

УДК 621.833

*С.П.РУДЕНКО, к.т.н., А.А.СУСИН, к.т.н., А.С.МАРЧУК,
Институт надежности машин НАН Беларуси, А.А.КАГАНЕР, к.т.н.,
Минский тракторный завод*

ПРАКТИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПОНИЖЕННОЙ ВИБРОАКТИВНОСТИ

The experience of designing of gears and technological maintenance of their manufacture, ensuring decreased level of vibration and noise.

Повышение удельной нагруженности зубчатых колес новой техники, разрабатываемой в странах СНГ, с параметрами, не уступающими лучшим машинам ведущих фирм (Caterpillar, Mercedes, John Dir, Boeing Co. и др.) требует применения комплексного подхода для разработки оптимальных конструкций высокой долговечности, малой виброактивности и др. эксплуатационных характеристик [1-5]. Настоящая работа посвящена вопросам проектирования зубчатых передач пониженной виброактивности и регламентированной долговечности при заданном межосевом расстоянии и неизменных габаритных размерах.

Опыт проектирования, производства и эксплуатации зубчатых передач с увеличенным коэффициентом перекрытия ($\varepsilon_\alpha > 2$) показывает, что такие передачи имеют пониженную виброактивность и увеличенную несущую способность. По данным экспериментальных исследований зубчатые передачи с коэффициентом перекрытия $\varepsilon_\alpha = 2,15$ выдерживают нагрузку по контактной прочности рабочих поверхностей зубьев в 1,5 - 1,8 раза большую, чем передачи со стандартным профилем зубчатых колес [6]. Общая динамическая нагруженность таких зубчатых передач снижается: наблюдается уменьшение в 5 - 8 раз интенсивности вибраций, возбуждаемых передачей с частотой пересопряжения, уровень вибрации уменьшается на 30% [7], а уровень шума на 10 - 12% [6].

Вместе с тем, зубчатые передачи с коэффициентом перекрытия $\varepsilon_\alpha > 2$ находят ограниченное применение в автотракторостроении. Это связано с трудностями проектирования и изготовления таких передач. В частности, получение коэффициентов перекрытия $\varepsilon_\alpha \geq 2,05$ с одновременным удовлетворением других показателей зацепления с использованием традиционных методик проектирования и стандартного инструмента практически невозможно. Кроме того, с увеличением коэффициента перекрытия возрастают скорости скольжения в крайних точках активных профилей зубьев, что вызывает опасность заедания поверхностей зубьев [7, 8]. Чтобы уменьшить скорость скольжения профилей в крайних точках активного профиля зубьев применяют максимально возможные углы зацепления ($\alpha_w > 20^0$) [8], которые можно получить в передачах с $\varepsilon_\alpha > 2$ только используя нетрадиционные методы проектирования зубчатых передач, например, обобщенную теорию эвольвентного зубчатого зацепления [9], позволяющую создавать передачи с оптимальными параметрами вне зависимости от производящего контура.

Расчет зубчатых колес, применяемых, например, в коробках передач тракторов «Беларус», с использованием методики [9], показывает, что при серийных параметрах: числе зубьев, заданном межосевом расстоянии и фиксированном значении толщины зубьев на окружности вершин невозможно реализовать эвольвентное зацепление с коэффициентом перекрытия $\varepsilon_\alpha > 2$ без ухудшения таких качественных показателей, как удельные скольжения, величины которых достигают в этом случае недопустимых пределов. Для получения приемлемых вариантов зубчатых зацеплений необходима корректировка в процессе расчета чисел зубьев при сохранении неизменных величин передаточного отношения.

Таким образом, проектирование зубчатых передач по методике [9] требует многократной проверки вариантов зацепления с целью выбора оптимального варианта. Для устранения этого недостатка была осуществлена

доработка существующей методики расчета зубчатых колес в обобщающих параметрах с целью получения варианта, удовлетворяющего заданным значениям качественных показателей.

