

- По геометрической модели генерируется управляющая программа на обработку, которая также пересчитывается при изменении геометрии.

ЛИТЕРАТУРА

1. Азарьев И.А., Горшенин Д.С., Силков В.И. Практическая аэродинамика дельтаплана. – Машиностроение, 1992. – 288 с.
2. Клименко А.П., Никитин И.В. Мотодельтапланы: Проектирование и теория полета. – Патриот, 1992.

А.М. ЯРУНОВ, И.А. СИНЕОКОВА

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОМБИНИРОВАННОГО ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА С УМЕНЬШЕННЫМ ИНЕРЦИОННЫМ НАГРУЖЕНИЕМ И ВЛИЯНИЕМ УПРУГОСТИ ЗВЕНЬЕВ

Современный ткацкий станок содержит станину, в которой размещается навой, (цилиндрический вал с навойной пряжей), нитки с навоя поступают на промежуточный валик, скало, от скало – к зевобразовательному механизму, поочередно передергивающему нитки вверх и вниз. В конце зевобразовательного механизма проходит прокладчик утка по решетке направляющих, по которому проходит челнок, перемещающий уток, нитку ткани. Нитка ткани прибавляется батанным механизмом к готовой части ткани, и готовая часть ткани наматывается на валик на выходе ткацкого станка.

Предлагается вместо боевого механизма, накапливающего энергию удара от торсиона из легированной стали боевой механизм с неударяющими связями центробежного действия.

Предлагается комбинированный профиль кулачка без одного из выстоев с модифицированными трапециями закона аналога ускорения для пяти пар участков опускания и подъема профиля кулачка с углами $\alpha_{1,5}$ и углами $\psi_{1,5}$ поворота коромыслового толкателя в целях снижения инерционного нагружения (рис. 1) батанного [2] механизма прибора нити к готовой части ткани ткацкого станка.

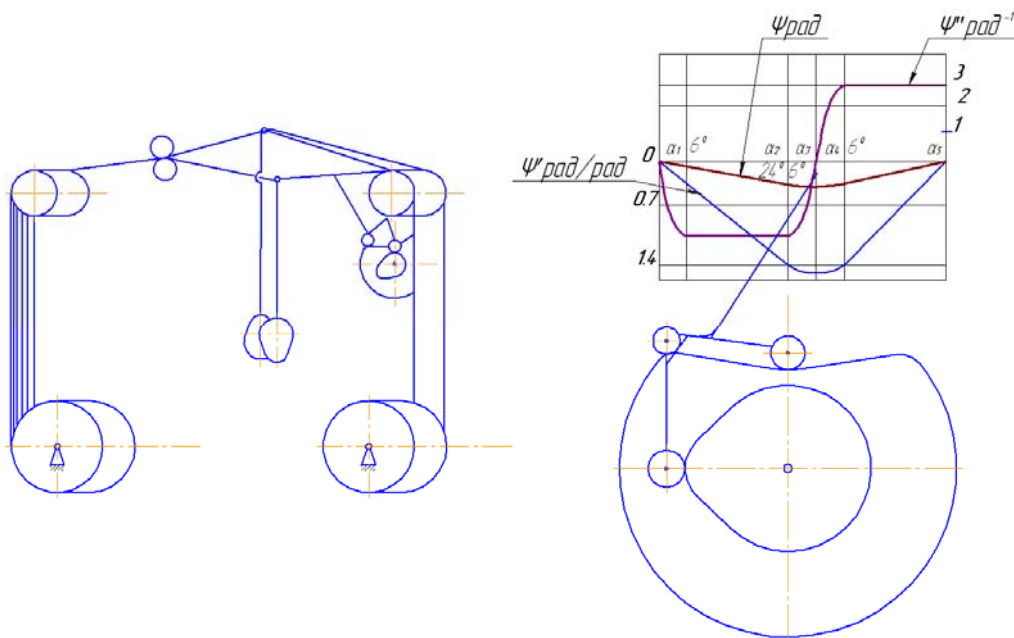


Рис. 1

По наибольшему приращению $\Delta \psi_4 / \Delta \alpha_1 = 0,69^0 / 1^0$ [1] вычисляется угловое ускорение $\epsilon_{кор}$ коромыслового толкателя при постоянной угловой скорости $\omega_{кул}$ для $\alpha_{1,3,4max} = 6^0$, $\alpha_{2max} = 24^0$ и $\alpha_{5max} = 25,5^0$.
 $\omega_{кул} = 30 \text{ с}^{-1}$.

