

УДК 531.1:62-5:681:5

ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ТОЧИЛЬНО-ШЛИФОВАЛЬНЫМИ ПРОЦЕССАМИ ОБРАБОТКИ ВАЛА СЪЕМНИКА ХЛОПКОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ И ИХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ СОСТОЯНИЕ

Азимов Б.М.

д.т.н., заведующий лабораторией

Научно-инновационного центра информационно-коммуникационных технологий,
тел.: +(99890) 965-43-28, e-mail: informatika-energetika@mail.ru

Сулюкова Л.Ф.

старший научный сотрудник

Научно-инновационного центра информационно-коммуникационных технологий,
тел.: +(99891) 132-80-25, e-mail: slf72@yandex.ru

Рассматриваются вопросы применения современных методов и алгоритмов оптимального управления процессами функционирования и энергетическим состоянием технологической системы, обеспечивающих эффективность проектирования технологического процесса обработки шлифованием упругодеформированных деталей малой жесткости. Предлагается методика моделирования технологического процесса обработки шлифованием валов малой жесткости при взаимосвязанных параметрах функционирования технологической системы, которая служит для формирования управления функционированием системы по заданным условиям и получения более высоких показателей точности форм и качества поверхностей деталей. Выявлены необходимые условия оптимального управления рассматриваемой технологической системой с помощью принципа максимума Понтрягина. Исследовано влияние моментов инерции и упругодиссипативных сил на изменение движения обрабатываемой детали. Определены оптимальные значения геометрических, конструктивных и функциональных параметров обрабатываемых деталей.

Ключевые слова: технологическая система, функционирование, шлифование, вал, малая жесткость, математическое моделирование, оптимальное управление.

OPTIMAL CONTROL AND ENERGY STATE OF GRINDING PROCESSES OF A COTTON-HARVESTER MACHINE HARVESTER DEVICE PULLER SHAFT

Azimov B.M., Sulyukova L.F.

In the article are considered questions of application of modern methods and algorithms of optimal control of functioning processes and energy state of the technical system, ensuring the effectiveness of the design of the grinding technological process of elastic deformed small rigidity shafts.

The technique of modeling of technological processing is offered by grinding of small rigidity shaft at the interconnected parameters of technological system functioning which serves for formation of management of system functioning on the set conditions and receiving higher rates of forms accuracy and quality of details surfaces. The necessary conditions of optimum control of the considered technological system by means of use of the principle of a maximum of Pontryagin are revealed. Influence of the inertia moments and the elastic dissipative forces on the movement change of the processed detail is investigated. Optimal values of geometrical, design and functional data of the processed details are defined.

Keywords: technological system, functioning, grinding process, shaft, small rigidity, mathematical modeling, optimal control.

ПАХТА ТЕРИШ МАШИНАСИНИНГ АЖРАТКИЧИ ВАЛИГА ЙЎНИБ-ЖИЛВИРЛАШ ОРҚАЛИ ИШЛОВ БЕРУВЧИ ЖАРАЁНЛАРНИ ОПТИМАЛ БОШҚАРИШ ВА ЭНЕРГЕТИК ҲОЛАТИ

Азимов Б.М., Сулюкова Л.Ф.

Маколада бикриги кам бўлган эластик деформацияланувчи деталларга йўниб-жилвирлаш орқали ишлов беришнинг технологик жараёнини лойиҳалаш самарадорлигини таъминловчи технологик тизимни ишлаш ва энергетик ҳолатини оптимал бошқаришда замонавий усуллар ва алгоритмларни қўллаш масалалари қаралган. Берилган шартлар бўйича тизим фаолиятини бошқаришни шаклантириш ва деталларни шакли

аниқлиги ва юзаси сифатининг юкори кўрсаткичларини олиш учун хизмат қиладиган технологик тизим фаолиятининг ўзаро боғланган параметрлари шароитида бикрлиги кам валларга йўниб-жилвирлаш орқали ишлов беришнинг технологик жараёнини моделлаштириш усули таклиф қилинади. Понтрягиннинг максимум принципини қўллаш орқали қаралаётган технологик тизимни оптимал бошқаришнинг зарурий шартлари аниқланган. Ишлов берилаётган детал ҳаракати ўзгаришига таъсир қилувчи инерция моментлари ва эластик деформацияланувчи кучлар тадқиқ қилинган. Ишлов берилаётган деталнинг геометрик, конструктив ва функционал параметрларининг оптимал қийматлари аниқланган.

Таянч иборалар: технологик тизим, ишлаши, йўниб-жилвирлаш, вал, бикрлиги кам, математик моделлаштириш, оптимал бошқариш.

1. Введение

Процесс шлифования нежестких валов связан с рядом технологических особенностей, основными из которых являются: малая изгибная жесткость и, как следствие, значительные упругие деформации; малая термоустойчивость тонких валов, приводящая к температурным деформациям и дефектам поверхностного слоя; количественная соизмеримость допусков на размер и форму деталей с величиной упругих и температурных деформаций, возникающих при обработке; неравномерная податливость элементов упругой технологической системы; возможность возбуждения вибраций из-за неустойчивости маложестких элементов технологической системы и высокой чувствительности к упругим перемещениям и контактными деформациям. Указанные особенности создают значительные трудности при шлифовании нежестких валов и вызывают погрешности обработки.

2. Построение кинематической схемы

Как известно, шлифование применяют для обработки различных внешних цилиндрических, фасонных и плоских поверхностей, а также отверстий. Наиболее распространено шлифование наружных цилиндрических поверхностей, которое чаще всего производится на кругло-шлифовальных станках.

Схема такого шлифования показана на рис. 1: здесь шлифовальный круг 1 вращается с большой скоростью, а обрабатываемый вал 2 вращается со скоростью в 60-100 раз меньше, чем скорость шлифовального круга [1-3].

