

5. Во избежание ощутимого уменьшения глубины захода зубьев и снижения момента, вызывающего "прошелкивание" зубьев, материал полимерного слоя должен иметь модуль упругости не ниже 3000МПа, а отношение толщины полимерного слоя к толщине металлического не должно превышать 2,5.

Список литературы: 1. Маргулис М.В. Размерно-функциональный анализ тяжело нагруженных высокомоментных зубчатых передач // Вестник машиностроения. – 1985. – Вып.8. – С.11-15. 2. Исследование основных характеристик приводов с волновыми передачами конвертера и миксера. Отчёт о НИР // Ждановский металлургический институт / Руков. М.В. Маргулис. № 29079824. – Жданов, 1982. – 115с. 3. Маргулис М.В. Создание и исследование механизма поворота с волновой зубчатой передачей для мощных роторных экскаваторов и отвалообразователей: Дисс... канд.техн.наук. – М., 1972. – 167с. 4. Маргулис М.В. Основы расчёта и методология создания высокомоментных волновых зубчатых передач для приводов тяжёлых машин: Дисс... докт.техн.наук. – Ленинград, 1991. – 435с. 5. Маргулис М.В. Пути совершенствования приводов машин различного назначения // Вестник Приазов. гос. техн. ун-та: Сб. науч. тр. – Мариуполь, 2004. – Вып.10. – С. 133-138. 6. Приймаков А.Г., Воробьев Ю.С., Приймаков Г.А. Теория и конструирование силовых волновых зубчатых передач / Монография. – Харьков: "Оберіг", 2010. – 382с. 7. Приймаков А.Г., Приймаков Г.А., Швырёв Н.П. Расчет и проектирование герметичных силовых волновых зубчатых передач / Монография. – Харьков: "Оберіг", 2010. – 112с. 8. Приймаков А.Г., Градыский Ю.А., Приймаков Г.А. Расчет и проектирование силовых волновых механизмов с позиции трибофатики / Монография. – Харьков: "Оберіг", 2012. – 302с.

Bibliography (transliterated): 1. Margulis M.V. size-functional analysis of tyazhelonagruzhennykh of the vysokomomentnykh gearings // Announcer of engineer. – 1985. – Vol.8. – P.11-15. 2. Research of basic descriptions of drives with the wave transmissions of converter and mixer. Report on NIR of// the Zhdanovskiy metallurgical institute / Ruков. M.V. Margulis. No29079824. – Zhdanov, 1982. – 115p. 3. Margulis M.V. Creation and research of mechanism of turn with the wave gearing for powerful rotor power-shovels and otvaloobrazovatelye: Diss... kand.tekhn.sciences. – Moscow, 1972. – 167p. 4. Margulis M.V. Bases of calculation and methodology of creation of the vysokomomentnykh wave gearings for the drives of heavy machines: Diss... dokt.tekhn.sciences. – Leningrad, 1991. – 435p. 5. Margulis M.V. Ways of perfection of drives of machines of the different setting // Announcer Priazov. gos. tekhn. un-that: Sb. nauch. tr. – Mariupol, 2004. – No10. – P.133-138. 6. Priymakov A.G., Vorob'ev Yu.S., Priymakov G.A. Theory and constructing of the power wave gearings / Monograph. – Kharkov: "Oberig", 2010. – 382p. 7. Priymakov A.G., Priymakov G.A., Shvyrev N.P. Calculation and planning of the impermeable power wave gearings / Monograph. – Kharkov: "Oberig", 2010. – 112p. 8. Priymakov A.G., Gradytskyi Yu.A., Priymakov G.A. Calculation and planning of power wave mechanisms from position of tribofatiki / Monograph. – Kharkov: "Oberig", 2012. – 302p.

Поступила (received) 15.05.2015

УДК 621.01(833)

Х.С. САМИДОВ, д.т.н., профессор АЗАСУ, Баку, Азербайджан;
А.Ф. ГАСЫМОВ, к.т.н., доцент АЗАСУ

ОПТИМИЗАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ МАШИН ПО КОЭФФИЦИЕНТУ ДИНАМИЧНОСТИ

Работа посвящена оптимизации параметров динамической системы технологических машин. Базируясь на методах оптимизации по коэффициенту динамичности разработаны и реализованы методики оптимизации динамических процессов технологических машин. Разработанные методики оптимизации динамических процессов машин позволяют: при помощи несложных аналитических выражений установить связь между конструктивными, эксплуатационными параметрами и динамическими характеристиками проектируемой машины, прогнозировать ожидаемый уровень вибрации, проводить синтез машины по заданным динамическим характеристикам и создать машины с наименьшими коэффициентами динамичности.

