

УДК 621.01:621.833:24

Ю.С. ЕЛИСЕЕВ¹, В.И. ДЗЮБА², П.П. БОНДАРЕНКО¹, В.Л. ДОРОФЕЕВ¹¹ФГУП «ММПП «САЛЮТ», Москва, Россия²ЗАО «МСЗ-САЛЮТ», Москва, Россия

ВЫСОКОТОЧНЫЕ СТАНКИ ФГУП «ММПП «САЛЮТ» ДЛЯ ШЛИФОВАНИЯ МОДИФИЦИРОВАННЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ДВИГАТЕЛЕЙ

Более 90% станков для шлифования шеверов и долбяков, и более 50% станков для обработки зубчатых колес, применяемых в настоящее время во всех странах СНГ, изготавливались на Московском заводе шлифовальных станков, станки такого типа изготавливаются в настоящее время в станкостроительном подразделении ФГУП «ММПП «Салют». Приведены технические характеристики новых станков для шлифования высокоточных зубчатых колес 3-4 степени точности. Приведены протоколы измерения зубчатых колес, изготовленных на станках ФГУП «ММПП «САЛЮТ». Описаны математические основы измерительной системы станка и рассмотрены конструкторско-технологические вопросы управления модификацией зубчатых колес.

станки зубошлифовальные, колеса зубчатые, ФГУП «ММПП «САЛЮТ», модификация, степень точности

Введение

Более 90% станков для шлифования шеверов и долбяков, и более 50% станков для обработки зубчатых колес, применяемых в настоящее время во всех странах СНГ, изготавливались на Московском заводе шлифовальных станков, станки такого типа изготавливаются в настоящее время в станкостроительном подразделении ФГУП «ММПП «Салют». В настоящее время предприятие приступило к выпуску многофункциональных зубошлифовальных станков, таких как 5А868, 5А868Д и МШ 397, позволяющих шлифовать эвольвентные зубчатые колеса как наружного, так и внутреннего зацепления (рис.1).

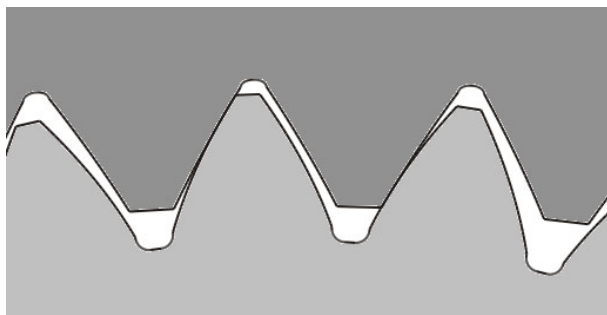


Рис. 1. Зубчатое зацепление, составленное из колес внешнего и внутреннего зацепления, шлифуемых на станке 5А868

1. Особенность новых зубошлифовальных станков

Новые зубошлифовальные станки отличаются тремя особенностями: во-первых, отличаются высокой точностью; во-вторых, имеют встроенную измерительную систему; в-третьих, имеют развитое математическое обеспечение

1.1. Обеспечение высокой точности. Высокая точность зубошлифовальных станков обеспечивается как традиционными методами, так и оснащением станков прецизионными измерительными и управляющими системами ведущих фирм мира.

Качество зубчатых колес характеризуется большим числом показателей. Например, при обработке зубчатого колеса с внутренним зацеплением $m = 6$, $z = 75$ на станке 5А868Д, представленной на московской выставке Металлообработка 2008 погрешности не превышали 4 степени точности по DIN 3962, а по большинству показателей точности соответствовали 1...2 степени точности. Таким образом, по ряду показателей точности станки МСЗ-САЛЮТ позволяли получить столь высокую точность, которая даже не нормируется ГОСТ 1643-81 (табл. 1).

Таблица 1
Показатели точности

		Act. value	Qual.
Worst pitch variation	fp max	2.1	2
Worst spacing variation	fu max	3.5	3
Range of Pitch Error	Rp	3.9	
Total index variation	Fp	6.3	1
Total index var, with.sector	Fpz/8	4.8	1
Profil	Fα	4.6-5.5	4

1.2. Решение проблемы измерения зубчатых колес с модифицированным профилем. Профиля зубьев модифицированных колес имеет сложный, отличающийся от эвольвентного профиль.

