

УДК 621.9

В.Л. Дорофеев¹, Д.В. Дорофеев¹, В.Н. Журавлев², А.Б. Единович²¹ЦИАМ им. П.И.Баранова, г. Москва, Россия²ГП “Ивченко-Прогресс”, г.Запорожье, УкраинаТел./Факс: +007 (495) 3621951; E-mail: vld@ciam.ru

ПРИМЕНЕНИЕ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА AEROFLANK ДЛЯ РАСЧЕТА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК ПО ШИРИНЕ ЗУБЬЕВ, ПРОГИБА ВАЛОВ И СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ОПОРЫ

Рассмотрено применение программного комплекса AEROFLANK для расчета распределения нагрузок по ширине зубьев, прогиба валов и сил, действующих на опоры трансмиссий. Приведены примеры ввода данных, результаты расчета.

Ключевые слова: AEROFLANK, опоры, валы, трансмиссия, функция формы, распределение нагрузок по ширине зубьев.

V. Dorofeev, D. Dorofeev, V. Zhuravlev, A. Edinovich

THE USE OF THE SOFTWARE COMPLEX AEROFLANK FOR CALCULATING THE LOAD DISTRIBUTION ACROSS THE WIDTH OF THE TEETH, THE DEFLECTION OF THE SHAFTS AND OF THE FORCES ACTING ON THE SUPPORTS

Application of program complex AEROFLANK for calculation of distribution of loadings on width of teeth, a deflection of shaft and the forces operating on bearings of transmissions is considered. Data input examples, results of calculation.

Key words: AEROFLANK, shaft, transmission, form function, distribution of loadings on width of teeth.

Введение

Программный комплекс AEROFLANK разработан авторами настоящей работы и состоит из следующих подсистем:

- 1) геометрия цилиндрических зубчатых колес с модифицированным исходным контуром (притупленные кромки зубьев, поднутренные основания, приграничные зоны, и т.д.);
- 2) геометрия цилиндрических зубчатых колес с несимметричными зубьями;
- 3) геометрия цилиндрических шевронных зубчатых колес;
- 4) геометрия конических с круговыми зубьями и арочных зубчатых колес;
- 5) допуски по стандартам ISO, DIN, ГОСТ;
- 6) поля допусков на форму модификации профиля и направления зубьев;
- 7) ключевые элементы наладки зубошлифовальных станков, в том числе подготовка файлов управления *.pfl;
- 8) построение графиков коэффициентов формы зубьев и графиков удельной жесткости зубьев;
- 9) расчеты прочности по ГОСТ 21354-87, ISO 6336, DIN 3990;
- 10) построение кинематической погрешности методом решения обратной задачи теории зацепления и расчет кинематической погрешности, учитывающей деформацию зубьев;
- 11) подсистемы решения интегральных и дифференциальных уравнений;
- 12) подсистемы расчета полей напряжений с глубоким анализом глубины залегания контактных напряжений;
- 13) моделирование хода изменения контактных и изгибных напряжений от входа зубьев в зацепление до выхода него и распределение напряжений

- по всей ширине зубьев;
- 14) моделирование изменения толщины слоя смазки между контактными поверхностями каждого зуба и температуры в каждой точке контакта с учетом характеристик масла;
 - 15) моделирование крутильных и радиальных колебаний, а также их спектрального состава;
 - 16) моделирование динамических сил, действующих на подшипники;
 - 17) расчет стационарных и бифуркационных амплитудно-частотных характеристик вышеперечисленных процессов;
 - 18) прямые расчеты по данным измерения погрешностей профиля зубьев колес.

Чтобы реализовать перечисленные возможности AEROFLANK использует большие массивы исходных данных включающих, например, зависимость вязкости масла от давления, метод формирования переходной кривой или ширину канавки между полушевронами зубчатого колеса и т.д. Поэтому AEROFLANK имеет пятнадцать уровневую базу данных, каждый уровень которой допускает ввод до 256 параметров зубчатой передачи, существенно упрощающую проектирование.

