

$t \cong 2,5HB$ – коэффициент контактно – фрикционной усталости, зависит от твердости поверхностей зубьев.

Выводы. Полученные результаты позволяют уточнить оценку износостойкости, нагрузочной способности и ресурса работы зубчатых передач работающих в экстремальных условиях, обусловленных присутствием абразива в смазке. В подобных условиях, при выборе допустимых напряжений по контактной выносливости, не достаточно руководствоваться только физико–механическими свойствами материала и термообработкой зубьев, но и следует учитывать характер фактического скольжения активных поверхностей в контакте, в т.ч. параметрические свойства абразива.

Список литературы: 1. Курмаз Л.В., Калинин П.Н. Особенности прочностного расчета открытых зубчатых передач // Вестник НТУ “ХПИ”: Сб. научных трудов. – Харьков, 2004. - № 30. – с. 35 – 37. 2. Гутыря С.С., Мотулько Б.В. Комплексное влияние смазки на технический уровень передач зацеплением. – Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2007. Вып. 34. – с. 83 –90. 3. Приймаков А.Г., Устиненко А.В., Приймаков Г.А. Математическая модель анализа напряженно–деформированного состояния поверхностного слоя его устойчивости на поверхностях трения при определении допускаемых напряжений // Вестник НТУ “ХПИ”: Сб. научных трудов. – Харьков, 2005. - № 40. – с. 65 – 76.

Сдано в редакцию 23.01.08

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ ДЕФОРМАЦИИ УПРУГИХ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ТЕЛ КАЧЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Стрельников В.Н., Суков Г.С., Волошин А.И.
(ЗАО НКМЗ, г. Краматорск, Украина)

Potential energy of deformation of bodies used as elastic intermediate links high-rate trickling mechanical transfers is defined. Intermediate links presented in the form of cylindrical covers loaded with the normal concentrated forces.

Промежуточные тела качения (ПТК) расширяют функциональные возможности геометрического синтеза зубчатого зацепления, позволяя абстрагироваться от основной теоремы Эйлера–Савари в пределах упругих деформаций промежуточных звеньев. Одновременная работа в зацеплении достаточно большого количества зубьев (до 25 ... 30 %) достигается за счет упругих деформаций ПТК, что служит стабилизирующим фактором постоянства заданного передаточного отношения. Уровень деформации ПТК во многом определяет качественные параметры и работоспособность кругового зубчатого зацепления [1], что обуславливает актуальность исследования данного вопроса.

Целью работы является определение потенциальной энергии деформации ПТК с тем, чтобы исключить их остаточные деформации при высоких нагрузках механических передачах. Для достижения поставленной цели разработана математическая модель напряженно–деформированного состояния ПТК, получены необходимые математические аналоги исследуемых зависимостей.

ПТК могут быть различной формы. При этом полые тонкостенные цилиндры конструктивно и технологически просты, имеют сравнительно высокую радиальную податливость и могут воспринимать значительные по величине нагрузки. В соответствии с изложенным, в качестве ПТК высоконагруженных механических

передач (рис. 1) целесообразно использовать полые тонкостенные цилиндрические ролики, механические свойства которых, в т. ч. и напряженно–деформированное состояние, можно идентифицировать с цилиндрическими оболочками.