Функция отклонения профиля определена как отображение множества значений расстояний от центра колеса до текущей точки в множество угловых отклонений точек профиля от номинальной линии. Так, для точек профиля M и M_1 аргументами функции являются радиусы R и R_1 , а значениями функции – углы ψ_0 и ψ_1 (рис. 2).

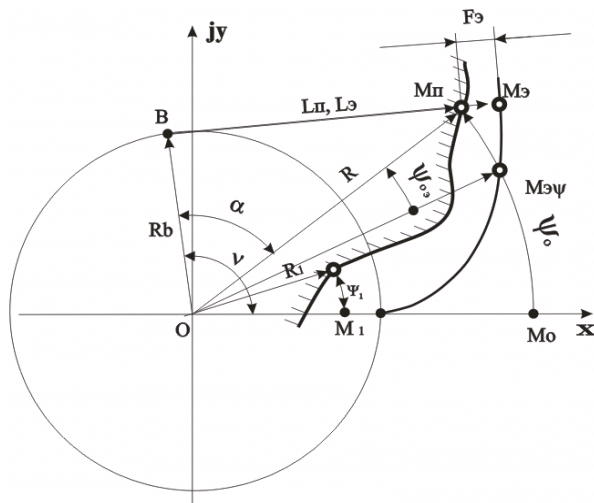


Рис. 2. Схема измерения отклонения профиля f :
 $R \rightarrow$ (R – независимая переменная функции отклонения профиля, Ψ – зависимая переменная)

Угловое отклонение точек профиля может измеряться от любой номинальной линии. В качестве номинальной линии используется эвольвента окружности. Но этот способ нельзя применять для колес со шлифуемой впадиной зуба, профиль галтели которых пересекает основную окружность. В этом случае измерение выполняется от линии, составленной из прямой и эвольвенты.

Этот случай, показанный на рис. 2, рассматривается ниже как основной.

Если измерение выполняется на эвольвентном участке профиля на расстоянии R центра и при этом угол до точки касания равен ψ_0 , то отклонение профиля в традиционной эвольвентной системе отсчета будет определяться по следующим из рис. 2 формулам:

$$F\varepsilon(\nu) = L\varepsilon - Ln, \quad (1)$$

где $L\varepsilon = Rb * \nu$; $\nu = \alpha + \psi_0$; $\alpha = \arctg(Ln / Rb)$;

$$Ln = \sqrt{R^2 - Rb^2}.$$

Здесь Rb – радиус основной окружности.

При выводе графика отклонения профиля

$$R \in (Rp \dots Ra),$$

где Ra – радиус окружности вершин; Rp – радиус нижних точек активного профиля.

При программировании станка решается обратная задача по заданным отклонениям профиля $F\varepsilon$ и соответствующим углам развернутости ν определяются радиусы точки профиля R и требуемая угловая координата ψ_0 :

$$R = \sqrt{Rb^2 + (Rb * \nu - F\varepsilon)^2}, \quad \psi_0 = \nu - \alpha,$$

где α определяется по формулам (1)

Координаты номинальной линии профиля, состоящей из комбинации прямой и эвольвенты, определяются вектор-функцией

$$\begin{aligned} R^0(\nu) &= Rb(1 - j\nu) \exp(j\nu), \quad \text{если } \nu \geq 0; \\ R^0(\nu) &= Rb \cos \nu, \quad \text{если } \nu < 0, \end{aligned} \quad (2)$$

где ν – аргумент вектор-функции номинальной линии; j – мнимая единица.

В общем случае для расчета координат действительного профиля применяются вектор-функция

$$R(\nu) = R^0(\nu) \exp(j\psi), \quad (3)$$

которая каждому значению аргумента ставит в соответствие проекции точки M на оси координат, выраженные комплексной функцией $R(\nu)$.

1.3. Особенности дополнительного программного обеспечения зубошлифовальных станков типа 5A868. Программное обеспечение станка 5A868 позволяет выводить измерительные данные

об обрабатываемых зубчатых колесах. Это позволяет существенно повысить качество настройки станка, эффективность обработки и выполнять правку шлифовального круга, только в обоснованных расчетом случаях.