$\varepsilon_{кор} = (\Delta\psi_4 / \Delta\alpha_4) \omega_{кул}^2 = 0,69 \cdot 30^2 = 621 c^{-1}$ в этом случае наибольшее значение инерционной нагрузки $F_{ин.1}$ от момента инерции $I_{кор}$ коромыслового толкателя батанного механизма [2] относительно оси его вращения, $I_{кор}=0,31 \text{ кг м}^2$ с длиной L коромысла, $L=0,06 \text{ м}$ составляет $F_{ин.1} = (I_{кор} \varepsilon_{кор}) / L = 0,31 \cdot 621 / 0,006 = 3100 \text{ Н}$.

От силы $F_{ин.2}$ инерционного нагружения для массы m_B батана $m_B=100 \text{ кг}$ [2] $- F_{ин.2} = (m_B \varepsilon_{кор} L^2) / 4 = (100 \cdot 621 \cdot 0,06^2) / 4 = 55,7 \text{ Н}$. Суммарное нагружение на один из двух кулачков батанного механизма $(F_{ин.1} + F_{ин.2}) / 2 = 1578 \text{ Н}$.

Максимальные контактные напряжения на рабочей поверхности кулачка σ_{Hmax} вычисляются по формуле Герца при радиусах кулачка $R_{кул}=55 \text{ мм}$ и ролика толкателя $r_p=30 \text{ мм}$ для приведенной кривизны $1/\rho_{пр} = 1/r_p - 1/R_{кул} = 1/30 - 1/55 = 0,015 \text{ мм}^{-1}$ при ширине b ролика, $b=30 \text{ мм}$, модуле упругости $E=2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ имеют числовое значение $\sigma_{Hmax} = 0,418 [(F \cdot E) / b \rho_{пр}]^{1/2} = 0,418 \{ [(1578 \cdot 2 \cdot 10^5) / 30] 1/\rho_{пр} \}^{1/2} = 620 \text{ МПа} (\text{Н} \cdot \text{мм})$.

Такое значение максимальных нормальных напряжений соответствует коэффициенту запаса прочности 1,95.

При $\alpha_{1max} = \alpha_{2max} = \alpha_{3max} = \alpha_{4max} = 12^0$ и $\alpha_{5max} = 19,5^0$, следуя методике [1] получено значение $\Delta\psi / \Delta d = 0,2$ (максимальная величина), при этом $\varepsilon_{кор} = 0,2 \cdot 30^2 = 180 c^{-1}$, $F_{ин.1}=930 \text{ Н}$, $F_{ин.2}=427 \text{ Н}$, $F=427 \text{ Н}$, $\sigma_{Hmax}=230 \text{ МПа}$, что соответствует коэффициенту запаса прочности, равному 5,2.

Вместе с тем, представляется необходимым определение влияния упругих колебаний наименее жестких звеньев на величины контактных нагрузок элементов кинематических пар кулачковых механизмов в зависимости от вида закона аналога ускорений [4, 3].

При этом решается дифференциальное уравнение движения коромыслового толкателя, которое представляется с учетом обозначений рис. 2 равенством:

$$I_{кор} \varepsilon_{абс.кор} = M_D - M_C - C_{ПР} \Psi_{УПР.отн.кор}$$

где $\varepsilon_{абс.кор}$ – абсолютное ускорение коромыслового толкателя для абсолютного угла $\Psi_{абс.кор}$ наклона этого звена;

$$\Psi_{|абс.кор} = \Psi_{пер.кор} \pm \Psi_{УПР.отн.кор}$$

где $\Psi_{пер.кор}$ – переносный угол наклона коромысла без учета при упругих колебаниях, M_D и M_C – моменты соответственно движущих сил и сил сопротивления, $C_{ПР}$ – приведенный к крутильной коэффициент крутильно-изгибной жесткости коромыслового толкателя.