Контроль правильности входных данных и результатов расчета и моделирования выполняется с помощью двух или трехмерных изображений.

Программный комплекс AEROFLANK в основном предназначен для проектирования авиационных зубчатых передач [1-4], но применялся и в других отраслях промышленности для проектирования малошумных трансмиссий.

В настоящей работе описано применение AEROFLANK для расчета прогиба валов и сил, действующих на опоры валов.

Исходные принципы расчета валов

Расчет сложных многоступенчатых и многоопорных валов выполняется численными методами. Обычно считается, что численные методы – это методы приближенные. Однако, если прогиб элемента вала определять по формуле $x_i(z) = N_i^T Y_i$, $i = 1, 2, \dots, n$, а функцию формы и вектор перемещений выразить в виде:

$$N_i = \left\{ \begin{array}{l} \frac{(z - z_i)^2 (z - z_{i-1})}{h_i^2} \\ \frac{(z - z_{i-1})^2 (z - z_i)}{h_i^2} \\ \frac{(z_i - z)^2 [2(z - z_{i-1}) + h_i]}{h_i^3} \\ \frac{(z_i - z_{i-1})^2 [2(z_i - z) + h_i]}{h_i^3} \end{array} \right\}, Y_i = \left\{ \begin{array}{l} \varphi_{i-1} \\ \varphi_i \\ x_{i-1} \\ x_i \end{array} \right\},$$

где входящие в формулы величины показаны на рис. 1, то результаты расчета будут такими же, как при аналитическом расчете.

Связь с внешними силами, учет граничных условий и техника программной реализации приведены в работах [5, 6], итоговые результаты включены в программный комплекс AEROFLANK [1-4].

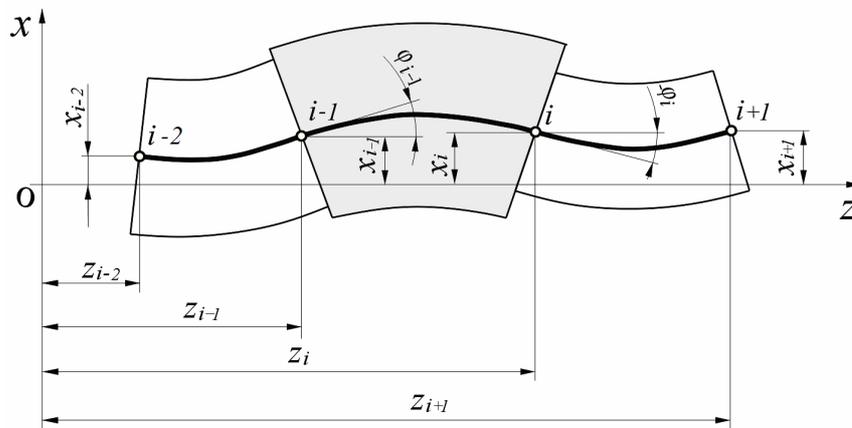


Рис. 1. Схема дискретизации вала конечными элементами

Расчет валов в AEROFLANK

Ввод исходных данных с использованием базы данных в AEROFLANK показан на рис.2.

Копир.Рис		Сохранить изменения в базу данных		Сдвиг шестерни		Сдвиг колеса		Доп. Парам.	
<input type="checkbox"/> Сортировать по возрастанию координат		<input type="checkbox"/> Ведомое		Добавить		Удалалить			
№узла эл-та	Координата узлов [мм]	^ ~	^ /	Диаметр эл-та[мм]	Ширина эл-та[мм]	Сила hwal	Момент [hwal/мм]	Осевая сила Fx	Жесткость опоры,N/мм
1	-100 X			0	0	0	0	0	0
2	0			25	100	20000	0	0	0
3	100 X			25	100	0	0	0	0

Рис. 2. Исходные данные для двух опор в окне программы AEROFLANK

Результат расчета показан на рис. 3.