Область существования эвольвентного зацепления можно представить в координатах α_a (углов профиля при вершинах зубьев). На рис. 1 показан блокирующий контур в координатах α_{a1} , α_{a2} . Он отличается от блокирующего контура в координатах ϑ_1 , ϑ_2 (углов профиля на окружности заострения) отсутствием преобразования $\vartheta_{\Delta} = \arcsin(m_a \cdot \cos \alpha_a + \text{inv } \alpha_a)$, сохраняя при этом соответствие всем узловым точкам и области существования. Кривая DEAFС на рис. 1 является изолинией $\varepsilon_{\alpha} = 2,05$. Осуществлялся поиск оптимальных значений α_{a1} , α_{a2} исходя из критериев: $V_{p1,2} \rightarrow \min$, угол зацепления $\alpha_w \rightarrow \max$ при $\varepsilon_{\alpha} = \text{const} = 2,05$. При исследовании контура была обнаружена сложная неявная обратная зависимость V_{p2max} от V_{p1max} (рис. 2). Из графика видно, что существует некоторая пара координат на изолинии $\varepsilon_{\alpha} = 2,05$ при которых $V_{p2max} = V_{p1max} = V_{p \text{ опт.}}$. В случае отклонения от этого значения получаем увеличение одной из величин V_p при одновременном уменьшении другой. Для практики важно иметь минимальное значение одновременно двух показателей.

Другим важным параметром передачи является угол зацепления, к максимальному значению которого в таких передачах, как правило, стремятся. Получение параметров α_{a1} , α_{a2} для точки на изолинии $\varepsilon_{\alpha} = 2,05$, где $\alpha_w = \max$, производили согласно [9] (рис 3). Координаты точек, где α_w достигают максимально предельных значений и $V_{p2max} = V_{p1max}$ в общем случае близки, но различны (рис. 4), поэтому для оптимизации приходится выбирать один из критериев или какой-либо компромиссный вариант.

В результате расчета с использованием компьютерных программ, разработанных на основе усовершенствованной методики синтеза зубчатых передач в обобщающих параметрах, спроектирована и изготовлена в условиях серийного производства Минского тракторного завода зубчатая

передача: $z_1=47$, $z_2=50$, $a_w=146,25\text{мм}$, $\alpha_w=21,5^\circ$, $\vartheta_1=29,7994^\circ$, $\vartheta_2=26,2660^\circ$,
 $m_{a1}=0,0106$, $m_{a2}=0,01$, $\alpha_{p1}=14,49^\circ$, $\alpha_{p2}=14,77^\circ$, $S_{a1,2}=1,4\text{мм}$, $\varepsilon_\alpha=2,05$, $V_{p1,2}=1,02$,
 степень точности 7-Вс.