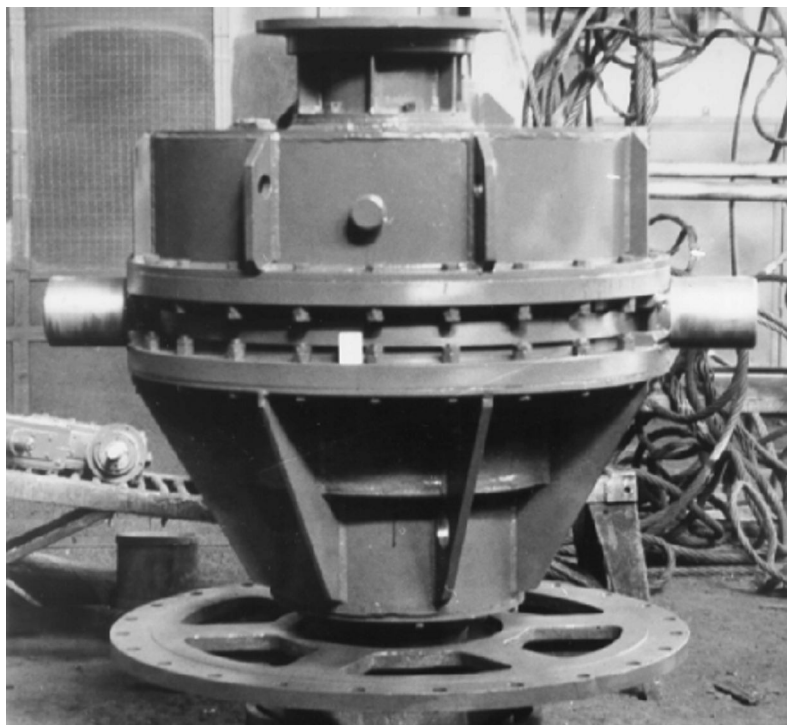


Рис. 1. Редуктор с ПТК одно-спирального классификатора: масса 2885 кг; габариты, м: 1420×1370×1100; передаточное число 274,5; крутящий момент на тихоходном валу 70 кНм.

Крутящий момент воспринимается ПТК преимущественно в виде нормального давления на цилиндрические поверхности и вызывает радиальную деформацию роликов. В контакте ПТК силы трения имеют незначительные величины, что позволяет исключить их из рассмотрения. Максимально возможные радиальные деформации ПТК находятся в соответствии с допускаемыми напряжениями.

Стенки роликов выполняются достаточно тонкими по сравнению с их диаметром, поэтому ролик можно представить как цилиндрическую оболочку. В связи с изложенным, напряженно–деформированное состояние ролика рассматриваем в соответствии с моментной теорией оболочек.

В основу расчета полагаем допущение о не растяжимости срединной поверхности оболочки [2, 3, 4] (рис. 2), где a – радиус срединной поверхности; h – толщина стенки; $2l$ – длина ролика. Проведем плоскость перпендикулярную образующим посередине цилиндра. В сечении получим окружность радиуса a , в каждой точке которой представим жесткую систему координат x, y, z . Смещения вдоль координатных осей x, y, z соответственно обозначим u, v, w .

Условию не растяжимости срединной поверхности оболочки соответствует равенство нулю относительных деформаций

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} = 0,$$

$$\varepsilon_\varphi = \frac{1}{a} \left(\frac{\partial v}{\partial \varphi} - w \right) = 0, \quad (1)$$

$$\gamma_{x\varphi} = \frac{1}{a} \frac{\partial u}{\partial \varphi} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0.$$

Компоненты вектора смещения представим в виде рядов

$$u = -a \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{b_n}{n} \sin n\varphi + \frac{b'_n}{n} \cos n\varphi \right),$$

$$v = - \sum_{n=1}^{\infty} \left[(a \cdot a_n + x b_n) \cdot \cos n\varphi - (a \cdot a'_n + x b'_n) \cdot \sin n\varphi \right], \quad (2)$$

$$w = - \sum_{n=1}^{\infty} \left[n \cdot (a \cdot a_n + x b_n) \cdot \sin n\varphi + n \cdot (a \cdot a'_n + x b'_n) \cdot \cos n\varphi \right].$$