Для достижения поставленной цели составляем математическую модель технологической системы (ТС) точно-шлифовального процесса обработки деталей малой жесткости с помощью уравнения Лагранжа второго рода [4-7]:

$$\left. \begin{aligned} j_1 \ddot{\varphi}_1 &= M_0 - b_v(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c_v(\varphi_1 - \varphi_2) \\ j_2 \ddot{\varphi}_2 &= b_v(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_v(\varphi_1 - \varphi_2) - M_c \\ j_3 \ddot{\varphi}_3 &= M_k - M_v \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где j_1, j_2, j_3 – моменты инерции вращающихся масс ТС, $H \cdot m \cdot c^2$; $\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}_3$ – угловые ускорения вращающихся масс ТС в процессе обработки, c^2 ; $\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3$ – угловые скорости вращающихся масс ТС в процессе обработки, c^1 ; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – угловые перемещения вращающихся масс ТС в процессе обработки, rad ; b_v – коэффициент вязкого сопротивления обрабатываемого вала, $H \cdot m \cdot c / rad$; c_v – коэффициент жесткости обрабатываемого вала $H \cdot m / rad$; M_0, M_k – движущие моменты обрабатываемого вала и шлифовального круга, $H \cdot m$; M_c – момент сопротивления в процессе обработки вала, определяемый далее, $H \cdot m$; $M_v = j_2 \ddot{\varphi}_2$, $H \cdot m$; r_v – радиус обрабатываемого вала.

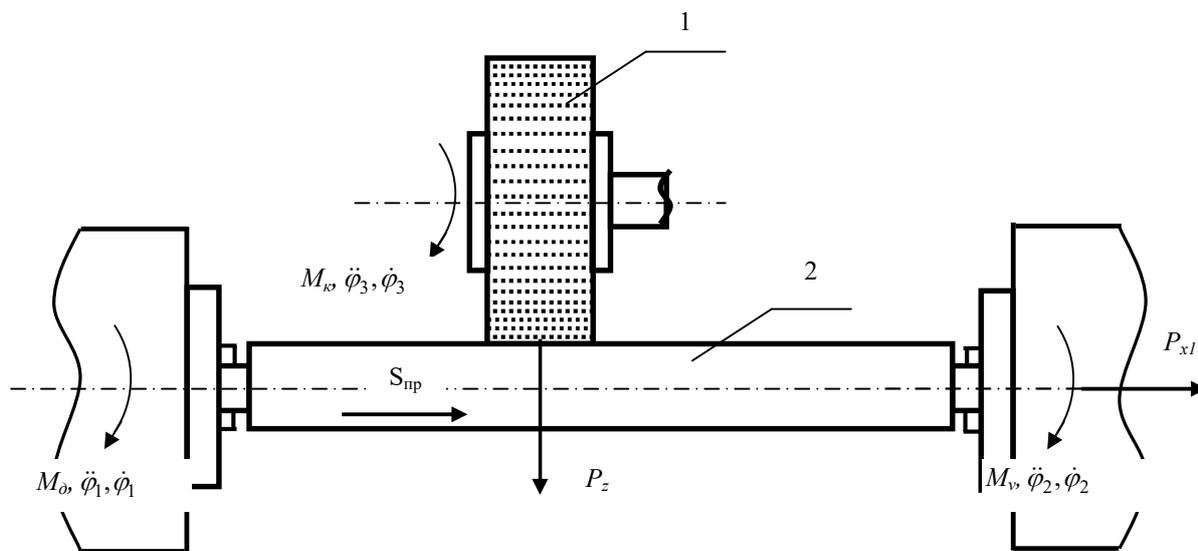


Рис.1. Кинематическая схема круглого наружного шлифования:
1 - шлифовальный круг; 2 - обрабатываемый вал

3. Расчет составляющих режимов резания

Для круглого наружного шлифования с продольной подачей, параметром шероховатости $Ra = 0.4$ мкм, конструкционной закаленной сталью до HRC45 принимаем шлифовальный круг формы ПП, с характеристикой 24 А401К, индексом зернистости Н, структурой 5, классом А [3].

Полная маркировка круга ПП24 А40НС15КА – 35 м/с. Размеры шлифовального круга: $D_k=600$ мм; $B_k=32$ мм (по паспорту станка) [3].

Режимы резания:

1. Скорость шлифовального круга $V_k=35$ м/с [3]. Частота вращения шпинделя шлифовальной бабки (об/мин):

$$n_{kp} = \frac{1000 \cdot V_k \cdot 60}{\pi \cdot D_k} = \frac{1000 \cdot 35 \cdot 60}{3.14 \cdot 600} = 1114.65.$$

Корректируя по паспортным данным станка, принимаем $n_k=1114$ об/мин (корректируется только в меньшую сторону).

Режимы резания для окончательного круглого наружного шлифования конструкционных сталей с подачей на каждый ход определяют по [3].

2. Окружную скорость заготовки вала принимаем $V_3=30$ м/мин. Частота вращения шпинделя передней бабки, соответствующая принятой окружной скорости (об/мин) заготовки, следующая:

$$n_{3oz} = \frac{1000 \cdot V_3}{\pi \cdot d_g} = \frac{1000 \cdot 30}{3.14 \cdot 26} = 367.467.$$

Так как частота вращения заготовки регулируется бесступенчато, принимаем $n_{3oz}=370$ об/мин.

3. Глубину шлифования принимаем, учитывая бесступенчатое регулирование поперечной подачи шлифовального круга на ход стола, $t=0.005$ мм.