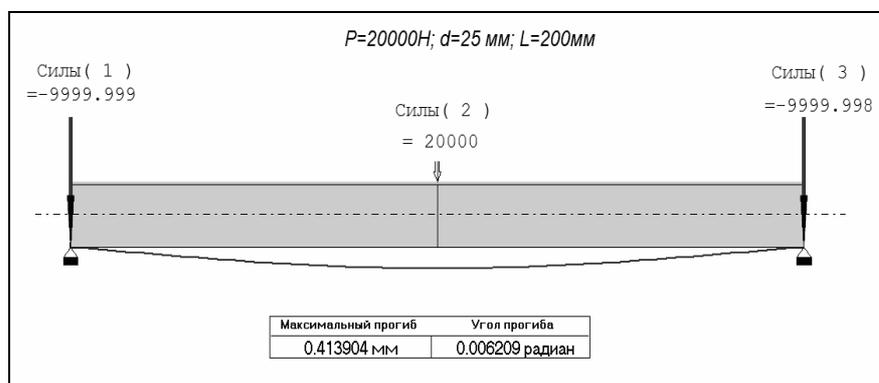


Рис. 3. Расчет прогиба вала на двух опорах

Теперь рассмотрим, как изменятся опорные реакции и прогиб вала, если к имеющимся двум опорам добавить третью, расположив её по середине между левой опорой

и серединой вала. Ввод исходных данных с использованием базы данных в AEROFLANK показан на рис.4., а результат расчета показан на рис. 5.

Копир.Рис		Сохранить изменения в базу данных		Сдвиг шестерни		Сдвиг колеса		Доп. Парам.	
<input type="checkbox"/> Сортировать по возрастанию координат		<input type="checkbox"/> Ведомое		Добавить		Удалалить			
№узла	Координата	^	^	Диаметр	Ширина	Сила	Момент	Осевая	Жесткость
эл-та	узлов [мм]	~	/	эл-та[мм]	эл-та[мм]	hwal	[hwal/мм]	сила Fx	опоры,N/mm
1	-100 X			0	0	0	0	0	0
2	-50 X			25	100	0	0	0	0
3	0			25	100	20000	0	0	0
4	100 X			25	100	0	0	0	0

Рис. 4. Исходные данные для трех опор в окне программы AEROFLAN

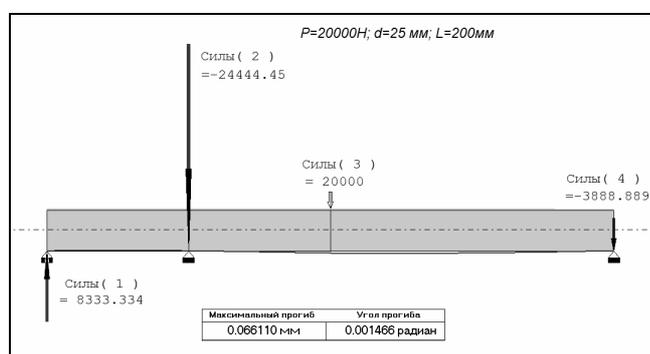


Рис. 5. Расчет прогиба вала на трех опорах

Как видно из результатов расчета прогиб и силы, действующие на опоры, существенно изменились, как по величине, так и по направлению действию сил. Прогиб уменьшился шесть раз, при этом нагрузки на крайние опоры уменьшились, а добавленная опора воспринимает даже большую нагрузку, чем действующая сила.

Дальнейшее приближение промежуточной опоры к левой опоре (рис.6) приводит к еще большему увеличению нагрузок на опоры. (Рис.6).

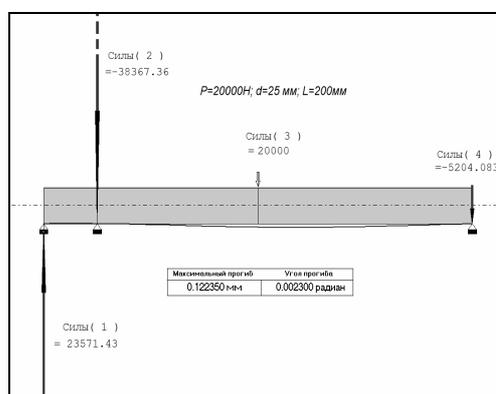


Рис. 6. Расчет прогиба вала на трех опорах при уменьшении расстояния между опорами

Эффект уменьшения прогиба исчезает.

