

З. ТКАЧ, к.т.н., проф., кафедра транспорта и управления технического факультета Словацкого сельскохозяйственного университета в Нитре, Словакия;
М. КАДНАР, к.т.н., доц., кафедра конструирования машин технического факультета Словацкого сельскохозяйственного университета в Нитре;
Ю. РУСНАК, к.т.н., проф., кафедра конструирования машин технического факультета Словацкого сельскохозяйственного университета в Нитре

ВЫПОЛНЕНИЕ РАБОТ ПО МОДЕЛИРОВАНИЮ ТЕХНИЧЕСКИХ КРИВЫХ В PRO/ENGINEER

В этой статье определяются технические кривые параметрического моделирования в Pro/ENGINEER. Примером технических кривых является профиль зубьев, а именно, моделирование рабочей поверхности зуба эвольвентного зацепления. Приведена методика для расчета координат параметрических кривых, осуществленная на основе рекомендаций для технической кривой в среде Pro/ENGINEER Wildfire 3.

Ключевые слова: эвольвентное зацепление, кривые, поверхность зуба.

Введение. Успех бизнес-плана в различных областях производства сегодня происходит от выбора продукта на рынке. Важным фактором является не только привлекательность продукта для клиента, но и время вывода производителем продукта на рынок. При непрерывном повышении требований к качеству и необходимости сокращения расходов использование CAD/CAM является прямым результатом усилий конкурентоспособности машиностроительных предприятий.

Несколько существующих инструментов в CAD/CAM исключают дорогостоящие переделки на конечном этапе проекта, потому что конструкторы могут избегать проблем и сложности еще на этапе концептуальных эскизов, которые могли бы резко усложнить поставленную задачу. Наборы инструментов позволяют легко изменять связи между узлами и агрегатами без необходимости создания новых моделей, и не важно, в каком порядке и как были определены связи между различными компонентами. Таким образом, используя 3D-модели, получают готовый проект, а затем проводится анализ прочности, определяется кинематика и формируется отчет. Возможно, с использованием метода конечных элементов, можно решать сложные задачи в относительно короткий промежуток времени и с высокой точностью.

Неточность исходной модели и ошибки конструктора при определении реальной формы структурных объектов в критически важных областях является серьезной проблемой.

Эти проблемы проявляются в виде недостаточной точности при построении технических кривых. Инженер-конструктор может воспользоваться специальным программным обеспечением (например, KISSsoft – моделирование собственных и импортированных объектов), способным генерировать различные технические кривые на основе вводимых параметров, а затем экспортировать его в формат, используемый инженерами.

Второй вариант состоит в моделировании кривой непосредственно в среде разработки инженера, используя для ее определения зависимости и параметры самой системы.

Данная статья о моделировании бокового профиля зубчатого зацепления без модификации в Pro/ENGINEER Wildfire версии 3.

Материал и методы. Pro/ENGINEER позволяет использовать параметрическое моделирование назначенных математических соотношений между

указанными размерами и параметрами. 2D/3D параметрическая модель динамически обновляется, используя указанные параметры, [1].

Основные параметры исследуемой модели. Основными параметрами для моделирования боковой поверхности зуба являются следующие:

модуль m ; число зубьев n ; угол профиля α_n ; коэффициент высоты головки зуба α (обычно 1); коэффициент высоты ножки зуба β (обычно 1,25); коэффициент радиального зазора χ (обычно 0,25).

В универсальности построения модели целесообразно использовать средство для глобальных параметров, а также автоматический расчет определенных размерных величин. Параметры определяются следующей командой Инструменты | Параметры (рисунок 1).

В связи с невозможностью использования символов в параметрах и названиях переменных, вводится слово из букв греческого алфавита (например, α =альфа), определяя таким образом необходимые параметры и соответствующие им значения в Pro/ENGINEER. В данной статье они изменяться не будут. Из-за необходимости использования прямоугольной системы координат со стандартным обозначением осей X, Y, Z , стандартное обозначение числа зубьев " n "; заменяется буквой " n ".