4. Продольную подачу принимаем

$$S_{np}=0.25 \cdot B_k=0.25 \cdot 63=15.75 \text{ мм/об.}$$

5. Скорость продольного хода стола (м/мин):

$$V_c = \frac{S_{np} \cdot n_{3oz}}{1000} = \frac{15.75 \cdot 370}{1000} = 5.8275.$$

С учетом паспортных данных (бесступенчатое регулирование скорости продольного хода стола) $V_c=5.8$ м/мин.

Сила резания, возникающая в процессе круглого шлифования, может быть разложена на три составляющие: тангенциальную P_z , радиальную P_y и осевую P_x .

Составляющая силы резания P_z в большей степени влияет на закручивание детали и значение его действующей в направлении скорости точно-

$$\phi_k = \frac{r_g P_z \cdot l_v}{G \cdot I_p} = \frac{0.013 \cdot 46.74 \cdot 0.95}{8.1 \cdot 10^{10} \cdot 0.1 \cdot (0.026)^4} = 0.000156 \text{ рад,}$$

$$c_k = \frac{M_c}{\varphi_k} = \frac{r_v \cdot P_z}{\varphi_k} = \frac{0.013 \cdot 46.74}{0.000156} = 3895 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}},$$

$$c_p = \frac{M_c}{\varphi_p} = \frac{r_v \cdot P_z}{\varphi_p} = \frac{0.013 \cdot 46.74}{0.000011495464422} = 52857.37 \frac{\text{Нм}}{\text{рад}},$$

$$\phi_p = \frac{P_y \cdot l_v}{EF \cdot r_g} = \frac{17.53 \cdot 0.95}{2.1 \cdot 10^{11} \cdot \pi \cdot r_g^3} = \frac{17.53 \cdot 0.95}{2.1 \cdot 10^{11} \cdot 3.14 \cdot (0.013)^3} = 0.000011495464422 \text{ рад,}$$

$$P_{k1} = \frac{c_p \cdot \varphi_p}{r_v} = \frac{52857.37 \cdot 0.000011495464422}{0.013} = 46.74 \text{ Н.}$$

шлифовального процесса можно приближенно определить [1, 3] так:

$$P_z = C_p \cdot V_3^z \cdot S_{np}^y \cdot t^x \cdot 10 = 2.65 \cdot 30^{0.5} \cdot 15.75^{0.55} \times \\ \times 0.005^{0.5} \cdot 10 = 46.74 \text{ Н,}$$

где коэффициент C_p зависит от условий шлифования. Для закаленных сталей $C_p=2.65$ [7].

Для определения сил P_y и P_x существуют аналогичные эмпирические формулы. Однако для упрощения и ускорения расчётов величины сил P_y и P_x рекомендуется принимать по следующим соотношениям [1-7]:

$$P_y=(0.25-0.5) \cdot P_z, P_x=(0.1-0.25) \cdot P_z,$$

$$P_y = 0.375 \cdot P_z = 0.375 \cdot 46.74 = 17.53 \text{ Н,}$$

$$P_x = 0.175 \cdot P_z = 0.175 \cdot 46.74 = 8.18 \text{ Н.}$$

Определяем момент сопротивления в процессе обработки вала:

$$M_c = M_z + M_0 \sin \omega t = r_v \cdot P_z + M_0 \sin \omega t = 0.013 \cdot 46.74 + \\ + 1.64 \cdot 10^{-9} \sin \omega t = 0.6 + 1.64 \cdot 10^{-9} \sin 38.726 \cdot t,$$

где M_0 – средние значения амплитуды колебания и момента сопротивления.

Мощность, затрачиваемая при обработке, равна

$$N_p = C_p \cdot V_3^z \cdot S_{np}^y \cdot t^x \cdot d^q = 2.65 \cdot 30^{0.5} \cdot 15.75^{0.55} \times \\ \times 0.005^{0.5} \cdot 0.3^0 = 4.74 \text{ кВт,}$$

где d – диаметр шлифовального круга; x, y, z, q – показатели степени.

Для круглого наружного шлифования закаленной стали с подачей на каждый ход шлифовальным кругом зернистостью 40, твердостью СМ1 имеем

$$z=0.5; x=0.5; y=0.55; q=0.$$

4. Оптимальное управление процессом шлифования

При построении моделей упругих линий деталей малой жесткости и при обработке их в упругодеформированном состоянии в качестве наиболее существенных факторов учитываются изгибающие моменты по оси X , так как упругие деформации по этой оси оказывают доминирующее влияние на погрешности формы в продольном направлении [8].

Предварительно определяем требуемую жесткость вала на соответствующий момент сопротивления [6, 7]:

На основе полученной требуемой жесткости определяем соответствующий момент инерции обрабатываемого вала решением сопряженной системы принципа максимума Понтрягина.

Далее по соответствующим параметрам вала определяем жесткость и коэффициент вязкого сопротивления при кручении и растяжении [6, 7]:

$$c_v = c_k + c_p = 3895 + 52857.37 = 56752.37 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}},$$

$$b_v = \frac{0.64 \cdot c_v}{2\pi\omega} = \frac{0.64 \cdot 41055.4}{2 \cdot 3.14 \cdot 38.726} = 149.35 \frac{\text{Нмс}}{\text{рад}},$$

где c_v – обобщенная жесткость обрабатываемого вала; b_v – обобщенный коэффициент вязкого сопротивления вала; l – длина обрабатываемого вала; G, E – модули сдвига и упругости материала вала; J_p – полярный и осевой моменты инерции; F – площадь поперечного сечения вала; r_v – радиус обрабатываемого вала; ω – частота процесса; e – эксцентриситет.