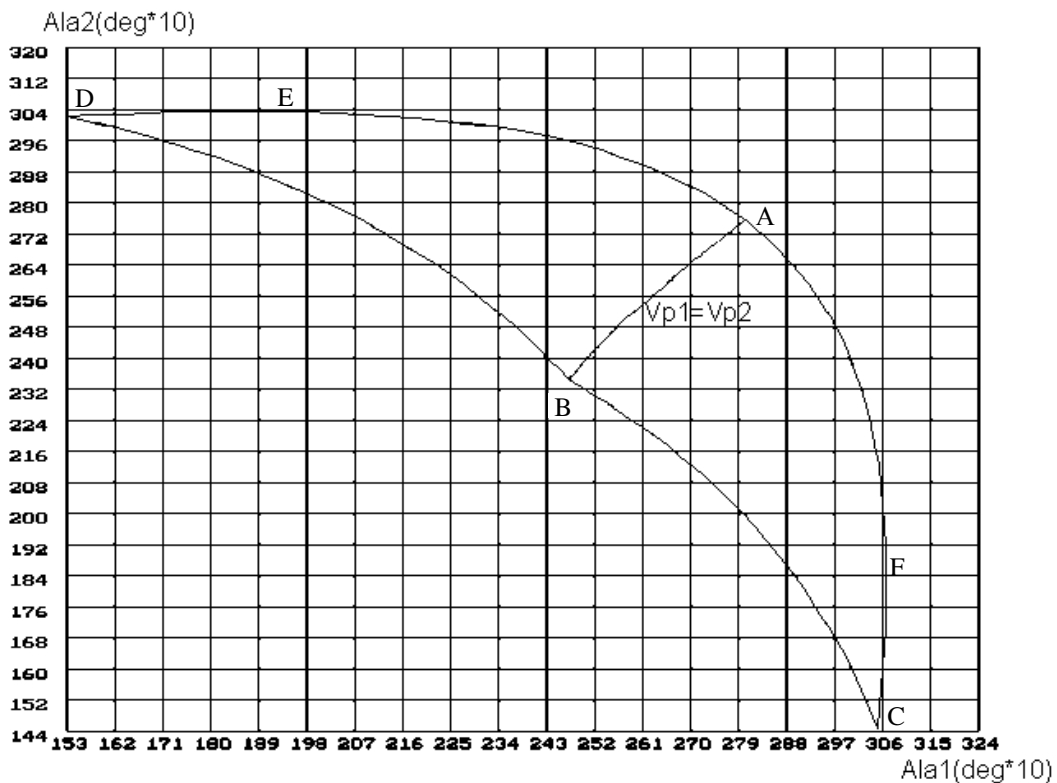


Рис.1 – Блокирующий контур в обобщающих параметрах α_{a1} , α_{a2} в десятых долях градуса ($^\circ*10$) для $z_1=47, z_2=50, m_{a1}=0.0106, m_{a2}=0.0100, \varepsilon_{\alpha\max}=2.05$ с изолинией АВ ($V_{p1}=V_{p2}$).

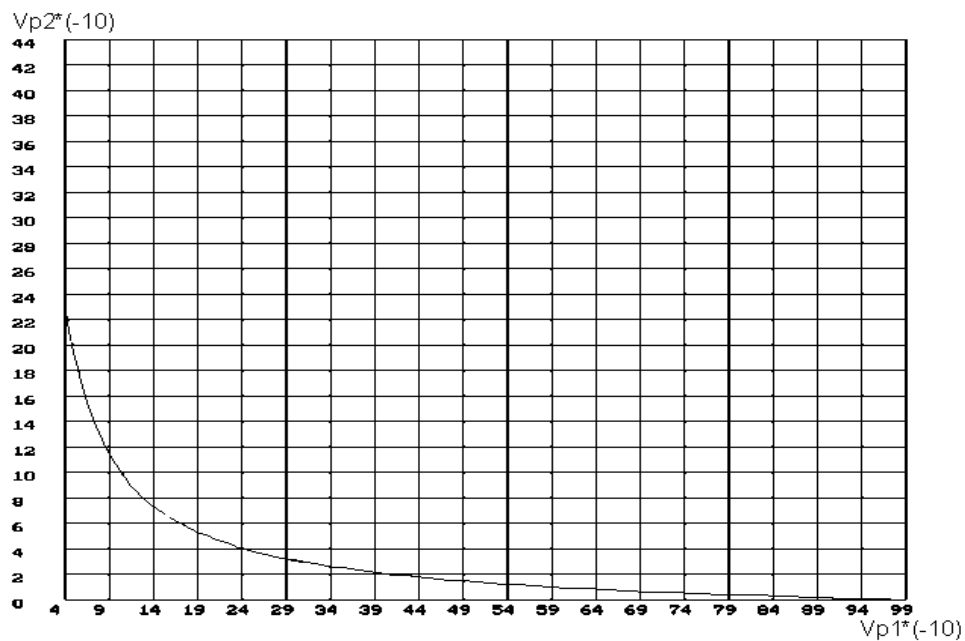


Рис.2 – График зависимости максимальных коэффициентов удельного скольжения $V_{p\ max\ 2}=f(V_{p\ max\ 1})$ по изолинии $\epsilon_{\alpha}=2,05$.