Ключевые слова: оптимальное проектирование, динамические процессы, технологические машины, вибрации.

© Х.С. Самидов, А.Ф. Гасымов, 2015

Актуальность проблемы. Развитие современного машиностроения, характеризующееся непрерывным ростом скоростей движения механизмов, мощностей приводов, нагрузки на детали, выдвигает на первое место исследование их колебаний, оптимизацию динамических процессов проектируемых машин. Удовлетворение этих требований невозможно без надежных методов расчета и проектирования машин.

На основании вышеизложенного можно заключить, что разработка и реализация комплексных методов анализа и оптимизации динамических процессов машин является актуальной проблемой и отвечает задачам дальнейшего прогресса отечественного машиностроения.

Цель исследований – разработка и реализация научно обоснованных мероприятий для оптимизации оптимального проектирования технологических машин и, в том числе, металлорежущих станков, которые позволяют: выявить причины, порождающие динамические процессы в упругой системе; прогнозировать ожидаемый уровень вибрации, проводить синтез механизмов с наилучшими конструктивными, технологическими и эксплуатационными параметрами, при назначении которых получились производительные, долговечные, виброустойчивые машины с минимальными динамическими нагрузками и металлоемкостью.

Задачи исследования. Задачи оптимального проектирования машин многокритериальны, так при выборе наилучшего варианта конструктору приходится учитывать многочисленные требования предъявляемые к машине и среди них встречаются противоположные друг другу требования. При проектировании реальных машин с учетом многих критериев качества, конструктор обычно, рассматривает различные варианты модели машин, оценивает результаты, уточняет и анализирует новые варианты. Это продолжается до тех пор, пока конструктор не решит, что пришло время остановиться: найдено, то, что ему нужно.

Раздел основного материала. Под оптимизацией динамических процессов машин понимается проектирование машин с наименьшим коэффициентом динамичности и наилучшим временем затуханием колебаний. Коэффициент динамичности представляет собой отношение наибольшего значения момента сил упругости к значению того же момента при статистическом приложении нагрузки,

$$\lambda = \frac{\max_{i,i+1} M_{i,i+1}^{(t)}}{M_{i,i+1}^{(ст)}}. \quad (1)$$

Для трехмассовой динамической модели электромеханической системы, представленной на рисунке 1, запишем дифференциальные уравнения движения в обобщенных координатах моментов сил упругости [1]:

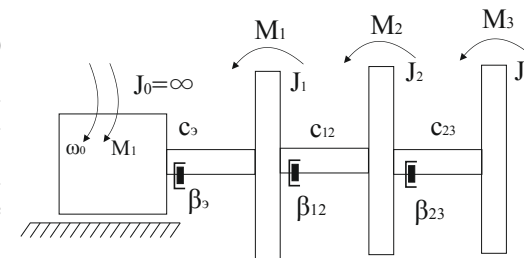


Рисунок 1 – Трехмассовая динамическая модель электромеханической системы

$$\left. \begin{aligned} & BTN\ddot{M}_1 + BN\dot{M}_1 + M_1 - M_{12} - \frac{\beta_{12}M_{12}}{c_{12}} = 0; \\ & \ddot{M}_{12} + b_{12}^2 M_{12} - \frac{c_{12}}{J_1} M_1 - \frac{c_{12}}{J_2} M_{23} + \frac{\beta_{12}(J_1+J_2)}{J_1 J_2} \dot{M}_{12} - \frac{c_{12}\beta_{23}M_{23}}{c_{23}J_2} = \frac{c_{12}}{J_2} M_2(t); \\ & \ddot{M}_{23} + b_{23}^2 M_{23} - \frac{c_{23}}{J_2} M_{12} - \frac{\beta_{23}(J_2+J_3)}{J_2 J_3} \dot{M}_{23} - \frac{c_{23}\beta_{23}}{c_{23}J_2} \dot{M}_{12} = \frac{c_{23}}{J_3} M_3(t) - \frac{c_{23}}{J_2} M_2(t), \end{aligned} \right\} (2)$$

где $b_{i,i+1}^2 = c_{i,i+1}(J_i + J_{i+1})/J_i J_{i+1}$; $i = 1, 2$ – цикловые частоты собственных колебаний парциальных систем.