Основной целью управления процессом функционирования ТС является определение наилучших переходных процессов с тем, чтобы энергия, затраченная в течение переходного процесса, была минимальной, т.е. требуется выбрать такое управление $u(t)$, которое переводит параметры движения шлифовального круга и обрабатываемого вала в заданное значение за минимальное время. Тогда за основной критерий оценки процесса функционирования примем периодическое быстроедействие в виде минимизации функционала [4-7, 9, 10]:

$$J(\varphi_0, u(t), \varphi(t)) = \int_{t_0}^T f^0(\varphi(t), u(t), t) dt \quad (2)$$

при условиях

$$\dot{\varphi}_i(0) = \dot{\varphi}_0(0), \quad \dot{\varphi}_1(0) = \dot{\varphi}_0(0), \quad (3)$$

$$\varphi_i(t) = \varphi_0(t), \quad \dot{\varphi}_i(t) = \dot{\varphi}_0(t), \quad 0 \leq t \leq T \quad (i = \overline{1, n}), \quad (4)$$

$$\dot{\varphi}(t) = f(\varphi(t), u(t), t), \quad (5)$$

$$u \in U, \quad t_0 \leq t \leq T, \quad (6)$$

где $f(\dots)$ – непрерывно-дифференцируемая со своими производными; $u(t)$ – кусочно-непрерывная функция на отрезке $[t_0, T]$.

Для исследования необходимых условий оптимального управления рассматриваемой ТС воспользуемся принципом максимума Понтрягина [9, 10].

Для формулировки принципа максимума введем функцию Гамильтона-Понтрягина для ТС:

$$H = (p, u, t, \psi_i, \psi_0) = -f^0(p, u, t) + \langle \psi, u \rangle \quad (7)$$

и сопряженную систему

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\psi_1}{dt} &= -\frac{\partial H_v}{\partial y_1} = -j_2^{-1} c_v \psi_2, \\ \frac{d\psi_2}{dt} &= -\frac{\partial H_v}{\partial y_2} = -\psi_1 + j_2^{-1} b_v \psi_2 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

с ограничением на управление $|u| \leq 1$.

Для решения рассматриваемой задачи должно выполняться следующее необходимое условие:

$$\begin{aligned} H(\dot{\varphi}_i(t), u(t), t, \psi_i, \psi_0) &= \\ &= \max_{u \in U} H(\dot{\varphi}_i(t), u, t, \psi_i(t), \psi_0). \end{aligned} \quad (9)$$

Переходя к определению оптимального управления на основе (7), сформируем функцию

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 = y_1, \dot{\varphi}_1 = y_2, \dot{y}_2 = u_d - j_1^{-1} [b_v(y_2 - y_4) + c_v(y_1 - y_3)] \\ \varphi_2 = y_3, \dot{\varphi}_2 = y_4, \dot{y}_4 = j_2^{-1} [b_v(y_2 - y_4) + c_v(y_1 - y_3)] - u_c \\ \varphi_3 = y_5, \dot{\varphi}_3 = y_6, \dot{y}_6 = u_k - u_v \end{aligned} \right\}$$

Если $f^0 \equiv 1$, то $J(\varphi_0, u(t), \varphi(t)) = T - t_0$. В этом случае задачу (2) - (6) называют задачей быстрогодействия.

Рассматриваемый объект является стационарной системой, и задача (4) означает, что f и U не зависят явно от времени, т.е.

$$f(t, y, u) = f(y, u), \quad U(t) = U. \quad (10)$$

Если стационарная задача (4), (10) имеет оптимальное управление $u(t)$ и оптимальную траекторию $\varphi_0(t)$, то существует ненулевой вектор сопряженных переменных $(\psi_1(t), \psi_2(t)), \psi(t) \in R^n$, удовлетворяющий условиям (9), т.е. выполнено условие максимума (7):

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 = y_1, \dot{\varphi}_1 = y_2, \dot{y}_2 = \text{sign} \psi_2 - j_1^{-1} [b_v(y_2 - y_4) + c_v(y_1 - y_3)] \\ \varphi_2 = y_3, \dot{\varphi}_2 = y_4, \dot{y}_4 = j_2^{-1} [b_v(y_2 - y_4) + c_v(y_1 - y_3)] - \text{sign} \psi_2 \\ \varphi_3 = y_5, \dot{\varphi}_3 = y_6, \dot{y}_6 = \text{sign} \psi_2 - \text{sign} \psi_2 \end{aligned} \right\}. \quad (12)$$

$$\psi_0(t) = \text{const} \leq 0. \quad (11)$$

Так как сопряженная система (8) является однородной относительно ψ_i , можно произвольным образом выбрать константу в уравнении (9) так, что

$$\psi_0(t) = -1, \quad 0 \leq t \leq T.$$

Из условий $\max_{|u| < 1} H$ следует $u = \text{sign} \psi_2$ при

$\psi_2 \neq 0$. Тогда краевая задача принципа максимума запишется в виде

Составим функцию Гамильтона–Понтрягина, которая имеет вид

$$\left. \begin{aligned} H_1 &= \psi_0 + \psi_1 y_2 + \psi_2 \dot{y}_2 \\ H_2 &= \psi_0 + \psi_1 y_4 + \psi_2 \dot{y}_4 \\ H_3 &= \psi_0 + \psi_1 y_6 + \psi_2 \dot{y}_6 \end{aligned} \right\}.$$

Отсюда ясно, что условие (9) выделит функцию $u = \text{sign} \psi_2$, $\psi_2 \neq 0$ и функция (11) состоит из

$$H_i = -f^0 u + \psi_2(t) u_{\partial}.$$

В этом случае

$$u_i = \text{sign} \psi_2(t) = \begin{cases} 1, & \psi_2(t) > 1 \\ -1, & \psi_2(t) < 1 \end{cases}, \quad i=2,4,\dots,2n, \quad (13)$$

т.е. управление $u_i(t)$ может иметь только одну точку переключения.