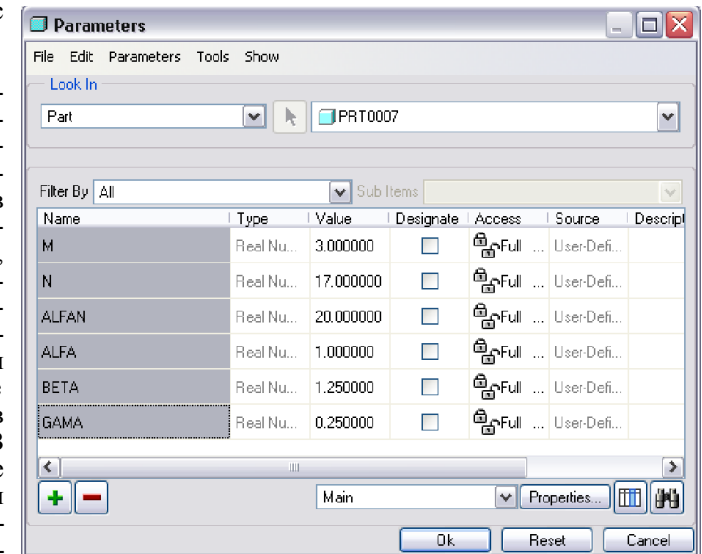


Рисунок 1 – Задание параметров зацепления

Моделирование вспомогательных окружностей. Применение вспомогательных окружностей не нужно, однако, при помощи обратной связи возможно управлять полученными кривыми, поэтому они будут построены в качестве примера применения отношений и параметров в Pro/ENGINEER. Габаритные размеры вспомогательных окружностей:

$$d = m \cdot n, \quad (1) \quad d_b = d \cdot \cos \alpha_n; \quad (2) \quad h_a = m \cdot \alpha; \quad (3)$$

$$h_f = m \cdot \beta; \quad (4) \quad d_a = d + 2h_a; \quad (5) \quad d_f = d - 2h_f. \quad (6)$$

где d и d_b – диаметр делительной и основной окружности; h_a и h_f – высота головки и ножки зуба; d_a и d_f – диаметр окружности вершин и впадин

Размерные параметры можно определить с помощью параметра окружностей, выбрав Инструменты | Отношения (рисунок 2). Определение следующих переменных может быть использовано, например, эскизом (рисунок 3). Поэтому при изменении входных параметров модель автоматически об-

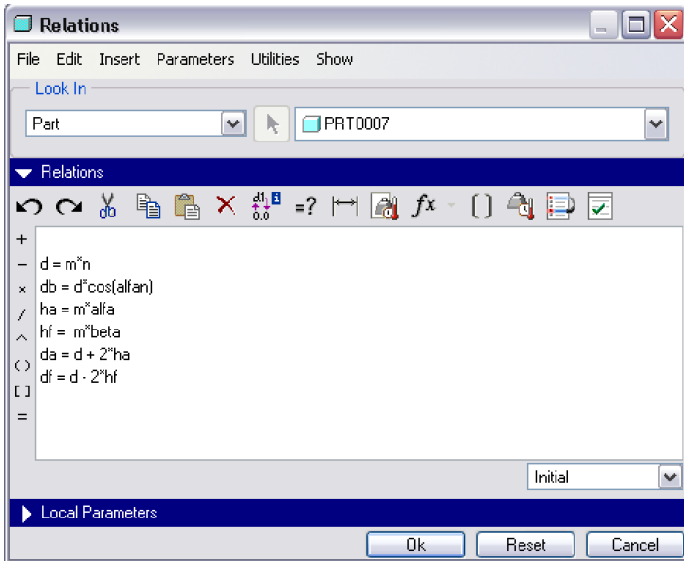


Рисунок 2 – Ввод уравнения для вспомогательных переменных

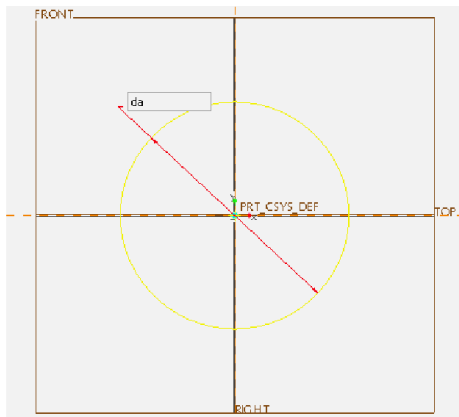


Рисунок 3 – Применение вспомогательных переменных на конструктивных размерах

Эвольвентные зубья. При моделировании рабочего профиля зуба используется эвольвентная кривую, заданная параметрически. Из-за сложности взаимоотношений параметры U и V определяются из соотношений [2]:

$$U = -\left[\frac{\pi}{4} + (\alpha - \chi) \tan \alpha_n + \frac{\chi}{\cos \alpha_n} \right]; \quad (1) \quad V = \chi - \alpha. \quad (2)$$

Далее, определяется параметр, соответствующий углу поворота определенной точки кривой относительно оси Y выбранной системы координат. Он выбирается в пределах

новляется. К тем же ограничениям, которые применяются к целому типу, необходимо выбрать тип объявления параметров "Вещественное число".