В программе AEROFLANK имеется возможность проследить характер изменения опорных реакций при различных положениях промежуточной опоры (рис. 7).

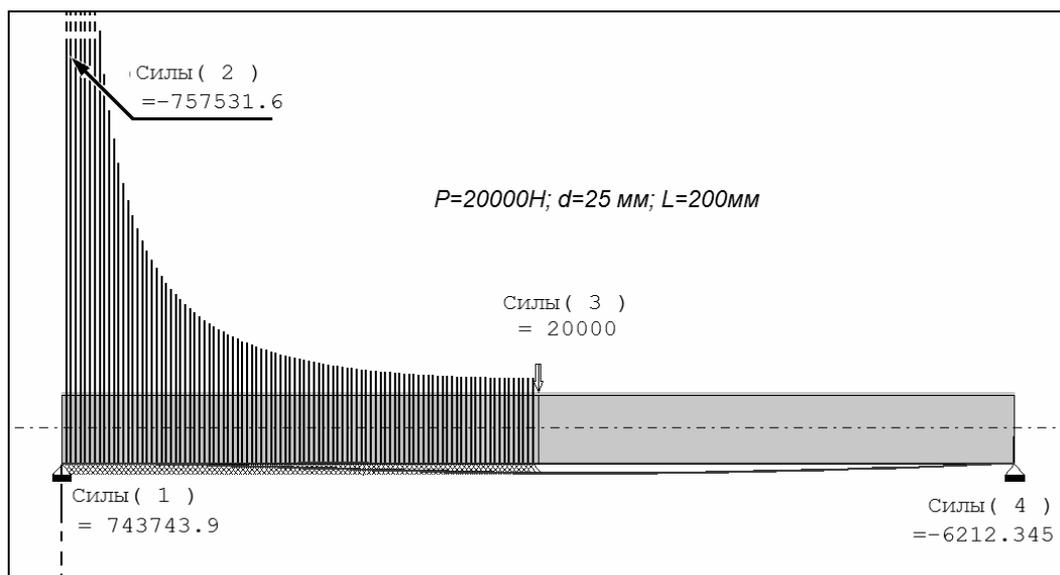


Рис. 7. Моделирование процесса перемещения промежуточной опоры

Как видно из показанных результатов, расстояние между опорами связано с силами, действующими на опоры, гиперболической зависимостью: чем ближе расстояние между опорами, тем большая нагрузка на них действует.

Вследствие упругих деформаций валов, образуются отклонения в положении контактных линий зубьев зубчатых колес.

Учет прогиба валов при расчете распределения нагрузок по ширине зубьев зубчатых колес

В AEROFLANK одновременно рассчитывается два вала и определяется суммарное угловое отклонение γ (рис. 8a) контактных линий. Результаты расчета отклонений в положении контактных линий принимаются подсистемой расчета погрешностей и далее с учетом параметров динамики рассчитываются и выводятся в виде графических изображений (рис. 8b), для анализа с целью последующего расчета коррекции направления зубьев (рис. 9a) и повторного расчета распределения нагрузок по ширине зубьев (рис. 9b). После устранения концентрации напряжений и обеспечения заданных характеристик передачи, проектирование завершается выводом протокола расчета.

На рис. 9b видно, что максимальные удельные нагрузки приходятся на однопарную зону зацепления зубьев. В двухпарном зацеплении нагрузки примерно в два раза меньше. В работе [1] с программы ASGEARS (предшествующая версия программы AEROFLANK) описано, как выровнять эти нагрузки и повысить несущую способность передачи.