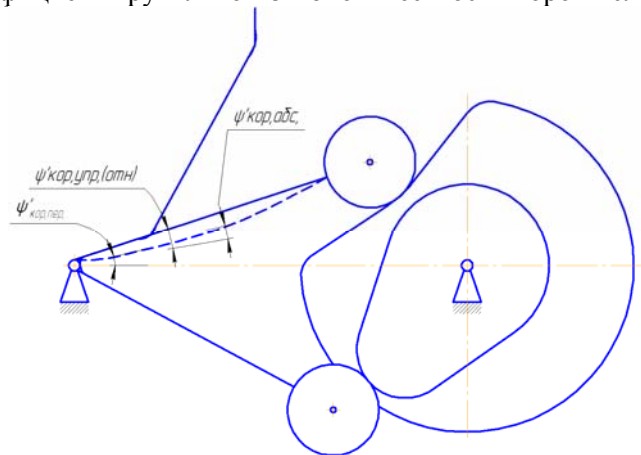


Рис. 2

Рассматриваемому абсолютному сложному движению соответствует равенство:

$$\Psi_{упр.отн} = \Psi_{абс} - \Psi_{пер}$$

Поэтому уравнение движения коромысла принимает вид:

$$I_{кор} \varepsilon_{абс} = M_D - M_C - C_{ПР} (\Psi_{абс} - \Psi_{УПР.отн})$$

После деления на $C_{ПР}$ получается:

$$\psi_{ПЕР} = (I_{кор} \varepsilon_{abc}) / C_{ПП} - (M_D - M_C) / C_{ПП} + \psi_{abc}.$$

Для интегрирования этого выражения по времени оно записывается как неоднородное линейное уравнение:

$$\varepsilon_{abc} + \kappa^2 \psi_{abc} = (M_D - M_C) / I - \kappa^2 \psi_{пер},$$

где κ – частота собственных гармонических колебаний коромыслового толкателя, $\kappa^2 = C_{ПП} / I_{кор}$; $I_{кор}$ – принимается постоянным, т.к. для батанного механизма бесчелночного станка изменение этой величины находится в пределах 0,02%.

Частное решение правой части рассматриваемого уравнения движения представляется в виде полинома:

$$y = \Delta x + B$$

или в соответствующих обозначениях уравнения движения:

$$\psi_{abc}^* = -\kappa^2 \psi_{пер} + (M_D - M_C) / I_{ПП},$$

для которого первая производная по времени:

$$\omega_{abc}^* = -\kappa^2$$

и вторая производная $\varepsilon_{abc}^* = 1$, поэтому принимается постоянная при переменной $\psi_{пер}$ равная 1, а при свободном члене – равная $1/\kappa^2$, т.е. имеется равенство:

$$\ddot{\psi}_{abc}^* = -\psi_{пер} + (M_D - M_C) / \kappa^2 I_{кор},$$

поэтому общее решение дифференциального уравнения движения коромыслового толкателя имеет вид:

$$\psi_{abc} = A \sin \kappa t + B \cos \kappa t - \psi_{пер} + (M_D - M_C) / (\kappa^2 I_{кор}),$$

где $\psi_{пер}$ соответствует принятому закону ускорения.