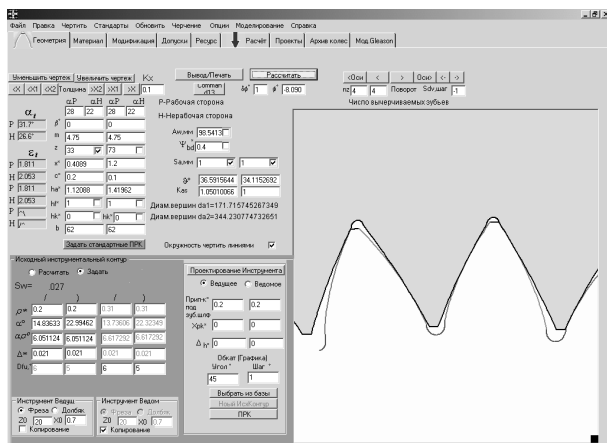


Рис. 3. Панель данных программы ASGEARS для расчета геометрии зубчатых передач с симметричными и асимметричными зубьями

Большое значение в обеспечении качества зубчатых колес имеет моделирование процессов, протекающих в зубчатых передачах при учете тех реальных отклонений, которые фактически получены при обработке. Если результаты моделирования показывают, что ожидаемая работоспособность зубчатых колес будет неудовлетворительной, то остается возможность, не снимая зубчатое колесо со станка, перешлифовать колесо с увеличенным числом правок шлифовального круга, либо уточнить геометрию модификации профиля и после этого перешлифовать колесо.

Математика, применяемая для моделирования, реализована в программе ФГУП «ММПП «Салют» ASGEARS и в программе динамики POLIGON, вызываемой из программы ASGEARS [1]. Этот программный комплекс включает следующие алгоритмы:

1. Расчет геометрии в программе ASGEARS выполняется методом обобщающих параметров, позволяющим моделировать как стандартные передачи, так и передачи с увеличенной плавностью работы и высокими углами давления, малыми числами зубьев и т.д. Метод описан в работах [1 – 3].

2. Модификация профиля зубьев учитывается существенно расширенными методами. С помощью панели модификации, показанной рис. 4 можно передать в станок 5A868 координаты точек профиля, которые будут компенсировать деформацию на участках кромочного зацепления и фазах перехода от одно к двухпарному контакту. Это вопрос рассмотрен в работах [5 – 8].

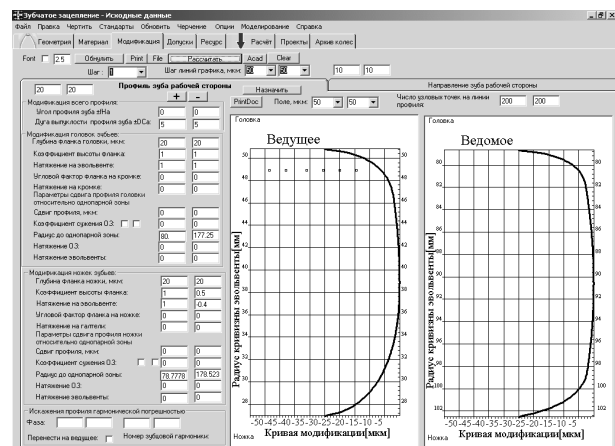


Рис. 4. Панель расширенного ввода данных о модификации профиля зубьев

3. Алгоритм решения задачи расчета фактической погрешности колес, в котором по результатам измерений отклонения профиля определяются точки контакта и многозначная кинематическая погрешность, отражающая погрешность движения каждого зуба основан на минимизации целевой функции. Так, если ведущее колесо находится в некотором номинальном положении, а ведомое колесо в соответствующем номинальном положении, то расстояние между профилями колес, измеренное на разных расстояниях от центра ведомого колеса будет различным. (рис. 5.).

Если определить это расстояние методами, разработанными в работах [9, 10], то дополнительный угол поворота ведомого колеса, при котором профили пересекаются, будет на том радиусе, которое соответствует точке контакта, а текущее значение кинематической погрешности определится углом поворота ведомого колеса от номинального положения до положения контакта зубьев. Эта положение иллюстрируется на рис. 6, а угол поворота будет являться

значением кинематической погрешности рассматриваемой пары зубьев в заданной фазе зацепления.

