

Из равенств (3), (4) находим углы, соответствующие участкам перемещения и выстоя,

$$(\varphi_n + \varphi_n) = 360^\circ/48 = 7^\circ30',$$

$$\varphi_n = \varphi_n = 3^\circ45'.$$

Радиус кривизны рабочего профиля кулачка на участках перемещения определяем из соотношения (5)

$$\rho_n = 2 \cdot 6 = 12 \text{ (мм)}.$$

Приращение радиуса теоретического профиля кулачка находим по зависимости (6)

$$\Delta R = 2,5/2 = 1,25 \text{ (мм)}.$$

Величину минимального радиуса теоретического профиля кулачка $R_{\min} = 55,88$ мм определяем из уравнений (7), (8). Тогда максимальный радиус теоретического профиля кулачка находим из равенства (1)

$$R_{\max} = 55,88 + 30 = 85,88 \text{ (мм)}.$$

Угол $\gamma = 23^\circ47'49''$, соответствующий точке сопряжения дуг окружностей, определяем по зависимости (9). Соответствующий угол на кулачке $\bar{\varphi} = 2^\circ27'30''$ находим из равенства (10).

Длину коромысла $l \geq 77,20$ мм находим по зависимости (12), а длина стойки $l_0 \geq 103,73$ мм определяется равенством (13).

В короткошовных полуавтоматах наряду с кулачковым механизмом с коромысловым толкателем применяется кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем, проектирование которого проводится по зависимостям (1) — (10).

Полученные зависимости позволяют легко определять необходимые размеры кулачковых механизмов короткошовных полуавтоматов на стадии проектирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Полухин В. П. Проектирование механизмов швейно-обметочных машин. М., Машиностроение, 1972. 280 с.
2. Тер-Богдасаров А. В. Определение кинематических характеристик кулачков механизмов перемещения материала короткошовных полуавтоматов. — Оборудование для легкой промышленности, М., ЦНИИТЭИлегпищемаш, 1978, № 3.
3. Левитский Н. И. Кулачковые механизмы. М., Машиностроение, 1964. 287 с.

*Рекомендована кафедрой
машин и аппаратов швейного
и трикотажного производств КТИЛПа*

*Поступила в редакцию
8 декабря 1982 г.*

ИЗВЕСТИЯ ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ
ТЕХНОЛОГИЯ ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ, 1983, № 5

УДК 677.057.212

ДИНАМИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ШИВАНИЯ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫХ ПАНЕЛЕЙ

*Канд. техн. наук В. А. ГОРОБЕЦ, инж. С. М. ГЛОБЕНКО,
канд. техн. наук доц. В. А. ПИЩИКОВ*

*Киевский технологический институт
легкой промышленности*

Сообщение 2

По сравнению с известными машинами цепного стежка условия работы механизма иглы проектируемой машины имеют ряд особенностей. Главной из них является то, что игловодитель служит ведущим звеном

механизма перемещения материала [1]. В результате величина необходимого хода игловодителя равна сумме перемещений иглы в материале S_m , определяемой по известной методике [2], и величины хода толкателя, сообщаемого движению механизму перемещения материала a

$$S_x = S_m + a.$$

Особенностью механизма иглы является большое количество игл, что при специфичности сшиваемых материалов (пропитанной смолами стеклоткани) предопределяет большую величину полезных нагрузок.

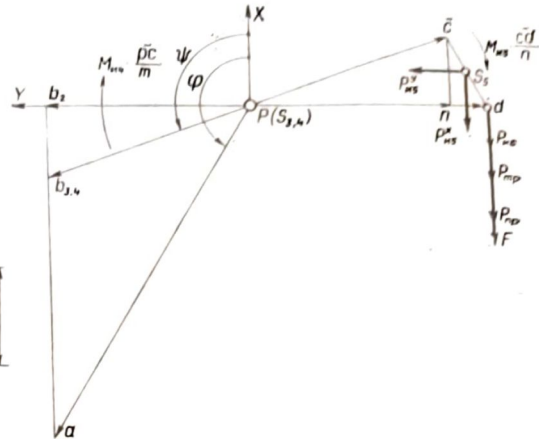
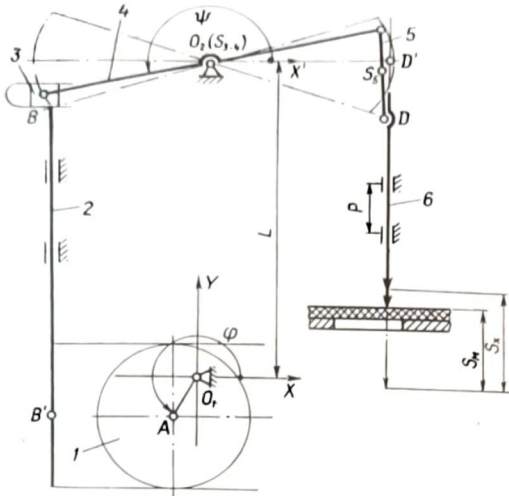