Для синусоидального закона ускорения коромыслового толкателя его выражение имеет вид:

$$\varepsilon_{пер} = \varepsilon \pm \varepsilon_{max} \sin pt;$$

здесь $p = 2\pi/T_{II}$ – двойная частота подъема или опускания толкателя T_{II} – время подъема или опускания толкателя;

отсюда при интегрировании по времени получается с выражением ε_{max} через ψ_{max} :

$$\psi_{пер} = (\psi_{max} / T_{II}) [t - (1/p) \sin pt] = \psi_{max} [t / T_{II} - (1/2\pi) \sin pt]$$

или заменяя все кинематические характеристики соответствующими геометрическими можно получить:

$$\psi_{пер} = \psi_{пер.m \max} [\alpha / \alpha_{max} - (1/2\pi) \sin(2\pi / \alpha_{max} \alpha)].$$

Для комбинированного профиля кулачка с величиной $\alpha_{1max} = \alpha_{max} / 4$, это равенство имеет вид $\psi_{1пер} = \psi_{пер.m \max} [\alpha_1 / 4\alpha_{1max} - (1/2\pi) \sin(\pi / 2\alpha_{1max} \alpha_1)]$.

Отсюда при $\psi_{1пер} = \psi_{1max} - \psi_{01пер}$ и $\alpha_1 = \alpha_{1max}$,

$$\psi_{1max} - \psi_{01пер} = \psi_{max} (1/4 + 1/2\pi) \text{ или } \psi_{max} = (\psi_{1max} - \psi_{01пер}) / (1/4 - 1/2\pi);$$

поэтому дифференциальное уравнение движения коромыслового толкателя принимает вид своего решения:

$$\psi_{abc} A \sin \kappa t + B \cos \kappa t + (M_D - M_C) / \kappa^2 I_{кор} + \\ + [(\psi_{1max пер} - \psi_{01пер}) / (1/4 - 1/2\pi)] [(1/4\alpha_{1max} - 1) / 2\pi \sin(\pi / 2\alpha_{1max} t)]$$

Если постоянные интегрирования находятся из начальных условий $t=0$, то из решения уравнения коромыслового толкателя определяется постоянная B:

$$B = -(M_D - M_C) / (\kappa^2 I_{кор}).$$

Для определения постоянной интегрирования A решение уравнения движения коромыслового толкателя интегрируется по времени и получается выражение:

$$\omega_{abc} = A \kappa \cos \kappa t - (M_D - M_C) / \kappa I_{кор} \sin \kappa t + [(\psi_{1max} - \psi_{01пер}) / (1/4 - 1/2\pi)] \\ [1/4\alpha_{1max} - (1/4\alpha_{1max}) \cos(\pi / 2\alpha_{1max} t)]$$

отсюда:

$$A = \left[(\psi_{1\max\text{пер}} - \psi_{01\text{пер}}) / (1/4 - 1/2\pi) \right] (1/4\alpha_{1\max} - 1/4\alpha_{1\max}) = 0.$$

Поэтому решение уравнения движения коромыслового толкателя имеет вид:

$$\psi_{abc} = -(M_D - M_C) / \kappa^2 I_{кор} + \psi_{пер} + (M_D - M_C) / \kappa^2 I_{кор}.$$

Для первого участка комбинированного профиля кулачка решение дифференциального уравнения движения коромыслового толкателя представляется в виде:

$$\psi_{\dot{a}\dot{a}\dot{n}} = \left[(\dot{I}_{\dot{A}} - \dot{I}_{\dot{N}}) / \kappa^2 I_{\dot{e}\dot{i}\dot{d}} \right] (1 - \cos \kappa t) + \left[(\psi_{1\max\dot{i}\dot{d}} + \psi_{01\dot{i}\dot{d}}) / (1/4 - 1/2\pi) \right] \left[\alpha_1 / 4\alpha_{1\max} - 1/2\pi \sin(\pi/2\alpha_{1\max}) \alpha_1 \right]$$

и позволяет определить коэффициент динамичности $\kappa_{дин} = \varepsilon_{abc\max} / \varepsilon_{max\text{пер}}$ на этом участке, для чего выполняется двойное дифференцирование по времени:

$$\varepsilon_{abc} = \left[(M_D - M_C) / I_{кор} \right] \cos \kappa t + \left[(\psi_{1\max\text{пер}} - \psi_{01\text{пер}}) / (1/4 - 1/2\pi) \right] \left[(\pi/8\omega_{кул}^2 T_{1П}) \sin(\pi/2T_{1П} t) \right],$$