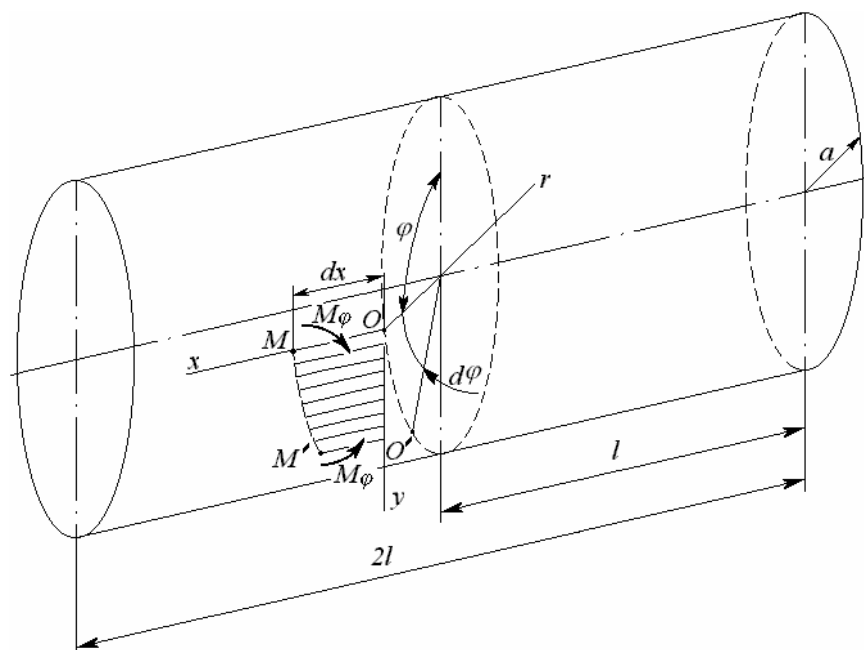


Рис. 2. Ориентация элемента срединной поверхности цилиндрической оболочки

Подстановка выражений (2) в формулы (1) показывает, что условия не растяжимости срединной поверхности оболочки выполняются тождественно.

Оболочка испытывает деформации изгиба и кручения. Для определения изгибающих и крутящих моментов рассмотрим элемент составленный из координатных линий, полученных в результате пересечения координатных поверхностей (рис. 2)

$$\varphi = \text{const}, \quad \varphi + d\varphi = \text{const}, \quad x = \text{const}, \quad x + dx = \text{const}.$$

Вследствие действия изгибающих моментов M_φ элементы оболочки испытывают радиальные деформации w , что изменяет кривизну дуги $\tilde{O}O'$, которая представляет окружность радиуса a . После деформации полярный радиус ρ , соответствующий деформированной дуге, становится равным

$$\rho = a - w. \quad (3)$$

Для определения кривизны деформированной дуги воспользуемся формулой

$$K_\varphi = \frac{2\rho'^2 + \rho^2 - \rho\rho''}{(\rho^2 + \rho'^2)^{3/2}}. \quad (4)$$

Подставляя формулу (3) в выражение (4) и пренебрегая малыми величинами высшего порядка малости, получим

$$K_\varphi = \frac{1}{a - w} + \frac{w\varphi''}{(a - w)^2}. \quad (5)$$

Изменение кривизны дуги $\tilde{O}O'$ равно

$$\chi_\varphi = K_\varphi - \frac{1}{a}. \quad (6)$$

Подставляя в формулу (6) выражение (5) и отбрасывая малые величины высшего порядка малости, получим

$$\chi_\varphi = \frac{1}{a^2} \left(w + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right). \quad (7)$$

Используя условия (1) заменим w через $\frac{\partial v}{\partial \varphi}$

$$\chi_\varphi = \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right). \quad (8)$$

Изменению кривизны координатной линии соответствует изгибающий момент

$$M_\varphi = D\chi_\varphi = \frac{D}{a^2} \left(\frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right). \quad (9)$$

где $D = \frac{E h^3}{12(1 - \nu^2)}$ - цилиндрическая жесткость; ν - коэффициент Пуассона.

Для определения кручения рассмотрим изменение угла между элементами OM и $O'M'$ от деформации оболочки (рис. 3). Вследствие радиальных смещений эти элементы поворачиваются на углы $\frac{\partial w}{\partial x}$ и $\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial S} dS$, где $dS = a \cdot d\varphi$ - длина дуги OO' .

Кроме этого, элемент $O'M'$ поворачивается относительно элемента OM вследствие тангенциальных смещений v (рис. 4) на величину $\frac{\partial v}{\partial x} d\varphi$ (рис. 5).

Относительный поворот элемента на дуге $OO' = dS$ равен $-\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial S} dS + \frac{\partial v}{\partial x} d\varphi\right)$.