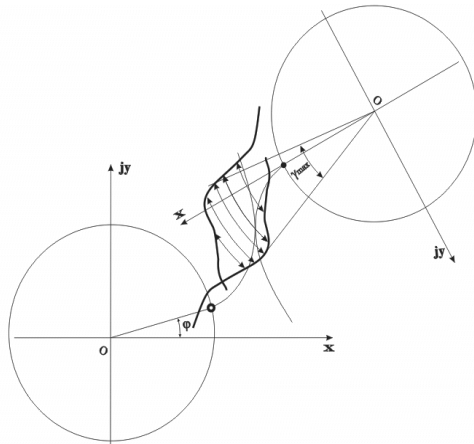


Рис. 5 Схема исходного положения колес при определении координат фактической точки контакта

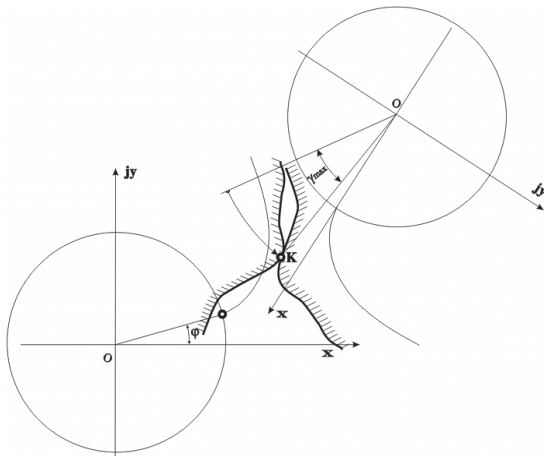


Рис. 6. Итоговое положение колес, после определения точки контакта К

Повторяя описанную процедуру для всех угловых положений ведущего колеса для всех зубьев, определится кинематическая погрешность пары колес.

2. Наладка шлифовального станка методом обратной связи

Зубчатые колеса двигателей имеют высокую точность. Определить допустимые отклонения профиля зубчатых колес, которые имеют модификацию, очень сложно, а иногда и невозможно.

Радикальным решением проблемы может стать коррекция наладки стана по данным моделирования напряжений и вибраций с учетом реальных отклонений, полученных после обработки деталей.

Рассмотрим этот вопрос на примере.

Для зубчатого колеса, кинематическая погрешность которого показана на рис. 7 ход контактных напряжений будет иметь вид, показанный на рис. 8.

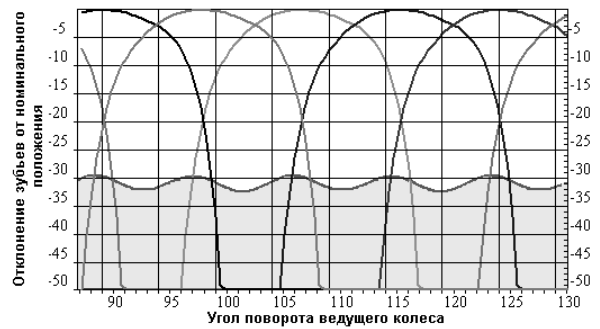


Рис. 7. Кинематическая погрешность

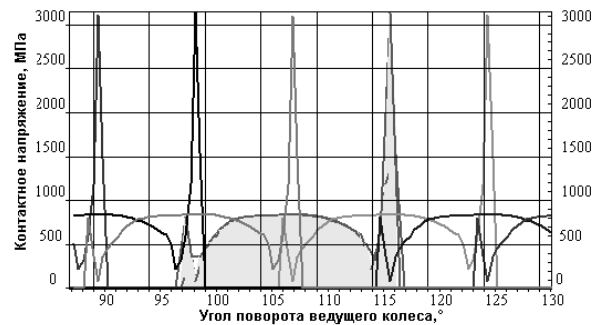


Рис. 8. Контактные напряжения на зубьях с кинематической погрешностью, показанной на рис. 7

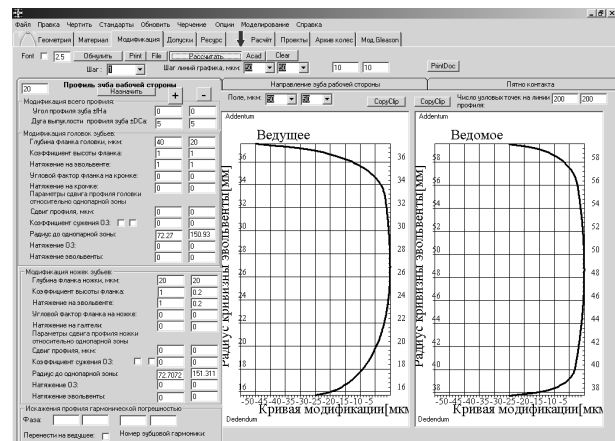


Рис. 9. Панель ввода данных о модификации. На вершине зуба ведущего колеса глубина модификации увеличена