т.к. без учета упругих колебаний:

$$\varepsilon_{max\text{пер}} = \left[(\psi_{1\max\text{пер}} - \psi_{01\text{пер}}) / (1/4 - 1/2\pi) \right] \left[\pi/8\omega_{кул}^2 T_{1П}^2 \right] = D,$$

поэтому коэффициент динамичности выражается равенством:

$$\kappa_{дин} = \left[(M_D - M_C) / (I_{кор} D) \right] \cos \kappa t + 1.$$

Для конкретного батанного механизма ткацкого станка:

$$c_{ПР} = (M_D - M_C) / \psi_{УПР.омн} = (FL^2) f = (FL^2 3EJ_x) / (FL^3).$$

Здесь F – сила, приложенная к ролику коромыслового толкателя, f – прогиб коромысла, E – модуль упругости стали, $E=2 \cdot 10^5$ Н/мм² (МПа), J_x – осевой момент инерции площади поперечного сечения щек коромысла, $J_x = J_x = bh^3/12$ отсюда:

$$c_{ПР} = (3Ebh^3) / (12L),$$

где b – суммарная ширина щек коромысла, b=10 мм; h – их высота, h=60 мм; L=60 м;

$$c_{ПР} = (2 \cdot 10^5 \cdot 10 \cdot 60^3) / (60 \cdot 4) = 18 \cdot 10^6 \text{ Нмм/рад.}$$

При $M_D=100$ Нм, соответствующем мощности двигателя 3 кВт и угловой скорости кулачка $\omega_{кул}=30\text{с}^{-1}$, для $M_C=0$, $J_{кор}=0,31$ кгм², $\psi_{1\max}-\psi_{01}=0,57$ рад., $T_{1П}=0,005$ с, что соответствует $\alpha_{1\max}=9^0$ и $\omega_{кул}=30$ с⁻¹, $R_{кул}=114,2$ мм расстояний между осями вращения кулачка и коромысла $L_0=128$ мм:

$$\begin{aligned} \kappa_{\dot{a}\dot{e}\dot{i}} &= \left[\cos \arccos(R^2 + L^2 - L_0^2) / 2RL \right] (P / \omega_{\dot{e}\dot{o}\dot{e}}) / I_{\dot{e}\dot{i}\dot{d}} D = \\ &= \left\{ (0,3 \cdot 100 \cdot 10^3) / 31 \cdot 10^4 \cdot 0,57 \right\} / (0,25 - 1/2 \cdot 3,14) \cdot \\ &\cdot (3,14 / 8 \cdot 30^2 \cdot 0,005^2) \cdot \cos(18/31 \cdot 10^4)^{1/2} 0,005 + 1 = 1,045. \end{aligned}$$

Такое значение коэффициента позволяет рекомендовать применение комбинированного профиля кулачка в частности для батанного механизма ткацкого станка и для других машин синусоидального закона аналога ускорения толкателей кулачковых механизмов.

Определение экстремального снижения инерционных нагрузений для видоизмененного [1] модифицированного трапециидального закона аналога ускорений выполняется приравниванием к нулю производной по углу поворота ведущего звена – кулачка первой части этого закона.

Для движения при синусоидальном законе модифицированной части трапециидального закона аналога ускорения его выражение угла поворота коромыслового толкателя имеет вид [5]:

$$\psi = (\psi_{\max} / \alpha_{\max}) \left[\alpha_1 - (\alpha_{П.П} / 2\pi) \sin(2\pi / \alpha_{П.П}) \alpha_1 \right],$$

здесь $\alpha_{П.П}$ – угол полного подъема или равного ему угла опускания для синусоидального закона аналога ускорения, $\alpha_{П.П} = \alpha'_{\max}$.