Статистические моменты, имеющие место при действии внешних моментов M_2 и M_3 к массам J_2 и J_3 находится из системы уравнений (2) с учетом

$$\left. \begin{aligned} M_1 = \dot{M}_{12} = \dot{M}_{23} = \ddot{M}_1 = \ddot{M}_{12} = \ddot{M}_{23} = 0; M_{1ct} - M_{12ct} = 0; \\ b_{12}^2 M_{12ct} - \frac{c_{12}}{J_1} M_{1ct} - \frac{c_{12}}{J_2} M_{23ct} = \frac{c_{12}}{J_2} M_2; \\ b_{23}^2 M_{23ct} - \frac{c_{23}}{J_2} M_{12ct} - \frac{c_{23}}{J_3} M_3 - \frac{c_{23}}{J_2} M_2. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Разрешая уравнения (3) относительно M_{1ct} , M_{12ct} , M_{23ct} получим

$$M_{1ct} = M_{12ct} = \frac{(b_{23}^2 J_2 J_3 M_2 + c_{23} J_2 M_3 - c_{23} J_2 M_2) J_1 J_2^2 c_{12}}{J_2^2 J_3 (b_{12}^2 b_{23}^2 J_1 J_2^2 - b_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1)}, \quad (4)$$

$$M_{23ct} = \frac{(J_1 J_2 b_{12}^2 - c_{12} J_2) (b_{23}^2 c_{12} J_2 J_3 M_2 + c_{12} c_{23} J_2 M_3 - c_{12} c_{23} J_3 M_2) J_1 J_2^2}{(b_{12}^2 b_{23}^2 J_1 J_2^2 - b_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1)} - M_2. \quad (5)$$

Коэффициенты динамичности $\lambda_i = (1, 2, 3)$ равны [1]:

$$\lambda_1 = \frac{M_{1 \max}}{M_{1ct}} = \frac{J_2^2 J_3 (b_{12}^2 b_{23}^2 J_1 J_2^2 - b_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1)}{c_{12} J_1 J_2^2 (b_{23}^2 J_2 J_3 M_2 + c_{23} J_2 M_3 - c_{23} J_3 M_2)} \times \\ \times \left\{ M_H \left[1 - c_2 B^{(-1)}(\tau) \right] - \frac{\beta_3 M_H}{T J_1 \alpha_1} [B^{(1)}(\tau) + B^{(3)}(\tau)] + \frac{\beta_3 M_H}{T^2 J_1 \alpha_1 \sqrt{\alpha_1}} \times \right. \\ \times [B(\tau) + B^{(2)}(\tau)] + \left(\frac{\beta_3}{T J_1} - \frac{1}{T^2} + \frac{c_{12}}{J_1} \right) \cdot \frac{\beta_3 M_H}{T J_1 \alpha_1^2} B^{(1)}(\tau) + \left(\frac{1}{T^2} - \frac{2\beta_3}{T J_1} - \frac{c_{12}}{J_1} \right) \times \\ \left. \times \frac{\beta_3 M_H}{T^2 J_1 \alpha_1^2 \sqrt{\alpha_1}} B(\tau) \right\}; \quad (6)$$

$$\lambda_{12} = \frac{M_{12 \max}}{M_{12ct}} = \frac{J_2^2 J_3 (b_{12}^2 b_{23}^2 J_1 J_2^2 - b_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1) M_H}{J_1 J_2^2 (b_{23}^2 J_2 J_3 M_2 + c_{23} J_2 M_3 - c_{23} J_3 M_2)} \times \\ \times \left\{ \frac{1}{J_1 \alpha_1} [B^{(1)}(\tau) + B^{(3)}(\tau)] + \left(\frac{c_{23}}{J_2 J_3} - \frac{b_{12}^2}{J_1} - \frac{\beta_3}{T J_1^2} \right) \cdot \frac{1}{\alpha_1^2} B^{(1)}(\tau) + \frac{\beta_3}{T^2 J_1^2 \alpha_1^2 \sqrt{\alpha_1}} B(\tau) \right\}. \quad (7)$$