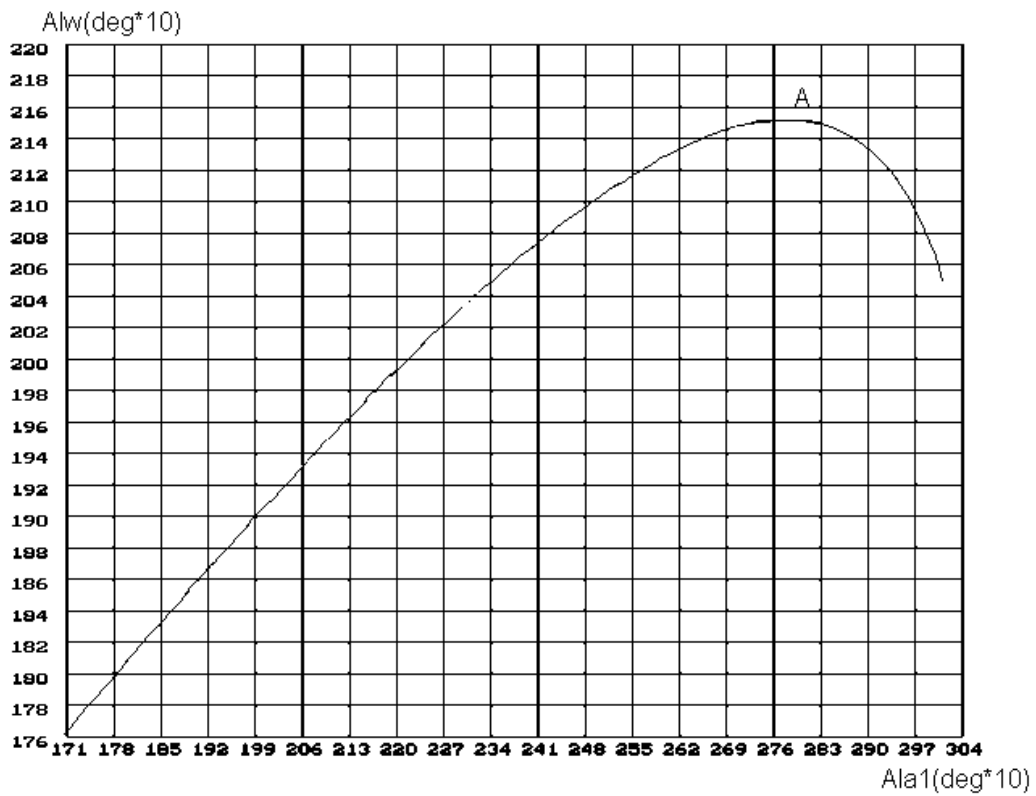


Рис.3 – График зависимости угла зацепления $\alpha_w=f(\alpha_{a1})$ по изолинии $\epsilon_{\alpha}=2,05$. Точка А соответствует максимальным значениям α_w .