Отсюда дифференцированием по углу α_1 находятся:

$$\omega_{кор} = -(\psi_{\max} / \alpha_{\max}) \left[\cos(2\pi / \alpha_{П.П}) \alpha_1 \right];$$

$$\varepsilon_{кор} = (\psi_{\max}/\alpha_{\max})[(2\pi/\alpha_{п.п})\sin(2\pi/\alpha_{п.п})\alpha_1].$$

При дифференцировании по углу α_1 с приравнением к нулю:

$$\alpha\varepsilon_{кор}/\alpha\alpha_1 = (\psi_{\max}/\alpha_{\max})[(4\pi/\alpha_{п.п}^2)\cos(2\pi/\alpha_{п.п})\alpha_1] = 0,$$

т.к. $\psi_{\max}/\alpha_{\max} \neq 0$ и $4\pi^2/\alpha_{п.п}^2 \neq 0$, поэтому $\cos(2\pi/\alpha_{п.п})\alpha_1 = 0$, а $\arccos(2\pi/\alpha_{п.п})\alpha_1 = \pi/2$.

С учетом того, что $\alpha_{п.п.} = 4\alpha_{1\max}$ следует равенство:

$$(1/\alpha_{1\max})\alpha_1 = 1;$$

и для $\varepsilon_{кор} = \varepsilon_{кор\max}$ при $\alpha_1 = \alpha_{1\max}$ это условие принимает вид $1=1$.

Что свидетельствует о возможности осуществления принятого закона аналога ускорения с изменением направления движения ведомого звена без уменьшения аналога ускорения и выстоя, а также с допустимостью снижения максимального значения модуля аналога ускорения при увеличении углов опускания и подъема профиля кулачка $\alpha_{1\max} = \alpha_{3\max} = \alpha_{4\max}$, например, с 6^0 до 12^0 в рассмотренных случаях.

При этом кориолисово ускорение $a_{кор}$ по пространственному графическому построению плана ускорений (рис. 3) равно абсолютному ускорению в первом приближении:

$$a_{кор} = \varepsilon_{абс.кор} = (\Delta\psi/\Delta\alpha)\omega_{кул}^2 = (0,69/1)30^2 = 21,6 \text{ с}^{-1}.$$

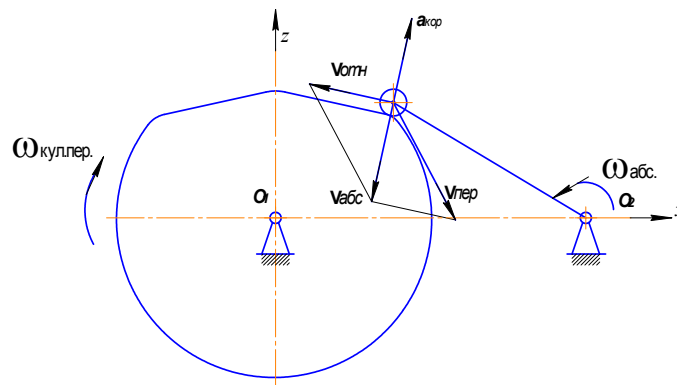


Рис. 3

Это необходимо для проектирования батанного механизма ткацкого станка для повышения его быстроходности и снижения металлоемкости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ярунов А.М., Шмидт Э.А., Смирнов В.В., Старков Г.И. и др. Исследование рабочего процесса механизмов ткацкогостанка-175 с целью повышения его производительности без снижения надежности. – Отчет Новосибирского электротехнического института по НИР. № гос. регистрации 71038322, инв. № Б 575561. – М. : ВИНТИ, 1977. – 138 с.
2. Малышев А.П., Воробьев А.М. Механика и конструктивные расчеты ткацких станков. – М.; Машгиз, 1960. – 357 с.
3. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов. – Л. : Машиностроение, 1976. – 328 с.
4. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. – М. : Наука, 1979. – 576 с.
5. Колчин Н.И. Механика машин. – т. 1. – М., Л. : Машгиз, 1962. – 357 с.