$$\lambda_{23} = \frac{M_{23 \max}}{M_{23ct}} = \frac{c_{23} J_3 (b_{12}^2 b_{23}^2 J_1 J_2^2 - b_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1) M_H}{(J_1 J_2^2 b_{23}^2 - c_{12} J_2)} \times \\ \times \frac{(b_{23}^2 J_2 J_3 M_2 + c_{23} J_2 M_3 - c_{23} J_3 M_2) - M_2 J_3 (b_{12}^2 b_{23}^2 J_1 J_2^2 - b_{23}^2 c_{12} J_2^2 - c_{12} c_{23} J_1)}{1} \times \\ \times \left\{ \frac{M_3}{J_1 \alpha_1} [B^{(1)}(\tau) + B^{(3)}(\tau)] + \left(\frac{c_{12} M_H}{J_1 J_2} - \frac{b_{23}^2 M_3}{J_3} \right) \cdot \frac{1}{\alpha_1^2} B^{(1)}(\tau) \right\}. \quad (8)$$

Из выражений (6), (7) и (8) следует, что величины коэффициентов динамичности λ_1 , λ_{12} , λ_{23} зависит от специальных функций переходного процесса $B^{(\pm j)}(\tau)$ ($j = 1, 2, 3$), от обобщенных безразмерных параметров c_1 , c_2 и аргумента τ рассматриваемой системы, т.е.

$$[\lambda_{i \max}]_{\min} = \left\{ [B^{(\pm j)}(\tau)]_{\max} \right\}_{\min}. \quad (9)$$

Условия (6) удовлетворяются при следующих интервалах изменения параметров:

$$0 \leq c_1 = \frac{T J_1^2 J_2^2 b_{12}^2 b_{23}^2 - T J_1^2 c_{12} c_{23} + J_1 J_2^2 \beta_3 (b_{12}^2 + b_{23}^2) - c_{12} J_2^2 \beta_3}{T J_1^2 J_2^2 (b_{12}^2 + b_{23}^2 + \frac{\beta_3}{T J_1})} \leq 0,12; \quad (10)$$

$$0 \leq c_2 = \frac{J_1 J_2^2 b_{12}^2 b_{23}^2 \beta_3 - c_{12} c_{23} J_1 \beta_3 - c_{12} b_{23}^2 J_2^2 \beta_3}{T J_1^2 J_2^2 (b_{12}^2 + b_{23}^2 + \frac{\beta_3}{T J_1})} \leq 0,002. \quad (11)$$

Проанализируем конкретные примеры.

Пример I. Проектированная технологическая машина приведена к трехмассовой динамической модели, показанной на рисунке 1, со следующими значениями параметров:

$$J_1 = 0,80 \text{ Нмс}^2; J_2 = 1,12 \text{ Нмс}^2; J_3 = 7,50 \text{ Нмс}^2; c_{12} = 15000 \text{ Нм/рад}; \\ \beta_3 = 12 \text{ Нмс/рад}; T = 0,01 \text{ с}; B = 0,06; N = 0,20 \quad (12)$$

Требуется найти значения жесткости c_{23} , обеспечивающие наименьшее значение коэффициента динамичности λ_{23} при мгновенном приложении внешнего момента M_3 с постоянным значением.

Для решения данной задачи, подставив значения (12) в выражение (9) и из условия (8) принимая $c_2 = 0,0019$ находим $c_{23} = 1586 \text{ Нм/рад}$.

Пример II. Оптимизируем конструктивных параметров трубоотрезного станка ТТ2301, кинематическая и динамическая модели, которые представлены на рисунках 2, 3.

Трехмассовая динамическая модель трубоотрезного станка ТТ2301, приведенная к валу шпинделя имеет следующие параметрические данные:

$$J_1 = 45,5 \text{ Нмс}^2; J_2 = 29 \text{ Нмс}^2; \\ J_3 = 73 \text{ Нмс}^2; \beta_{12} = 16 \text{ Нм/рад}; \\ \beta_{23} = 9,2 \text{ Нм/рад}; \\ c_{12} = 11 \cdot 10^3 \text{ Нм/рад}; \\ c_{23} = 50 \cdot 10^3 \text{ Нм/рад}; \\ M_H = 191 \text{ Нм}; \omega = 40 \text{ с}^{-1} \quad (13)$$

При оптимизации на параметры наложены ограничения:

$$0,5 J_i \leq J_i \leq 1,5 J_i; \\ 0,5 c_{i,i+1} \leq c_{i,i+1} \leq 1,5 c_{i,i+1}; \\ 0,5 \beta_{i,i+1} \leq \beta_{i,i+1} \leq 1,5 \beta_{i,i+1}; \\ 2 \text{ с}^{-1} \leq \omega \leq 100 \text{ с}^{-1}. \quad (14)$$