Для определения вспомогательных функций (8) численным методом исследована сопряженная система с вариацией конструктивных параметров b_i, c_i, j_i .

Системы (1), (8), (12) решены с применением численных методов Рунге–Кутты. Управление $u_k(t)$, доставляющее максимум функции (9), определено в области (13). Обработка результатов решения системы (8) показала, что изменение моментов инерции и упругодиссипативных сил резко изменяет функцию переменных $\psi_1, \dot{\psi}_1, \psi_2, \dot{\psi}_2$, т.е. движение обрабатываемого вала. Поэтому для повышения точности размеров и формы обрабатываемых валов необходимо определить переменные сопряженной системы, обеспечивающие нормальное функционирование ТС [11].

Результаты численных решений системы (1), представленные в табл. 1–3 и на рис. 2, 3 дают возможность определить следующие оптимальные значения параметров обработки нежестких валов, представленные в табл. 4.

Таблица 1

Значения скоростей, ускорений переходных процессов, полученные решением сопряженной системы и краевой задачи принципа максимума Понтрягина для обрабатываемого вала

T, c	$\dot{\varphi}_1 \cdot 10^{-3}, c^{-1}$	$\ddot{\varphi}_1, c^{-2}$	$\dot{\varphi}_1 \cdot 10^{-3}, c^{-1}$	$\ddot{\varphi}_1, c^{-2}$	$\dot{\varphi}_2 \cdot 10^{-3}, c^{-1}$	$\ddot{\varphi}_2, c^{-2}$						
	u=+1		u=-1		u=+1		u=-1		u=+1		u=-1	
0	0	1	0	1	0	-1	0	1	0	1	0	-1
0.1	-0.0012	-0.2	0.0012	0.2	-0.0013	0.2	0.0013	-0.2	0.099	1	-0.099	-1
0.2	-0.0023	-0.2	0.0023	0.2	-0.0026	0.2	0.0026	-0.2	0.2	1	-0.2	-1
0.3	-0.0036	-0.2	0.003	0.2	-0.0038	0.2	0.0038	-0.2	0.3	1	-0.3	-1
0.4	-0.0048	-0.2	0.0048	0.2	-0.0052	0.2	0.0052	-0.2	0.4	1	-0.4	-1
0.5	-0.0061	-0.2	0.0061	0.2	-0.0064	0.2	0.0064	-0.2	0.5	1	-0.5	-1
0.6	-0.0074	-0.2	0.0074	0.2	-0.0076	0.2	0.0076	-0.2	0.6	1	-0.6	-1
0.7	-0.0086	-0.2	0.0086	0.2	-0.0088	0.2	0.0088	-0.2	0.7	1	-0.7	-1
0.8	-0.0098	-0.2	0.0098	0.2	-0.01	0.2	0.01	-0.2	0.8	1	-0.8	-1
0.9	-0.0111	-0.2	0.0111	0.2	-0.0113	0.2	0.0113	-0.2	0.9	1	-0.9	-1
1	-0.0123	-0.2	0.0123	0.2	-0.0126	0.2	0.0126	-0.2	1	1	-1	-1

Таблица 2

Значения скоростей, ускорений переходных процессов шлифовального круга и вспомогательных функций процесса обработки вала, полученные решением сопряженной системы и краевой задачи принципа максимума Понтрягина

T, c	ψ_1	$\dot{\psi}_1$	ψ_1	$\dot{\psi}_1$	ψ_2	$\dot{\psi}_2$	ψ_2	$\dot{\psi}_2$
	u=+1		u=-1		u=+1		u=-1	
0	0	-1	0	1	0	-1	0	1
0.1	-0.1	-1	0.1	1	-0.1	-1	0.1	1
0.2	-0.2	-1	0.2	1	-0.2	-1	0.2	1
0.3	-0.3	-1	0.3	1	-0.3	-1	0.3	1
0.4	-0.4	-1	0.4	1	-0.4	-1	0.4	1
0.5	-0.5	-1	0.5	1	-0.5	-1	0.5	1
0.6	-0.61	-1	0.61	1	-0.6	-1	0.6	1
0.7	-0.71	-1	0.71	1	-0.7	-1	0.7	1
0.8	-0.82	-1	0.82	1	-0.8	-1	0.8	1
0.9	-0.92	-1	0.92	1	-0.9	-1	0.9	1
1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1

Таким образом, исследовано влияние моментов инерции и упругодиссипативных сил на изменение движения обрабатываемого вала. Изменение момента инерции передних и задних бабок ТС существенно влияет на угловые скорости и ускорения обрабатываемого вала [4-7]. Для уменьшения размаха изменения угловых скоростей и ускорений проведена вариация коэффициентов жесткости и вязкого сопротивления

обрабатываемого вала. С увеличением коэффициента жесткости увеличивается коэффициент вязкого сопротивления обрабатываемого вала. При этом амплитуда колебаний угловых скоростей значительно снижается. Это свидетельствует о том, что амплитуда и частота колебаний угловых скоростей и ускорений обрабатываемого вала зависят от момента инерции и упругодиссипативных сил.