Моделирование кривых. Для эвольвентных передач необходимо знать отношения, описывающие различные части боковой кривой зуба – т.е. эвольвенту и переходную кривую. Для этой цели

используется прямоугольная система координат. Для циклоиды удобно использовать полярную систему координат. Расположение моделируемой кривой зуба в рабочей системе координат выбрана так, что ось симметрии зуба совпадает с вертикальной осью Y . При моделировании кривых использована возможность параметрических уравнений. Для этого используется функция Insert|Model Datum|Curve|From Equation. Из уравнения выбирается декартова система координат и определяется отношение кривой, т.е. определяется связь между координатами X , Y , Z точки выбранной кривой в зависимости от параметра системы " t ".

$\theta_{\min} \leq \theta_{\deg} \leq \theta_{\max}$, (3)
 где θ_{\min} и θ_{\max} рассчитывается следующим образом [3] (Куанг, 1992):

$$\theta_{\min} = \frac{2}{n} \left(U + \frac{V}{\tan \alpha_n} \right) \frac{180}{\pi}; \quad (4)$$

$$\theta_{\max} = \left[\frac{1}{n \cos \alpha_n} \sqrt{(2+n)^2 - (n \cos \alpha_n)^2} - \left(1 + \frac{2}{n} \right) \tan \alpha_n - \frac{\pi}{2z} \right] \frac{180}{\pi}. \quad (5)$$

Приведенные выше соотношения показывают, что значение параметра выражается в градусах, как тригонометрические функции Pro/ENGINEER, необходимых для доступа в эти блоки. Параметр " t " – принимает значения от 0 до 1 – принимая во внимание требования кривых по дискретизации. Последние требуют задания параметров по дуге с соответствующими знаками по следующим зависимостям:

$$\theta_{\deg} = \theta_{\min} + t(\theta_{\max} - \theta_{\min}); \quad (6) \quad \theta = \theta_{\deg} \frac{\pi}{180}. \quad (7)$$

Полученные уравнения для развертки:

$$x(\theta, \theta_{\deg}) = \frac{m \cdot n}{2} \left\{ \sin \theta_{\deg} - \left[\left(\theta + \frac{\pi}{2n} \right) \cos \alpha_n + \frac{2}{n} \sin \alpha_n \right] \cos(\theta_{\deg} + \alpha_n) \right\}; \quad (8)$$

$$y(\theta, \theta_{\deg}) = \frac{m \cdot n}{2} \left\{ \cos \theta_{\deg} + \left[\left(\theta + \frac{\pi}{2n} \right) \cos \alpha_n + \frac{2}{n} \sin \alpha_n \right] \sin(\theta_{\deg} + \alpha_n) \right\}. \quad (9)$$

Метод редактирования показывает рисунок 4, моделирование эвольвенты – рисунок 5.

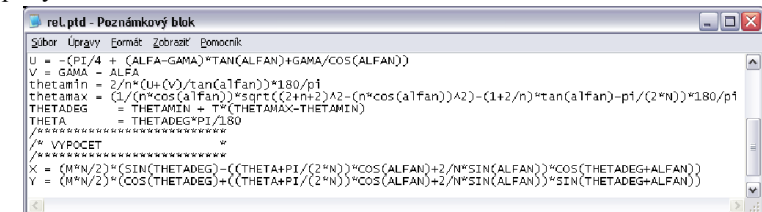


Рисунок 4 – Редактирование параметрических уравнений для заданной кривой

Переходные кривые. Таким же образом происходит моделирование переходной кривой, параметры которой выбираются в пределах

$$\theta_{\min} \leq \theta_{\deg} \leq \theta_{\max}. \quad (10)$$

где θ_{\min} и θ_{\max} рассчитываются следующим образом [3]:

$$\theta_{\min} = \frac{2}{n} \left(U + \frac{V}{\tan \alpha_n} \right) \frac{180}{\pi}; \quad (11)$$