Видно, что на выходе зубьев из зацепления имеются пики контактных напряжений до 3000 МПа. При таких напряжениях будут происходить контактные разрушения поверхности зубьев. Такое колесо нельзя устанавливать в изделие. Необходимо увеличить глубину модификации головки зуба ве-

дущего колеса. Для чего вносится изменение в наладку станка (рис. 9).

После внесения изменений в наладку станка по результатам моделирования контактные напряжения уменьшились более чем в три раза и не превышают допустимых значений (рис. 10)

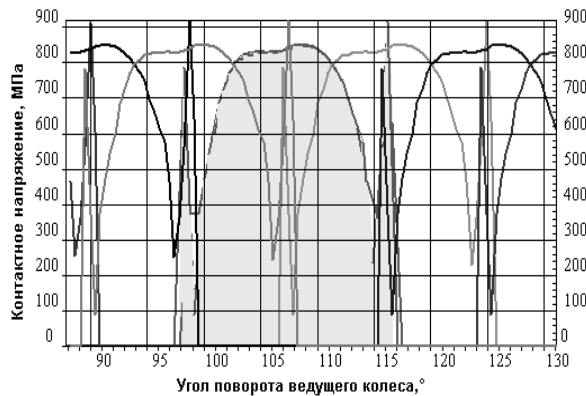


Рис. 10. Контактные напряжения после изменения наладки станка

Выводы

Конструкция новых зубошлифовальных станков ФГУП «ММПП «Салют» типа 5А868 допускает гибкую настройку для производства высоконагруженных и высокоскоростных зубчатых колес двигателей. Программное обеспечение станков обеспечивает сквозную линию конструкторского, технологического и метрологического проектирования зубчатых передач двигателей.

Литература

1. Программа AsGears – Расчет авиационных цилиндрических зубчатых передач. Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ №2005613152 от 6 декабря 2005 г.
2. Вулгаков Э.Б. Теория эвольвентных зубчатых передач. – М.:Машиностроение, 1995. – 320 с.
3. Вулгаков Э.Б., Дорофеев В.Л. Компьютерное проектирование эвольвентных зубчатых передач в обобщающих параметрах // Конверсия в машиностроении. – 2002. – С. 148-154.

4. Application of Gears With Asymmetric Teeth in Turboprop Engine Gearbox / A.S.Novikov, A.П. Paikin, V.L.Dorofeyev, V.M. Ananiev, A.L. Kapelevich // GearTechnology, January/February 2008. – P. 60-65.

5. 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.

6. Дорофеев В.Л. Технология производства высокопрочных зубчатых передач. Двойная модификация профиля зубьев // Конверсия в машиностроении. – 2001. – № 5. – С. 79-84.

7. Поклад В.А., Дорофеев В.Л. Основные принципы расчета неизнашивающихся авиационных зубчатых передач // Сборник докладов международного конгресса «Механика и трибология транспортных систем-2003» сентябрь 2003 г., в 2-х томах, Том 2. – Ростов-на-Дону: Рост. гос. ун-т путей сообщения. – 2003. – С. 232-235.

8. Поклад В.А., Дорофеев В.Л. Проектирование модифицированных авиационных зубчатых передач // Конверсия в машиностроении. – 2004. – № 3. – С. 36-40.

9. Дорофеев В.Л. Основы расчета нагрузок и напряжений, действующих в зацеплении цилиндрических передач // Вестник машиностроения. – 1983. – № 3. – С. 14-16.

10. Дорофеев В.Л. Уточненное определение динамических нагрузок в зубчатых передачах // Вестник машиностроения. – 1985. – № 8. – С. 45-47.

11. Дорофеев В.Л. Учет геометрических отклонений профиля в расчетах цилиндрических передач // Вестник машиностроения. – 1986. – № 12. – С. 27-28.

Поступила в редакцию 13.05.2008

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В.А Гейкин, ФГУП «ММПП «САЛЮТ»; канд. техн. наук В.С. Новиков, ФГУП «ММПП «САЛЮТ», Москва, Россия.