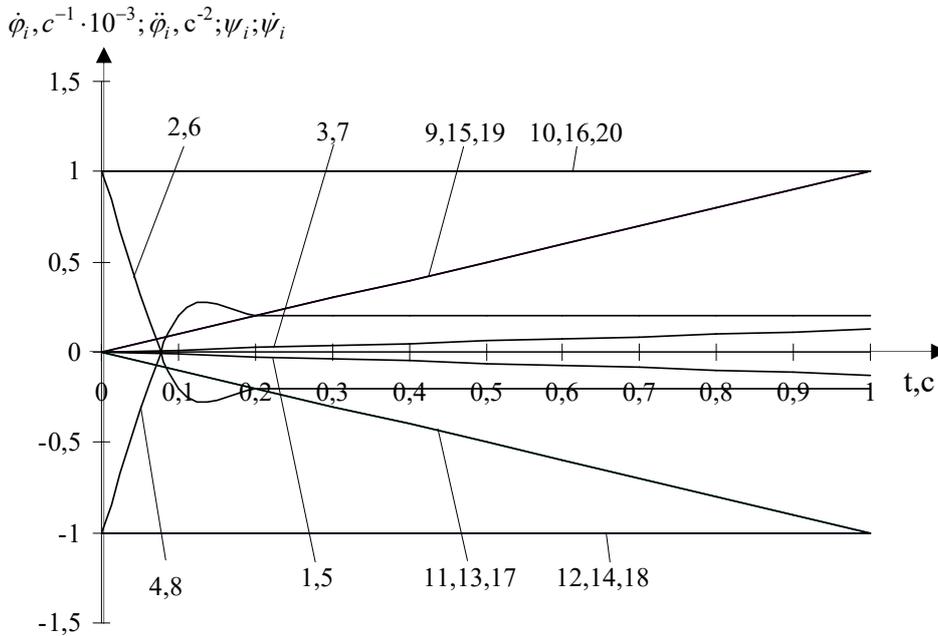


Рис. 2. Графики изменения параметров движения обрабатываемого вала и шлифовального колеса в переходном процессе, полученные решением (11) краевой задачи принципа максимума: угловых скоростей 1- $\dot{\varphi}_1$, 5- $\dot{\varphi}_2$, 9- $\dot{\varphi}_3$, угловых ускорений 2- $\ddot{\varphi}_1$, 6- $\ddot{\varphi}_2$, 10- $\ddot{\varphi}_3$ и вспомогательных функций 13- ψ_1 , 14- ψ_1 17- ψ_2 , 18- ψ_2 при $u(t) = +1$; 3- $\dot{\varphi}_1$, 7- $\dot{\varphi}_2$, 11- $\dot{\varphi}_3$, угловых ускорений 4- $\ddot{\varphi}_1$, 8- $\ddot{\varphi}_2$, 12- $\ddot{\varphi}_3$ и вспомогательных функций 15- ψ_1 , 16- ψ_1 19- ψ_2 , 20- ψ_2 при $u(t) = -1$

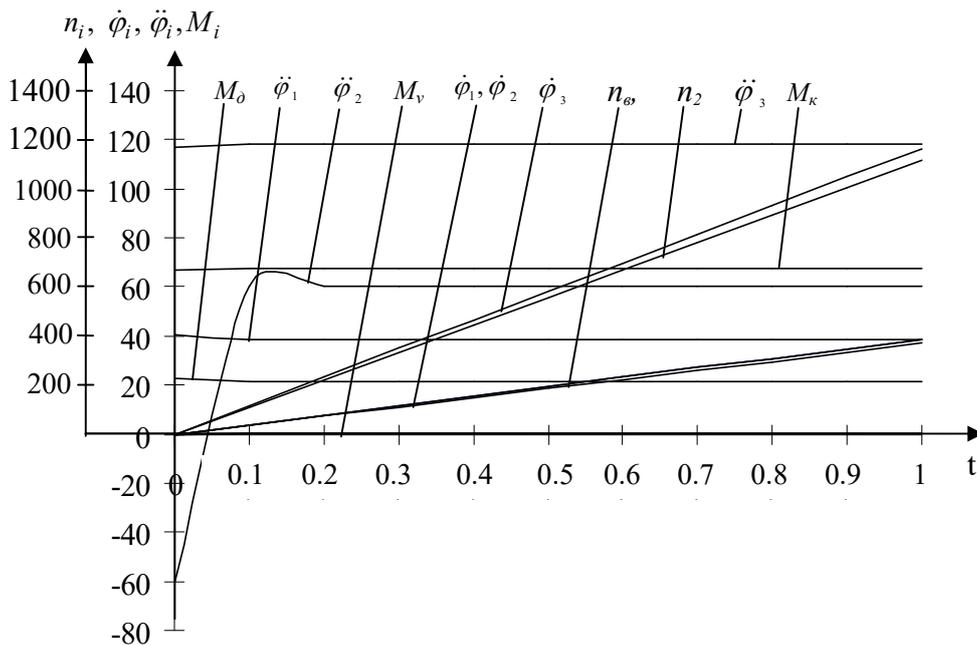


Рис. 3. Характер изменения параметров ТС в процессе шлифования вала съёмника

Таблица 3

Значения параметров функционирования обрабатываемого вала

T, c	$\dot{\varphi}_1, c^{-1}$	$\ddot{\varphi}_1, c^{-2}$	$M_{\theta}, Нм$	$\dot{\varphi}_2, c^{-1}$	$\ddot{\varphi}_2, c^{-2}$	$M_{\nu}, Нм$	$\dot{\varphi}_3, c^{-1}$	$\ddot{\varphi}_3, c^{-2}$	$M_k, Нм$	$n_{302}, об/мин$	$n_{кр}, об/мин$
0	0	40.47	22.97	0	-60.76	-0.6	0	117.22	66.93	0	0
0.1	3.87	38.33	21.75	3.87	60.49	0.6	11.65	118.33	67.57	36.99	111.34
0.2	7.74	38.33	21.75	7.74	60.48	0.6	23.3	118.33	67.57	73.98	222.68
0.3	11.61	38.33	21.75	11.61	60.52	0.6	34.96	118.33	67.57	110.97	333.98
0.4	15.48	38.33	21.75	15.48	60.48	0.6	46.6	118.33	67.57	147.97	445.15
0.5	19.36	38.33	21.75	19.36	60.38	0.6	58.25	118.33	67.57	184.96	556.52
0.6	23.23	38.33	21.75	23.23	60.38	0.6	69.2	118.33	67.57	221.95	668.01
0.7	27.1	38.33	21.75	27.1	60.38	0.6	81.6	118.33	67.57	258.95	779.54
0.8	30.97	38.33	21.75	30.97	60.38	0.6	93.26	118.33	67.57	295.94	891.06
0.9	34.86	38.33	21.75	34.86	60.53	0.6	104.93	118.33	67.57	333.06	1002.6
1	38.75	38.33	21.75	38.75	60.53	0.6	116.61	118.33	67.57	370.24	1114.11