Целевая функция, характеризующая сумму значений квадрата упругих моментов исследуемой системы выбрана в виде:

$$M = \eta_1 [\sum_{i=1}^n \eta_2 (M_{i,i+1}^2) + \sum_{i=1}^n \eta_3 (M_{i,i+2}^2)]. \quad (15)$$

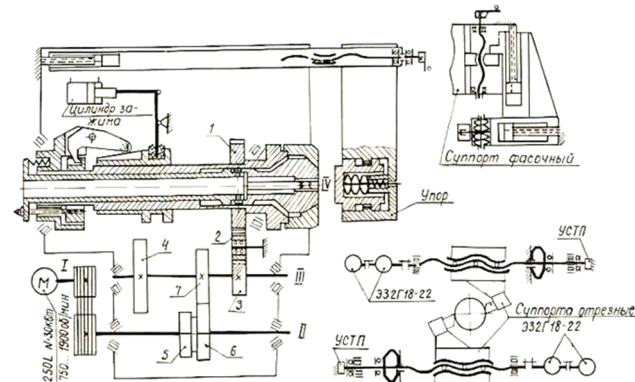


Рисунок 2 – Кинематическая схема станка ТТ2301

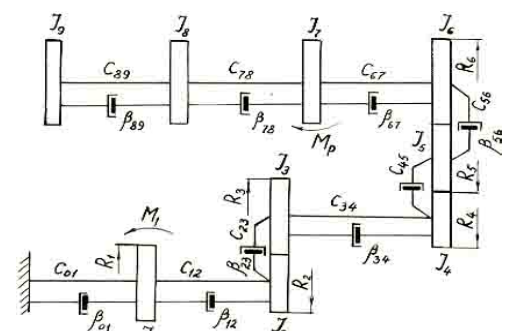


Рисунок 3 – Динамическая модель главного привода трубоотрезного станка ТТ2301 с адаптивной системой управления при $n_{шт} = 1780 \text{ об/мин}$

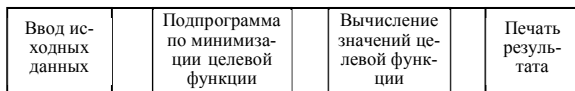


Рисунок 4 – Блок-схема программы минимизации

зван график изменения моментов сил упругости главного привода станка ТТ2301 до и после оптимизации.

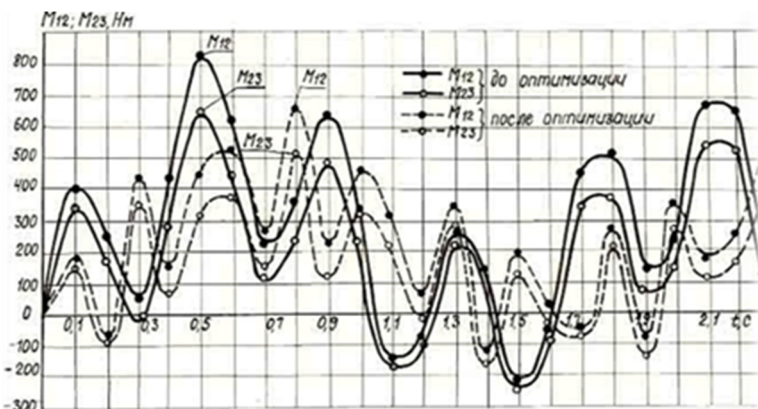


Рисунок 5 – График изменения моментов сил упругости главного привода станка ТТ2301 до и после оптимизации

Выводы:

1. Базируясь на методах оптимизации по коэффициенту динамичности разработаны и реализованы методики оптимизации динамических процессов технологических машин, в том числе, металлорежущих станков в пространстве электромеханических параметров.
2. Разработанные методики оптимизации динамических процессов машин позволяют: при помощи несложных аналитических выражений установить связь между конструктивными, эксплуатационными параметрами и динамическими характеристиками проектируемой машины, прогнозировать ожидаемый уровень вибрации, проводить синтез машины по заданным динамическими характеристиками и создать машины с наименьшими коэффициентами динамичности.
3. В результате оптимизации электромеханических параметров трубоотрезных станков 91А25, 91А38 и ТТ2301 удалось уменьшить в их упругих системах значения коэффициентов динамичности соответственно на 24 и 30%.

