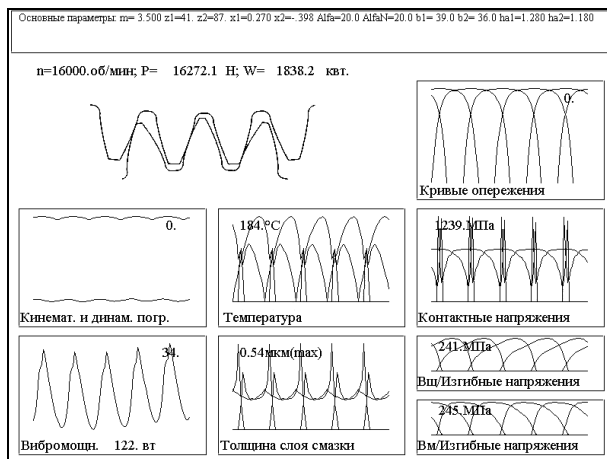


Рис. 13. Параметры зацепления ведущей шестерни и сателлитов с оптимизированной модификацией по рабочему чертежу

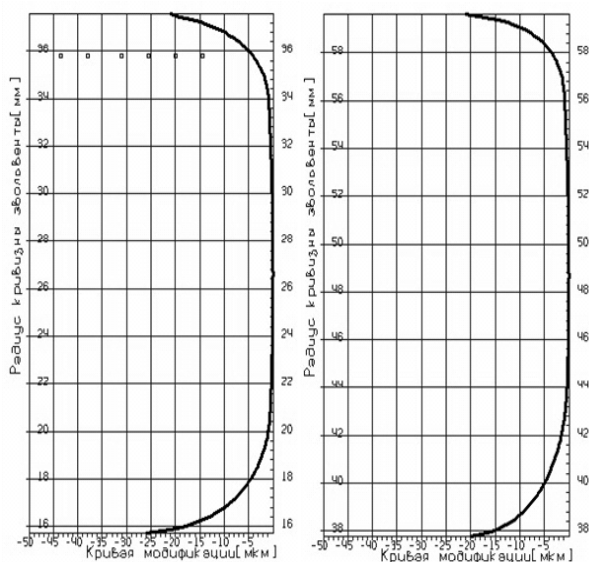


Рис. 14. Профиль зуба ведущей шестерни с промежуточной задней редуктора ТВЗ-117ВМА-СБМ1 с оптимизированной модификацией

Программа ASGEAR нашла применение также при доводке приводов агрегатов двигателей АИ-222 и АИ-436-148, что позволило быстро внедрить оптимизированное перекрытие $\varepsilon\alpha > 2$ и устранить дефекты обнаруженные в начале испытаний.

Выводы

Наиболее перспективными зубчатыми передачами для авиационных двигателей 5 и 6-го поколений

могут быть передачи с коэффициентом перекрытия $\varepsilon\alpha > 2$ и модифицированным профилем зубьев, оптимизация которого должна проводиться по программе ASGEAR.

Литература

1. Производство зубчатых колес газотурбинных двигателей: Произв-практ. издание / Ю.С. Елисеев, В.В. Крымов, И.П. Нежурин и др.; Под ред. Ю.С. Елисеева. – М.: Высш.шк., 2001. – 493 с.
2. Дорофеев В.Л. Технология производства высокопрочных зубчатых передач. Двойная модификация профиля зубьев // Конверсия в машиностроении. – 2001. – № 5. – С. 79-84.
3. Поклад В.А., Дорофеев В.Л. Основные принципы расчета неизнашивающихся авиационных зубчатых передач // Сб. докладов международного конгресса «Механика и трибология транспортных систем-2003» сентябрь 2003 г., в 2-х томах, т. 2. Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов на/Дону. – 2003. – С. 232-235.
4. Поклад В.А., Дорофеев В.Л. Проектирование модифицированных авиационных зубчатых передач // Конверсия в машиностроении. – 2004. – № 3. – С. 36-40.
5. Дорофеев В.Л. Основы расчета нагрузок и напряжений, действующих в зацеплении цилиндрических зубчатых передач // Вестник машиностроения. – 1983. – № 3. – С. 14-16.

Поступила в редакцию 24.05.2008

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В.А Гейкин, ФГУП «ММП «Салют», директор НИИД; канд. техн. наук, В.С. Новиков, ФГУП «ММП «Салют», начальник лаборатории зубчатых колес НИИД, Москва.