Таблица 4

Значения и размерность геометрических, конструктивных и функциональных параметров обрабатываемого вала

№ п/п	Наименование параметров	Значение	Обозначение
1	2	3	4
1	Геометрические размеры обрабатываемого вала		
1.1	Длина обрабатываемого вала	950	мм
1.2	Диаметр обрабатываемого вала	26	мм
2	Условия обработки		
2.1	Скорость шлифовального круга $-V_k$	35	м/с
2.2	Частота вращения шпинделя шлифовальной бабки $-n_k$	1114	об/мин
2.3	Окружная скорость заготовки вала $-V_3$	30	м/мин
2.4	Частота вращения шпинделя передней бабки $-n_3$	370	об/мин
2.5	Глубина резания $-t$	0.005	мм
2.6	Продольная подача $-S_{np}$	15.75	мм/об
2.7	Скорость продольного хода стола $-v_c$	5.8	м/мин
3	Конструктивные характеристики обрабатываемого вала		
3.1	Материал $- сталь$	35	
3.2	Допускаемое напряжение при растяжении $- \sigma_p$	900	кгс/мм ²
3.3	Предел прочности $- \sigma$	0.35·HB	кгс/мм ²
3.4	Обобщенный коэффициент жесткости обрабатываемого вала $- c_v$	56752.37	Н·м/рад
3.5	Коэффициент крутильной жесткости обрабатываемого вала $- c_k$	3895	Н·м/рад
3.6	Коэффициент жесткости обрабатываемого вала при растяжении $- c_p$	52857.37	Н·м/рад
3.7	Обобщенный коэффициент вязкого сопротивления обрабатываемого вала $- b_v$	149.35	Н·м·с/рад
3.8	Момент инерции передней бабки $- j_1$	0.56752	Н·м·с ²
3.9	Момент инерции задней бабки $- j_2$	0.01	Н·м·с ²
3.10	Момент инерции шлифовального круга $- j_3$	0.571	Н·м·с ²
3.11	Эксцентриситет $- e$	0.001	мм
4	Параметры функционирования ТС		
4.1	Движущий момент на вале $- M_{\theta}$	22.97	Н·м

1	2	3	4
4.2	Движущий момент на шлифовальном круге – M_k	66.93	Н·м
4.3	Сила, действующая в направлении скорости резания – P_z	46.74	Н
4.4	Момент сопротивления на вале – $M_z = r_v \cdot P_z$	0.6	Н·м
4.5	Расчетное значение осевой растягивающей силы – P_{xl}	46.74	Н
4.6	Абсолютное удлинение вала при растяжении – Δl	11.4954644	мкм

5. Оценка энергетического состояния технологической системы

Переходим к решению задачи энергетического баланса ТС:

$$|P_3 - P_p| \leq \varepsilon, \tag{14}$$

где P_3 – заданная мощность процесса резания; P_p – расчетное значение мощности резания; $\forall \varepsilon (0 < \varepsilon < 1)$ – малое значение.

Для решения задачи и управления условием

$$P_\varepsilon = \sum_{i=1}^n \left[\left(-\frac{\partial H}{\partial \varphi_i} + Q_3 \right) - \left(-\frac{\partial H}{\partial \varphi_i} + Q_p \right) \right] \dot{\varphi}_i = \sum_{i=1}^n (Q_3 - Q_p) \dot{\varphi}_i. \tag{16}$$

Здесь коррекция энергетического состояния определяется условиями

$$|Q_3 - Q_p| = \begin{cases} = 0, & \text{если равны соответствующие параметры} \\ & \text{функционирования;} \\ \neq 0, & \text{если параметры не равны.} \end{cases} \tag{17}$$

Выражение (17) служит для формирования управления функционированием ТС.

Подставляя значения угловых скоростей $\dot{\varphi}_i$ и моментов движущих сил и сопротивлений $Q_i = M_i$ в (16), определяем энергетическое состояние

(14) переходим к составлению уравнений энергетического состояния ТС с помощью полного дифференциала функции Гамильтона [7]. Получаем

$$\frac{dH}{dt} = \sum_{i=1}^n \left(-\frac{\partial H}{\partial \varphi_i} + Q_i \right) \dot{\varphi}_i = \sum_{i=1}^n Q_i \dot{\varphi}_i. \tag{15}$$

Пусть ТС – стационарный объект с постоянными параметрами, заданной мощностью резания и имеет общую координату связи φ_c . Тогда подставив (15) в (14), получаем

технологической системы обработки валов малой жесткости, удовлетворяющее сформулированным условиям (14), (17). Получены значения (табл. 5) и графические зависимости энергетического состояния ТС в процессе обработки (рис. 4).