Список литературы: 1. Самидов Х.С., Самидов Э.Х. Динамика и оптимальное проектирование машин. – Баку: "Нурлан", 2003. – 622с. 2. Самидов Х.С., Алиев Б.Г. Вынужденные колебания электромеханических систем приводов машин // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков, 2007. – №21. – С.132-144. 3. Самидов Х.С., Агаев Ф.Ф. Оптимизация параметров динамической системы зубчатых передач металлорежущих станков // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков, 2007. – №21. – С.239-248.

Bibliography (transliterated): 1. Samidov H.S., Samidov Je.H. Dinamika i optimal'noe proektirovanie mashin. – Baku: "Nurlan", 2003. – 622p. 2. Samidov H.S., Aliev B.G. Vynuzhdennye kolebanija jelektrome-hanicheskikh sistem privodov mashin // Vestnik NTU "KhPI". – Kharkov, 2007. – No21. – P.132-144. 3. Samidov H.S., Agaev F.F. Optimizacija parametrov dinamicheskoy sistemy zubchatyh peredach metalloruzhshih stankov // Vestnik NTU "KhPI". – Kharkov, 2007. – No21. – P.239-248.

Сформулированная задача численно разрешена на ЭЦВМ. Блок-схема программы представлена на рисунке 4.

На рисунке 5 показан

УДК 621.833

П.Н. ТКАЧ, к.т.н., доц., старший научный сотрудник отдела прочности сварных конструкций ИЭС им. Е.О. Патона НАН Украины, Киев;
О.А. РЕВЯКИНА, к.т.н., доцент каф. физики и прикладной механики ЛНУ им. Тараса Шевченко, Старобельск;
Е.Ю. ЧАЛАЯ, ассистент каф. прикладной математики ВНУ им. В. Даля, Северодонецк

СРАВНЕНИЕ АРОЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ СМЕШАННОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ С ТРАДИЦИОННОЙ ПО ГЕОМЕТРО-КИНЕМАТИЧЕСКИМ ПОКАЗАТЕЛЯМ

В статье представлен профиль исходного контура обкатных арочных передач смешанного зацепления. Головка зуба шестерни и ножка зуба колеса образованы отрезком прямой, т.е. представляют собой традиционное квазиэвольвентное зацепление. Ножка зуба шестерни и головка зуба колеса образованы кривой, полученной на основе синтеза по заданному значению приведенной кривизны. Приведена сравнительная оценка геометро-кинематических показателей таких передач с традиционными квазиэвольвентными передачами.

Ключевые слова: арочная передача, смешанное зацепление, квазиэвольвентные передачи, показатели работоспособности, приведенная кривизна

Введение. Актуальность задачи. Зубчатые передачи получили широкое распространение в приводах современных машин и во многом определяют их качество. Поэтому задача совершенствования зубчатых приводов есть, безусловно, актуальной. Одним из путей решения этой задачи является поиск рациональной геометрии зацепляющихся зубьев, который может быть сведен к задаче синтеза геометрии по заданным значениям качественных показателей работоспособности. Такая задача относится к проблеме многокритериальной оптимизации машиностроительных конструкций [1].

Анализ последних исследований и литературы. Основным критерием работоспособности зубчатых передач является контактная прочность рабочих поверхностей зубьев, которая зависит от приведенной кривизны рабочих поверхностей. Уменьшение приведенной кривизны приводит к снижению интенсивности износа зубьев, повышению толщины масляного слоя в зоне контакта рабочих поверхностей, уменьшению потерь в зацеплении и теплонапряженности в зоне контакта [2]. Решению задачи совершенствования зубчатых передач из условия контактной прочности выбором рациональной геометрии рабочих поверхностей зубьев посвящено значительное количество работ специалистов в области исследования передач зацеплением [3,4,5]. В этих работах предлагаются различные способы уменьшения приведенной кривизны рабочих поверхностей зубьев. В работе [5] предложен метод синтеза исходного контура режущего инструмента по заданной постоянной величине приведенной кривизны рабочих поверхностей зубьев.

Синтез сводится к решению дифференциального уравнения, связывающего геометрические параметры передачи с приведенной кривизной. Однако получаемые при этом передачи имеют высокую чувствительность к погрешностям изготовления и монтажа по сравнению с традиционными. Устранить данный недостаток можно применением смешанного зацепления [6], в котором

Поступила (received) 30.04.2015

© П.Н. Ткач, О.А. Ревякина, Е.Ю. Чалая, 2015