От входа зубьев в зацепление до выхода из него есть колебания нагрузок – это следствие динамических процессов, возбуждаемых переменной жесткостью зубьев и погрешностями профиля зубьев колес

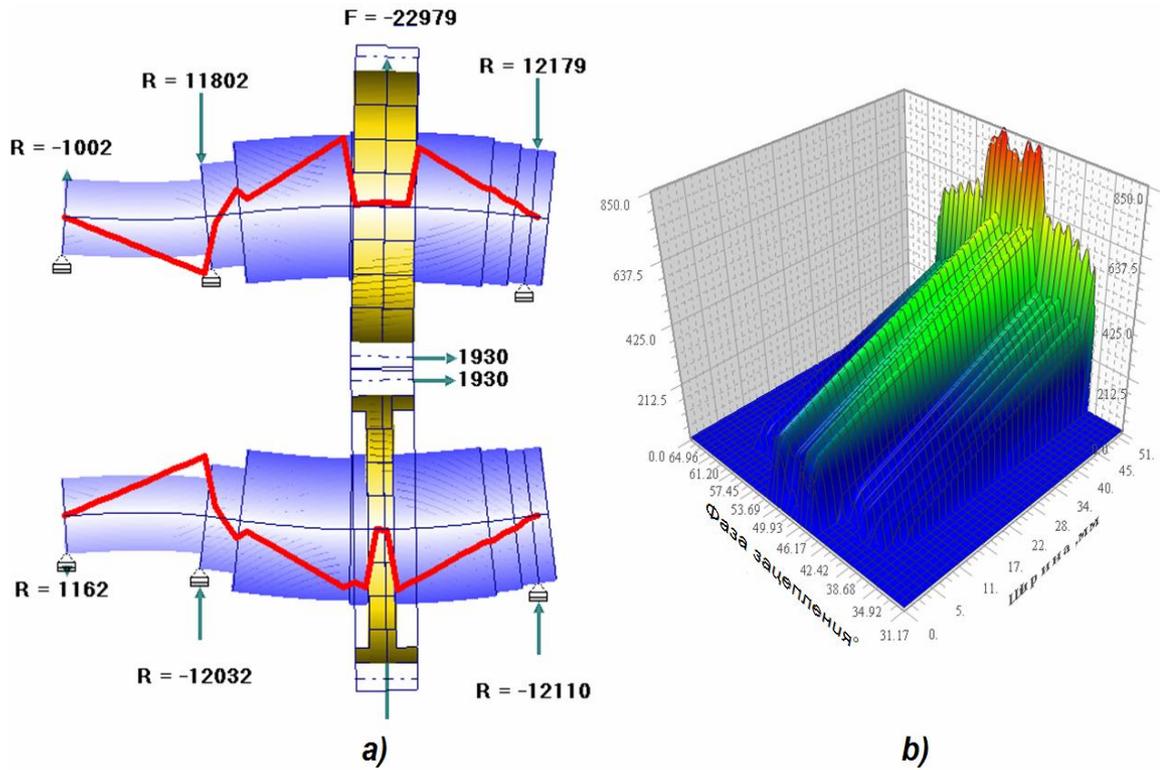


Рис. 8. Изображение а)- формы прогиба валов и б) -распределение удельных нагрузок по ширине зубьев без коррекции направления зубьев