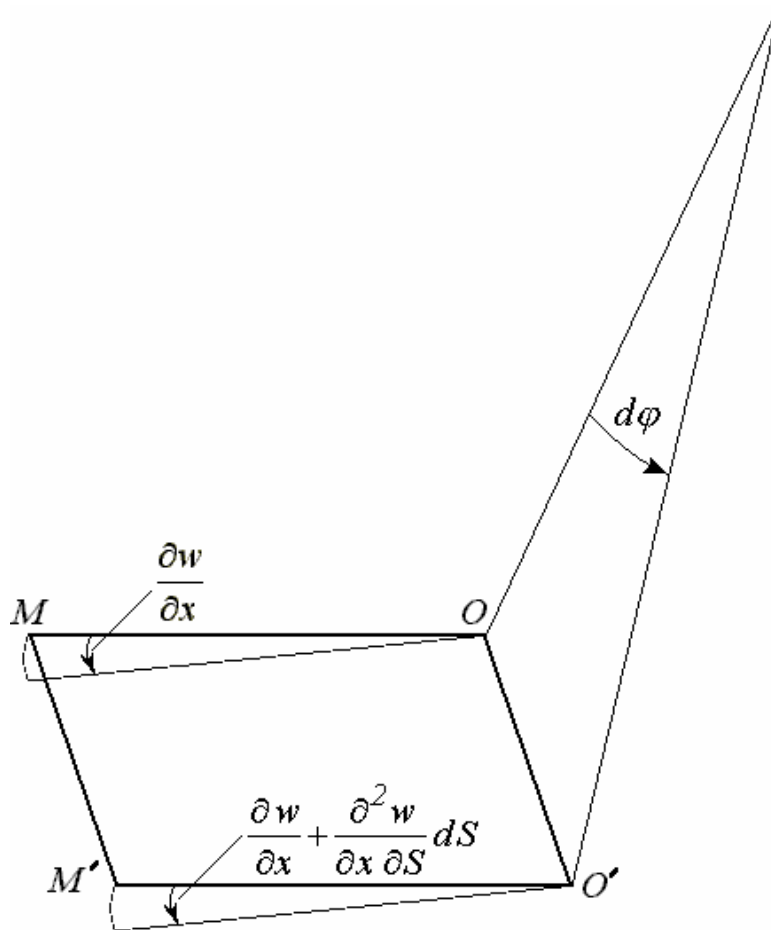


Рис. 3. Кручение координатной линии φ вызванное радиальными деформациями w срединной поверхности

Знак минус принимается в связи с тем, что поворот вокруг положительного направления оси y при возрастании w происходит по часовой стрелке. Кручение представляет относительный поворот элемента, приходящийся на единицу длины дуги

$$\chi_{x\varphi} = - \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial S} dS + \frac{\partial v}{\partial x} d\varphi \right) \frac{1}{dS}. \quad (10)$$

Учитывая, что $dS = a \cdot d\varphi$, получим

$$\chi_{x\varphi} = -\frac{1}{a} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} + \frac{\partial v}{\partial x} \right). \quad (11)$$