Рис. 1. Расчетная схема механизма иглы

Рис. 2. К определению момента сопротивления

С другой стороны, несмотря на сравнительно низкую частоту вращения главного вала ($40 \div 60 \text{ с}^{-1}$), при значительной массе ведомого звена (траверсы с иглами) закон движения существенно влияет на инерционные нагрузки.

Исходя из вышеизложенного, в качестве целевой функции оптимизационного синтеза механизма иглы принято обеспечение оптимальных динамических свойств механизма при заданной величине S_x . Критерием указанных свойств может служить момент сопротивления, создаваемый механизмом на главном валу [3].

Момент сопротивления для каждого из вариантов значений параметров механизма определим из аналитических соотношений, вытекающих из теоремы Н. Е. Жуковского, являющейся в свою очередь геометрической интерпретацией принципа возможных перемещений [4]

$$M_c^B = \frac{L_{OA}}{pa} \left(\sum_0^j P_i h_i + \sum_0^k M_i \frac{L_i^0}{L_i} \right), \quad (1)$$

где L_{OA} — радиус кривошипа (эксцентриситет эксцентрика); pa — отрезок плана скоростей (рис. 2), соответствующий скорости v . A кривошипа; P_i — сила инерции i -го звена; h_i — плечо i -й силы относительно полюса плана скоростей; L_i — длина i -го звена; L_i^0 — отрезок плана скоростей, соответствующий i -му звену; j — число подвижных звеньев механизма; k — число звеньев механизма, совершающих непоступательное движение.

С учетом необходимости обеспечения величины хода $S_x = 35,2 \text{ мм}$ [1] получим

$$M_c = k M_c^B, \quad (2)$$

где $k = S_x / S_x^B$ — отношение необходимого хода игловодителя к полученному в каждом из вариантов значению параметров синтеза. Значения

входных параметров, пределы, а также шаги изменения (Δb , Δn , Δh) выходных параметров приведены в табл. 1, 2. При этом полагаем, что центр тяжести звеньев 3 и 4 лежит в т. O_2 , пренебрегаем ввиду малости моментом инерции звена 3 и считаем, что при переборе вариантов механизма массы звеньев изменяются пропорционально длинам звеньев, а моменты инерции — пропорционально квадратам длин. Кроме того, учитываем, что силы полезного сопротивления действуют на следующих участках перемещения игловодителя: при движении вниз — усилие прокола ткани $P_{пр}$ (экспериментально установлено $P_{пр} = 500$ Н) — в интервале $S_m \div S_m - \delta$ (δ — толщина пакета ткани); при движении вверх — усилие, создаваемое механизмом транспорта $P_{тр}$ — в интервале $S_m \div S_x$. При этом последнее усилие

$$P_{тр} = \frac{Nf_1r}{l+x} \sin \varphi, \quad (3)$$

где N — нормальное давление на транспортирующий валик ($N = 150$ Н); f_1 — коэффициент трения между стеклотканью и поверхностью игольной пластины ($f_1 = 0,35$). Остальные величины, входящие в формулу (3), определены в работе [1].

Таблица 1

Геометрические параметры механизма

$O_1A = e$, мм	$BB' = b$, мм	Δb , мм	$BO_2 = c$, $O_2C = m$, $m = c$, мм	$CD = n$, мм	Δn , мм	$O_2D' = h$, мм	Δh , мм	$O_1O_2 = L$, мм	$CS = IS$, мм
17,6	245 ÷ 285	6	70	40 ÷ 120	10	60 ÷ 80	2	260	$n/2$

Таблица 2

Динамические параметры механизма

m_2 , кг	m_5 , кг	m_6 , кг	I_4 , кг·мм ²	I_5 , кг·мм ²
0,62	0,17	4,07	8,2	0,62

Таблица 3

Выходные параметры механизма

e , мм	b , мм	$c = m$, мм	n , мм	L , мм	h , мм	M_c , Н·мм	K
17,42	254	69,3	39,6	257	67,3	$8,53 \times 10^4$	0,99