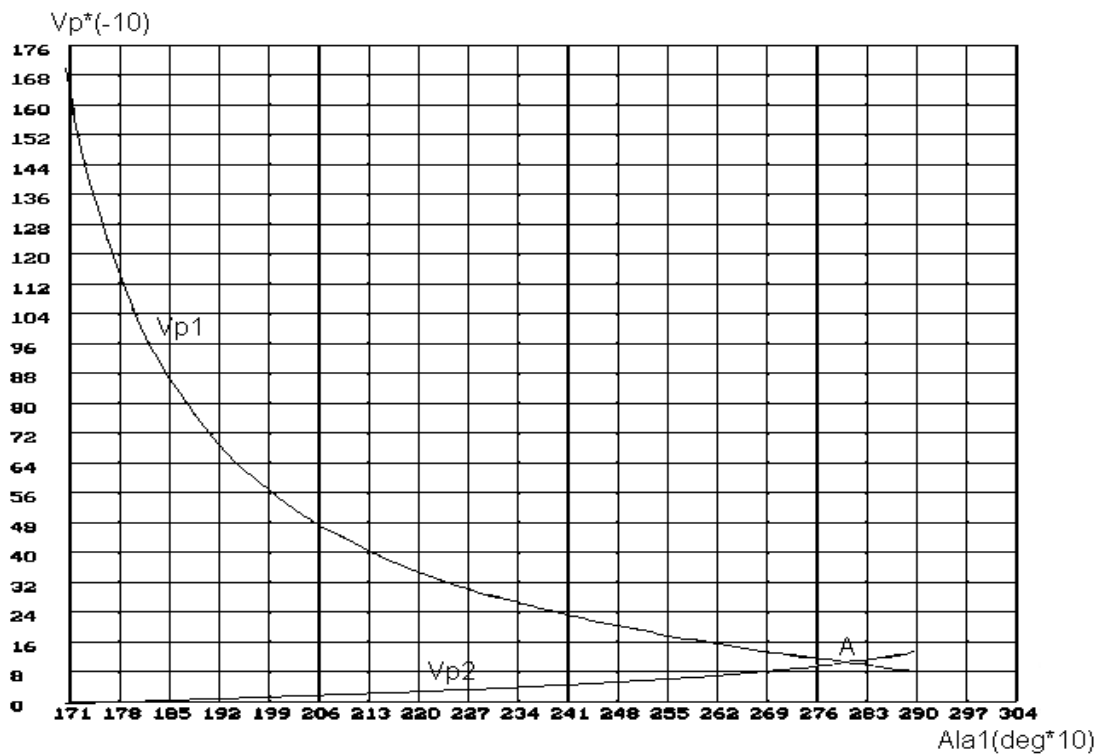


Рис.4 – График зависимости максимальных коэффициентов удельного скольжения $V_p \max 1=f_1(\alpha a1)$ $V_p \max 2=f_2(\alpha a1)$ по изолинии $\epsilon\alpha=2.05$. В точке А значение $V_p \max 1= V_p \max 2= V_p \max$ опт.

Для повышения плавности работы и устранения кромочных ударов в экспериментальной передаче применена модификация головки зубьев, которая выполнялась в процессе шевингования.

Сравнительные испытания на шумоконтрольном станке HURTH 320 RB (L=300мм) показали, что по сравнению с серийными образцами, уровень шума которых составляет 95 -97 дБ, опытные имеют тот же показатель около 85-86 дБ, что на 12% меньше.

Выводы. Разработана усовершенствованная методика проектирования высоконапряженных зубчатых передач с оптимальными характеристиками, требуемыми конструкцией машины, и зуборезный инструмент для их изготовления. На основании теоретических и экспериментальных исследований показана эффективность применения усовершенствованной методики синтеза эвольвентного зацепления в обобщающих параметрах для проектирования зубчатых передач трансмиссий тракторов "Беларус" пониженной виброактивности с коэффициентом перекрытия $\epsilon_\alpha > 2$.

Список литературы. 1. Сусин А.А. Химико-термическое упрочнение высоконапряженных деталей. - Мн.: Беларуская навука, 1999.-175с. 2. Сусин А.А., Руденко С.П. Обеспечение долговечности планетарных конечных передач энергонасыщенных тракторов "Беларус" конструкторскими и технологическими методами/ Надежность машин и технических систем: Материалы Междунар. Науч.-техн. конф. 16-17 октября 2001 г. Минск.-Т.2.-С. 174-175. 3. Сусин А.А. Структура и субмикроструктура, сопротивление контактной усталости химико-термически упрочненных сталей//Доклады Национальной академии наук Беларуси.-2002.-Т.46.-№ 1.-С.120-123. 4. Сусин А.А., Руденко С.П. Изгибная усталость, структура и субмикроструктура конструкционных химико-термически упрочненных сталей//Доклады Национальной академии наук

Беларуси.-2002.-Т.46.-№2.-С.124-127. **5.** Руденко С.П. Сопротивление контактной усталости цементованных зубчатых колес//Вестник машиностроения.-1999. №4.-С.13-15. **6.** Генкин В.Д., Мишарин Ю.А. Прямозубая эвольвентная передача с коэффициентом перекрытия больше двух//Вестник машиностроения.-1960.-№3.-С.13-17. **7.** Вулгаков Э.Б., Ананьев В.М., Голованов В.В. и др. Виброактивность зубчатых передач с $\varepsilon_\alpha > 2$ //Вестник машиностроения.-1974.-№6.-С.26-31. **8.** Вулгаков Э.Б., Ананьев В.М. Зубчатые передачи с $\varepsilon_\alpha > 2$ и $\alpha_w > 20^0$ //Вестник машиностроения.-1975.-№8.-С.24-27. **9.** Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами.-М.:Машиностроение,1974.-С.264.