Кручению $\chi_{x\varphi}$ соответствует крутящий момент $M_{x\varphi}$

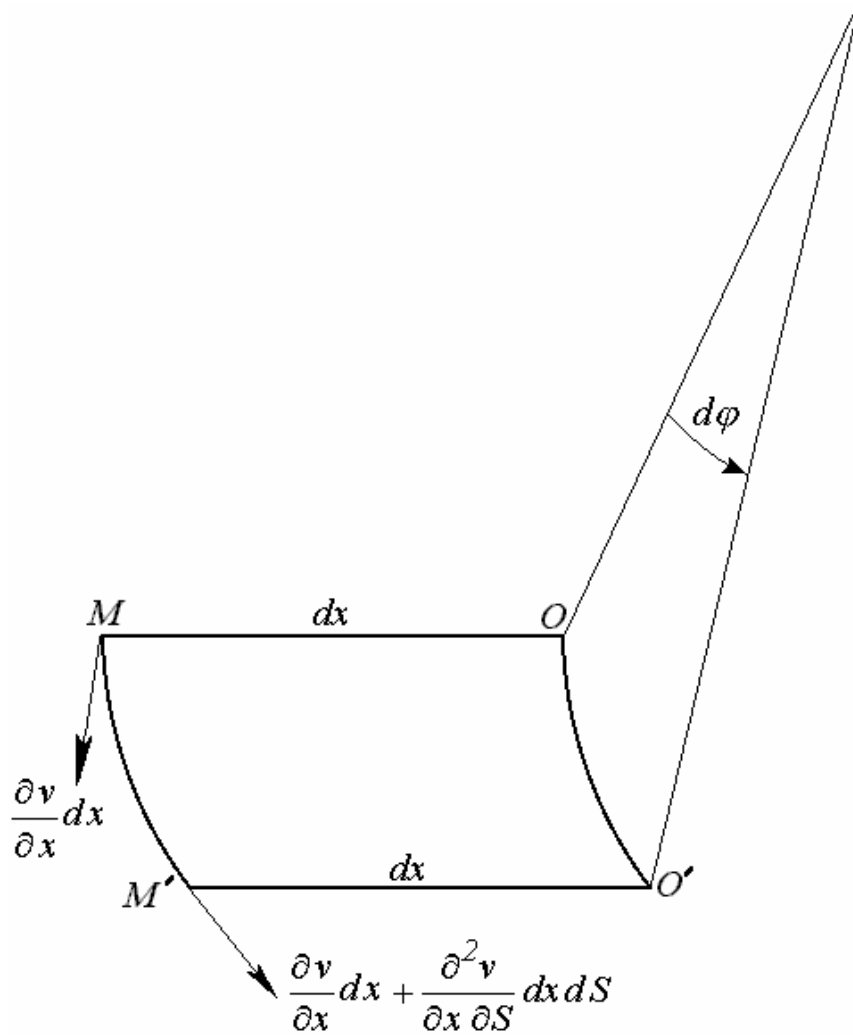


Рис. 4. Кручение координатной линии φ , вызванное тангенциальными смещениями v точек срединной поверхности оболочки

$$M_{x\varphi} = D(1-\nu)\chi_{x\varphi} = -D(1-\nu) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} + \frac{\partial v}{\partial x} \right). \quad (12)$$

Потенциальная энергия деформированной оболочки отнесенная к единице площади срединной поверхности Π^*

$$\Pi^* = \frac{I}{2} (M_\varphi \chi_\varphi + M_{x\varphi} \chi_{x\varphi}). \quad (13)$$

Преобразуем формулу (13) с помощью выражений (8), (9), (11), (12)

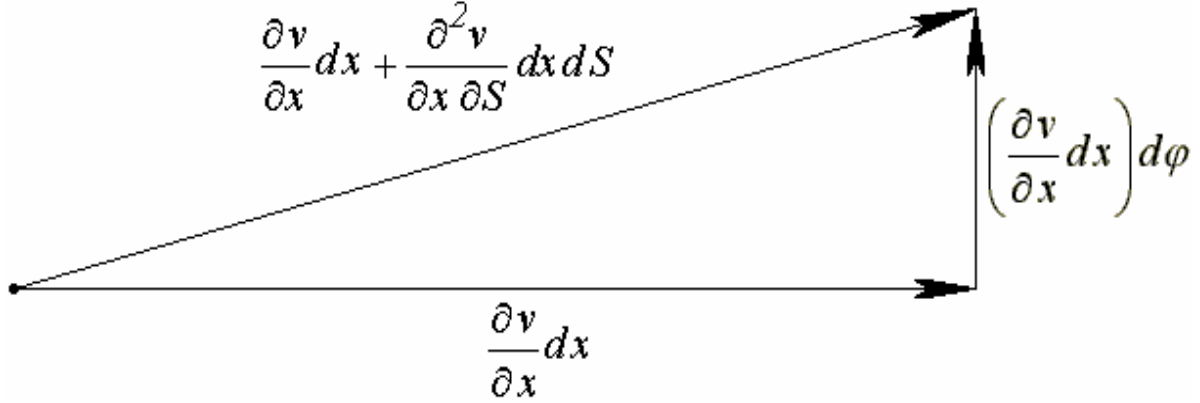


Рис. 5. Расчетная модель к определению величины кручения координатной линии φ вследствие тангенциальных смещений точек срединной поверхности оболочки

$$\Pi^* = \frac{D}{2a^4} \left(\frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \frac{D(1-\nu)}{2a^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2. \quad (14)$$