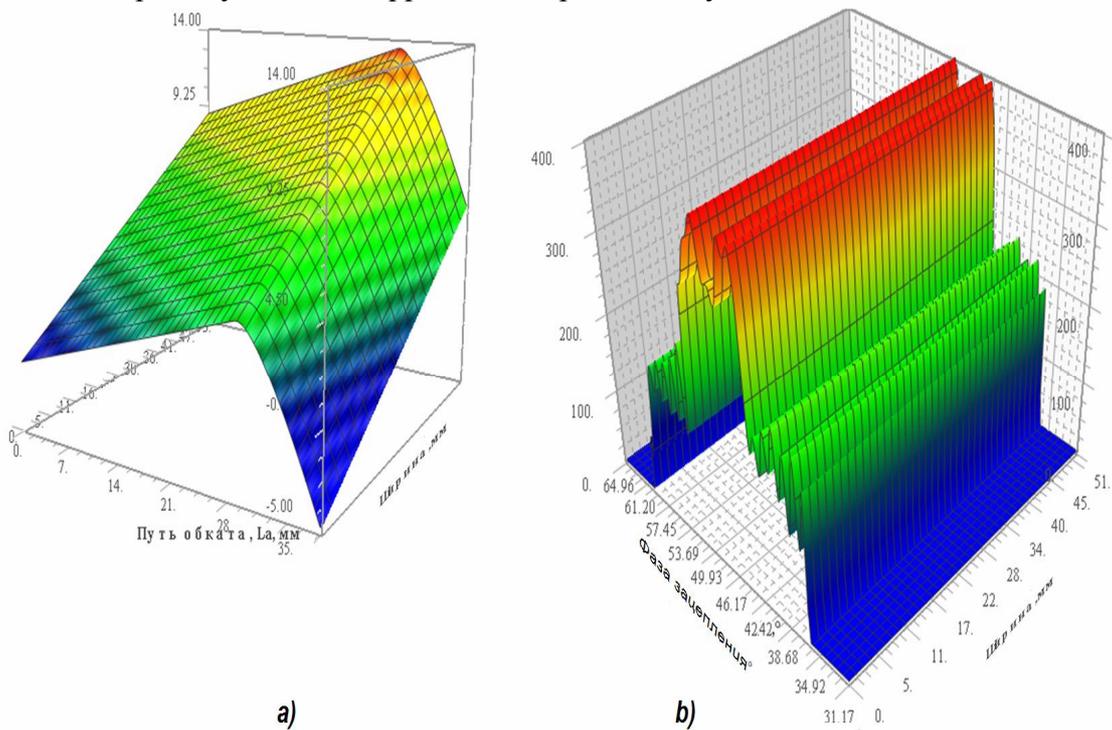


Рис. 9. Изображение а)- модифицированной поверхности зубьев колес и б) - распределение удельных нагрузок по ширине зубьев с коррекцией направления зубьев

Выводы

1. С помощью программного комплекса AEROFLANK рассчитываются силы, действующие на опоры и прогибы валов.
2. Для устранения концентрации напряжений на зубьях колес имеется возможность и применяется модификация боковой поверхности зубьев.
3. Дополнительные опоры валов существенно уменьшают прогиб валов, но могут стать причиной многократного увеличения нагрузок на опоры валов.
4. Прогиб валов – это фактор, существенно влияющий на концентрацию контактных и изгибных напряжений в зубчатых передачах.

Список литературы:

1. Кравченко И.Ф., Единолич А.Б., Яковлев В.А., Дорофеев В.Л. Экспериментальные и теоретические результаты исследования авиационных зубчатых передач для двигателей пятого и шестого поколений//Авиационно –космическая техника и технологии, 2008, № 8 (55)-стр.129-134.

2.Дорофеев В. Л., Дорофеев Д.В., Единолич А.Б., Корнейчук А. В.. Особенности проектирования редукторов для самых мощных в мире украинско-российских авиационных двигателей.// Вісник Національного Технічного університету «ХП». Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Проблеми механічного приводу». Харків: НТУ «ХП». 2010, №27. - стр. 54-61.

3. Дорофеев В.Л., Голованов В.В., Дорофеев Д.В. Система моделирования "AEROFLANK" & прямой синтез износостойких и малошумных зубчатых передач// Вісник НТУ "40 ХП". 2013. № 40 (1013).с.40-49.

4. Голованов В.В., Дорофеев В.Л., Дорофеев Д.В., Новиков В.С., Павленко Ю.М. Исследование зависимости контактных напряжений в конических зубчатых передачах с круговыми зубьями от степени локализации контакта//Вісник НТУ "ХП". 2014. № 31 (1074),с.20-23.

5. Дорофеев В.Л. Основы применения метода конечных элементов в системах автоматического проектирования. Изд-во БПИ, Бишкек, 1991., 21 с.

6. Норри Д., де Фриз Ж. Введение в метод конечных элементов. Мир., 1981. 304 с.

Поступила в редколлегию 03.04.2015 г.