Кроме того, учтем силу трения F в опорах игловодителя, создаваемую моментом от силы $P_{тр}$ и усилия пружины Q , считая последнее постоянным ($Q = 15$ Н),

$$F = f_2 \left(\frac{2P_{тр}r}{P} + Q \right),$$

где $P = 80$ мм — расстояние между опорами игловодителя; $f_2 = 0,15$ — коэффициент трения между игловодителем и опорами. Тогда выражение (1) при $\bar{p}a = L_{OA} = l$ примет вид

$$M_c = P_{н_2} \cdot \bar{p}\bar{b}_2 + P_{н_5}^x (\bar{p}\bar{a} - n\bar{s}) + P_{н_5}^y \bar{n}\bar{t} + (P_{н_6} + P_{пр} + P_{тр} + F) \bar{p}\bar{d} + M_{н_4} \frac{\bar{p}\bar{c}}{m} + M_{н_6} \frac{\bar{c}\bar{d}}{n}. \quad (4)$$

Из рис. 2, на котором изображен повернутый на 90° в соответствии с теоремой Н. Е. Жуковского план скоростей механизма с приложенными к нему силами, вытекают значения некоторых величин, входящих в выражение (4),

$$\bar{p}\bar{a} = e; \quad \bar{p}\bar{b}_2 = e \sin \varphi; \quad \bar{p}\bar{n} = -e \frac{c}{m}; \quad \bar{p}\bar{c} = -e \sin \varphi / \sin \psi;$$

$$\begin{aligned} p\bar{b}_a &= -pc; & n\bar{d} &= e \sin \varphi / \operatorname{tg} \psi \operatorname{tg} \beta; & n\bar{s} &= n\bar{d} (1 - l_s/n); \\ p\bar{d} &= -e \sin \varphi (1 - \operatorname{ctg} \psi \operatorname{ctg} \beta); & c\bar{n} &= -e \sin \varphi \operatorname{ctg} \psi; \\ n\bar{l} &= cn'l_s/n; & c\bar{d} &= e \sin \varphi \operatorname{ctg} \psi / \sin \beta. \end{aligned}$$

Для определения некоторых линейных ускорений центров тяжести и угловых ускорений звеньев рассмотрим функцию положения ведомого звена механизма

$$S = -m \cos \gamma - n \cos \beta,$$

где
$$\gamma = \arccos \left(\frac{e \cos \varphi + L - b}{c} \right); \quad \beta = \arcsin \left(\frac{h - m \sin \gamma}{n} \right).$$

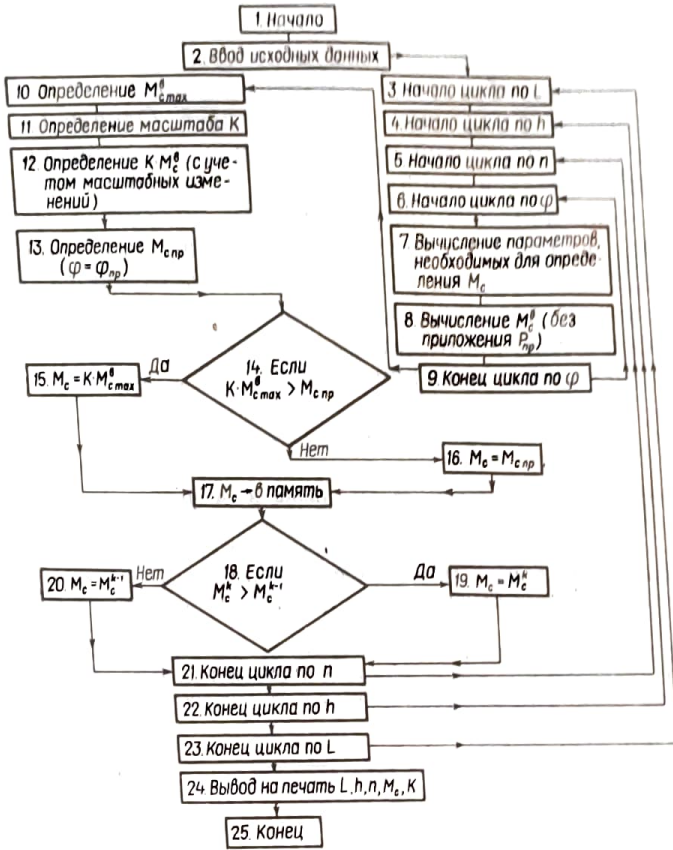


Рис. 3. Блок-схема программы синтеза

Тогда вторая производная данной функции по переменной φ имеет вид

$$\ddot{S} = m (\ddot{\psi} \sin \psi + \dot{\psi}^2 \cos \psi) + n (\ddot{\beta} \sin \beta + \dot{\beta}^2 \cos \beta),$$