$$\theta_{\max} = \frac{2U}{n} \frac{180}{\pi}. \quad (12)$$

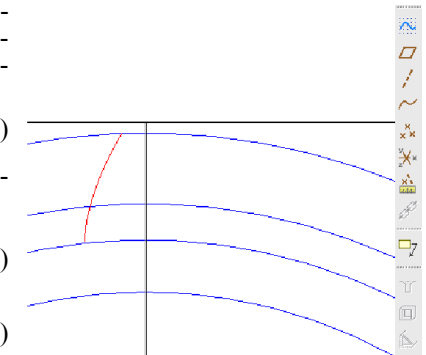


Рисунок 5 – Моделирование кривой, заданной параметрически

Как видно, значение параметра θ_{\min} является одинаковым для обеих кривых, поэтому общее – точка перегиба. При моделировании другой стороны используется переходная кривая зуба, заданная параметрически:

$$x(\theta_{\text{deg}}) = m(P \cos \theta_{\text{deg}} + Q \sin \theta_{\text{deg}}); \quad (13) \quad y(\theta_{\text{deg}}) = m(-P \sin \theta_{\text{deg}} + Q \cos \theta_{\text{deg}}), \quad (14)$$

где параметры P и Q задаются формулами [2]:

$$P = \frac{\chi}{L} + \left(U - \frac{n\theta}{2} \right); \quad (15) \quad Q = \frac{2\chi}{L} \cdot \left(\frac{V}{2U - n\theta} \right) + V + \frac{n}{2}, \quad (16)$$

причем

$$L = \sqrt{1 + 4 \left(\frac{V}{2U - n\theta} \right)^2}. \quad (17)$$

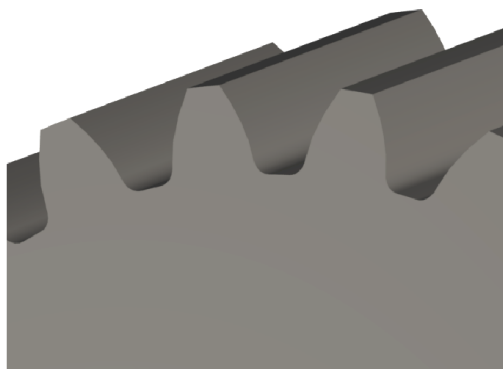


Рисунок 6 – Предварительная модель передачи

Применяя эти отношения при соблюдении отдельных точек, получена четкая процедура, описывающая боковой профиль зуба. Создание окончательного профиля зуба из-за простоты не рассматривается.

Результаты и обсуждение.

Преимуществом данного программного обеспечения является возможность технической реализации кривых без использования стороннего программного обеспечения, дальнейший выбор системы координат и, наконец, определение глобальных пара-

метров, которые направлены на систематизацию труда и универсальность создания модели. Важной поддержкой функцией моделирования передач является модель. При работе с конечно-элементной моделью определяются реальные формы, которые могут оказать существенное влияние на точность результатов. Недостатком этой программы является слабая поддержка при работе с параметрическими уравнениями, зависание при изменении параметров и плохая система отладки с невозможностью построения параметрических кривых.

Предлагаемая статья является частью проекта VEGA 1/0875/12.

Литература. 1. Kelley, D. 2001. Pro Engineer 2001 Assistant. Whitby: McGraw-Hill Science / Engineering. – Math, 2001. – 256p. – ISBN 00-7249-939-7. 2. Litvin, F., Fuentes, A. Gear geometry and applied theory. – Cambridge: Cambridge University Press, 2004. – 800p. – ISBN 0521815177. 3. Kuang, J., Yang, T. An Estimate of Mesh Stiffness and Load Sharing Ratio of a Spur Gear Pair // In 6th ASME International Power Transmission and Gearing Conference, Phoenix, Arizona, USA, Sept. 1992. – New York: American Society of Mechanical Engineers, 1992. – Pp.1-9. 4. Bošanský, M., Vereš, M., Tököly, P., Vanya, A. Neštandardné ozubené prevody. – STU v Bratislave, 2012. – S.159. – ISBN 978-80-227-3713-5, 1999 – ISBN 80-227-1226-4. 5. Bošanský, M., Vereš, M. Konigovanie evolventného ozubenia. – Vydavateľstvo STU Bratislava, 2001. – S.126. – ISBN 80-227-1602-2. 6. Vereš, M., Bošanský, M. Teória rovinného ozubenia. – Vydavateľstvo STU Bratislava. – S.112.

Поступила (received) 16.03.2014