Полная потенциальная энергия деформированной оболочки получается интегрированием удельной потенциальной энергии по всей срединной поверхности

$$\Pi = a \int_0^{2\pi} d\varphi \int_{-l}^{+l} \Pi^*(x, \varphi) dx. \quad (15)$$

Подставим значения (14) в выражение (15)

$$\Pi = \frac{D}{2a^3} \int_0^{2\pi} d\varphi \int_{-l}^{+l} \left(\frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right)^2 dx + \frac{(1-\nu)D}{2a} \int_0^{2\pi} d\varphi \int_{-l}^{+l} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 dx. \quad (16)$$

Смещения v и w заменим их выражениями (2) и выполним интегрирование по x и y , учитывая ортогональность тригонометрических функций в интервале $(0; 2\pi)$.

Потенциальная энергия деформированной оболочки представится в виде функции квадратов коэффициентов рядов (2)

$$\Pi = \frac{\pi D l}{2a^3} \sum_{n=2}^{\infty} (n^2 - 1)^2 \left\{ n^2 \left[a^2 (a_n^2 + a_n'^2) + \frac{1}{3} l^2 (b_n^2 + b_n'^2) \right] + 2(1-\nu) a^2 (b_n^2 + b_n'^2) \right\}. \quad (17)$$

Слагаемое при $n=1$ исключаем, как соответствующее перемещению твердого тела. Задачи связанные с деформированием оболочки под действием внешней нагрузки могут решаться при помощи принципа виртуальных перемещений: в состоянии

равновесия суммарная работа внешних сил равна изменению потенциальной энергии системы.

Выводы. Разработана математическая модель напряженно–деформированного состояния промежуточных тел качения, установлены необходимые математические аналоги исследуемых зависимостей. Полученное решение представляет возможность определения границы допустимой деформации промежуточных тел качения и обеспечивает условие отсутствия остаточных деформаций при максимальных нагрузках механических передач.

Список литературы: 1. Стрельников В.Н. Теория зубчатого зацепления с упругими промежуточными телами качения. // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI в.: Сборник трудов XI МНТК. — Донецк: ДГТУ, 2004. — Т. 3. — С. 147 — 158. 2. Чернина В.С. Статика тонкостенных оболочек вращения. – М.: Наука, 1968. – 455 с. 3. Тимошенко С.П., Войновский – Кригер С. Пластинки и оболочки. – М.: Наука, 1966. – 635 с. 4. Тимошенко С.П. Устойчивость стержней, пластин и оболочек. – М.: Наука, 1971. – 807 с.

Сдано в редакцию 23.01.08

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ ОБРАБОТКИ ТОЧЕНИЕМ НЕЖЕСТКИХ ВАЛОВ (ЧАСТЬ 1)

Тараненко Г. В.¹, Тараненко В. А.², Шабельский Я.² (¹ СевНТУ, ² Политехника Люблинская, г. Севастополь, г. Люблин, Украина, Польша)

The specification of DS identifying for turning the small stiffness shafts was shown. The mathematical model of controlling object CO-DS controlling the elastic strain state is built on the general principle of building models of the dynamic systems of machining small stiffness elements. The specification of processing small stiffness part is taken into account by introducing suitable equations of constrains reflecting additional elastic strain in one of equations describing controlling force. MM objects comparison for various force influences shows, that after introducing additional force influences, the object characterizes in smaller inertiality in comparison to the case of steering according to the channel of feed. Higher coefficients of the quality of dynamic control and effective reducing the disturbances caused by changing of allowance and hardness of machined elements, can be achieved by changing their stiffness along the processing in ACS and AC of elastic strain condition of element.

Введение

Вопросы повышения точности и эффективности обработки могут быть решены как при использовании методов, основанных на улучшении технологических характеристик станков и инструментов, проектирования технологических процессов с заданной точностью, так и в результате непосредственного управления параметрами процесса резания, технологической системы, возмущениями, действующими в процессе обработки.

Стремление обеспечить высокое качество обработки деталей на металлорежущих станках в условиях действия на технологическую систему (ТС) различных возмущений привело к появлению в машиностроении адаптивных систем