где
$$\dot{\psi} = e \sin \varphi / m \sin \psi; \quad \dot{\beta} = \dot{\psi} m \cos \psi / n \cos \beta;$$

$$\ddot{\psi} = \frac{l_s}{m} \left(\frac{\cos \varphi \sin \psi - \dot{\psi}' \sin \varphi \cos \psi}{\sin^2 \psi} \right);$$

$$\ddot{\beta} = -\frac{m}{n} \left(\frac{\dot{\psi} (\sin \beta \cos \psi - \dot{\psi} \sin \psi \cos \beta) + \ddot{\psi} \cos \psi \cos \beta}{\cos^2 \beta} \right).$$

Проекция ускорения центра тяжести звена 5 определяются из условия

$$y_{S_5} = \ddot{S} - l_S \cos \beta; \quad x_{S_5} = m (\dot{\gamma} \sin \gamma + \dot{\gamma}^2 \cos \gamma) + 0,5n (\dot{\beta} \sin \beta + \dot{\beta}^2 \cos \beta).$$

С учетом найденных кинематических характеристик определим инерционные нагрузки, действующие в механизме,

$$P_{n_5} = \dot{\varphi}^2 c m_{\beta} \cos \varphi; \quad P_{n_5}^x = \dot{\varphi}^2 m_{\beta} x_{S_5};$$

$$P_{n_5}^y = \dot{\varphi}^2 m_{\beta} y_{S_5}; \quad P_{n_5} = \dot{\varphi}^2 m_{\beta} \ddot{S};$$

$$M_{n_5} = \dot{\varphi}^2 I_{S_5} \dot{\gamma}; \quad M_{n_5} = \dot{\varphi}^2 I_{S_5} \dot{\beta},$$

где φ — угловая скорость главного вала ($\varphi = 60$ рад/с).

Оптимизация параметров механизма иглы проводилась при помощи ЭВМ ЕС-1020. Блок-схема программы приведена на рис. 3.

Значения выходных параметров синтеза механизма иглы и минимальные значения M_c приведены в табл. 3. Краевое значение параметра n объясняется тем, что максимум целевой функции, который, как и следовало ожидать, образуется в момент прокола материала, уменьшается при неограниченном уменьшении звена 5. Однако из конструктивных соображений и условий передачи движения в механизме дальнейшее уменьшение указанного параметра нецелесообразно.

Выбор рационального профиля рабочего участка коромысла механизма перемещения материала и оптимизация параметров механизма иглы, проведенные в данной работе, позволяют улучшить техническую и эксплуатационную характеристики проектируемой машины.

Предложенные в работе методы и алгоритмы расчета могут быть использованы при проектировании подобных механизмов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Горобец В. А., Глобенко С. М., Пищиков В. А. Динамический синтез исполнительных механизмов швейной машины для сшивания теплоизоляционных панелей, сообщение 1. — Изв. вузов. Технол. легкой пром-сти, 1983, № 4, с. 112—117.
2. Пищиков В. А., Сараев Н. К., Трачун А. М. Определение ходов петлителя машин двухниточного цепного стежка. — Изв. вузов. Технол. легкой пром-сти, 1974, № 3, с. 120—124.
3. Блехерман Е. Х., Полухин В. П. Моменты сопротивления движению швейных машин. — Изв. вузов. Технол. легкой пром-сти, 1982, № 1, с. 104—106.
4. Артоболевский И. И. Теория механизмов. М., Наука, 1967.

Рекомендована кафедрой
машин и аппаратов швейного
и трикотажного производств
КТИЛПа

Поступила в редакцию
30 марта 1983 г.

ИЗВЕСТИЯ ВЫСШИХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ
ТЕХНОЛОГИЯ ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ, 1983, № 5

УДК 685.31.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЯ НАТЯЖЕНИЯ ПОЛОТНА, СМАТЫВАЕМОГО С РУЛОНА С ПОСТОЯННОЙ ЛИНЕЙНОЙ СКОРОСТЬЮ

Инж. В. И. КНЯЗЕВ, докт. техн. наук проф. Г. А. ПИСКОРСКИЙ

Киевский технологический институт
легкой промышленности

Широкое применение искусственных и синтетических рулонных материалов в легкой промышленности дает возможность раскраивать детали из многослойных настилов.