Таблица 5

Результаты расчета энергетического состояния ТС обработки вала съёмника

T, c	$P_\phi, кВт$	$P_\sigma, кВт$	$P_\kappa, кВт$
0	0	0	0
0.1	0.08	0.0023	0.78
0.2	0.168	0.0047	1.57
0.3	0.25	0.007	2.36
0.4	0.33	0.00933	3.148
0.5	0.42	0.0117	3.93
0.6	0.5	0.014	4.72
0.7	0.58	0.016	5.51
0.8	0.67	0.0187	6.3
0.9	0.75	0.021	7.09
1	0.84	0.023	7.87

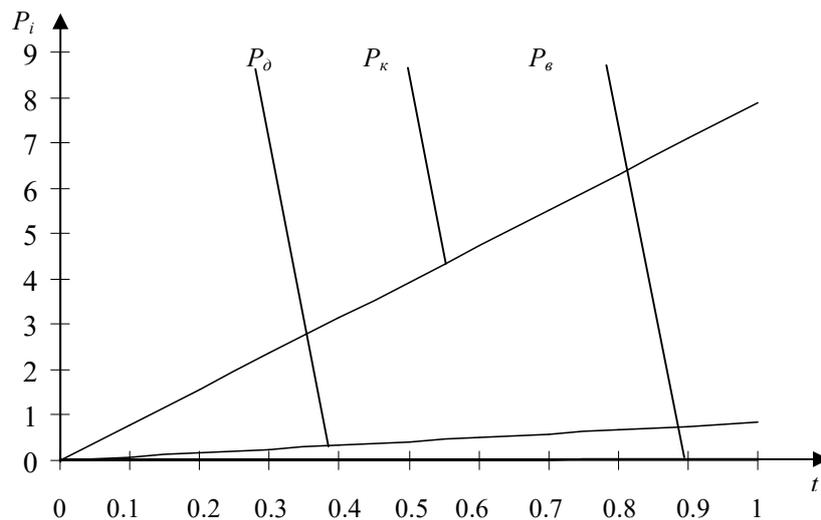


Рис. 4. График изменения мощностей ТС в технологическом процессе шлифования вала съёмника

6. Заключение

Таким образом, для заданных значений моментов инерции вращающихся масс и коэффициентов жесткости и вязкого сопротивления обрабатываемого вала определены соответствующие значения движущего момента, растягивающей силы и моментов сил резания.

На основе полученных параметров функционирования и уравнений энергетических состояний составлены баланс мощностей и коррекция мощности для изменения энергетического состояния ТС. Изменения энергетического состояния при обработке вала позволяют определить распределение мощностей по ТС.

В процессе исследования и управления функционированием ТС при формообразовании деталей малой жесткости установлено, что равномерность движения обрабатываемого вала зависит от величины моментов сил резания. Изменение моментов сил резания приводит к

отклонению от заданного угловой скорости обрабатываемого вала и времени переходного процесса. Это означает, что увеличение моментов сил резания для заданных параметров обрабатываемого вала резко влияет на ожидаемую точность обработки. Поэтому для заданных значений моментов инерции вращающихся масс, коэффициентов жесткости и вязкого сопротивления обрабатываемого вала определены соответствующие движущий момент и момент сил резания.

В процессе оптимального управления быстродействием определены оптимальные значения моментов инерции, коэффициентов жесткости и вязкого сопротивления ТС обработки. Полученные значения оптимальных параметров функционирования позволили определить энергетические состояния и установить энергетический баланс между исполнительным органом и силой резания в процессе механической обработки, что позволит значительно сократить расходы материальных и энергетических ресурсов.

Литература

- [1] Колокотов А.М., Байкалова В.Н., Шитов А.Н. Шлифование абразивным и алмазным инструментом. - М.: Издательский центр ФГОУ ВПО МГАУ, 2012. – 62 с.
- [2] Точно-шлифовальные станки // <http://delta-grup.ru/bibliot/3k/20-0.htm>.
- [3] Зиль В.В. Теория резания / Под общей редакцией проф. Дидыка Р.П. - Днепропетровск, 1998.
- [4] Сулюкова Л.Ф. Моделирование и оптимальное управление точно-шлифовальными процессами обработки валов малой жесткости // Узбекский журнал «Проблемы информатики и энергетики». - Ташкент, 2013. - № 5-6. - С. 67-73.
- [5] Азимов Б.М., Сулюкова Л.Ф. Расчет составляющих силы резания, растяжения и оптимальное управление технологической системой обработки деталей малой жесткости // Узбекский журнал «Проблемы информатики и энергетики». - Ташкент, 2014. - № 6. - С.15-22.
- [6] Azimov B.M., Sulyukova L.F. The Calculation and Optimal Control by the Technological Processes of a Puller Shaft Turning Processing. American Journal of Science and Technology. - 2017. - Vol. 4, № 1. - Pp. 5-12.
- [7] Азимов Б.М., Сулюкова Л.Ф. Оптимальное управление и энергетическое состояние технологической системы токарной обработки вала съёмника хлопкоуборочной машины // Узбекский журнал «Проблемы информатики и энергетики». - Ташкент, 2016. - № 3. - С.46-58.
- [8] Заковоротный В.Л., Фам Динь Тунг, Нгуен Суан Тьем. Влияние скоростных связей на устойчивость равновесия динамической системы резания. - Ростов на Дону: Вестник ДГТУ. - 2011. - Т.11, № 8 (59), вып.1. - С. 1169-1179.

- [9] *Афанасьев В.Н., Колмановский В.Б., Носов В.Р.* Математическая теория конструирования систем управления. - М.: Высшая школа, 1989. - С.162-163.
- [10] *Васильев Ф.П.* Численные методы решения экстремальных задач. - М.: Наука, 1988. - С. 421–485.
- [11] *Сулюкова Л.Ф.* Методы оценки точности переходных процессов и частотных характеристик при управлении технологической системой обработки нежестких деталей // Современное состояние и перспективы применения информационных технологий в управлении: Доклады Республиканской научно-технической конференции. 7-8 сентября 2015. – Ташкент: Центр разработки программных продуктов и аппаратно-программных комплексов при ТУИТ, 2015. - С. 231-241.