

ранной заказчиком модели конструируются детали кроя. При этом отпадает необходимость примерок при изготовлении одежды. ЭВМ может использовать существующую методологию конструирования или «обучается» кроить на опыте самых квалифицированных закройщиков. Результаты могут быть в виде: лекал, вычерченных в натуральную величину на графопостроителе; ленточки с данными обмера; кроя, полученного на вышерассмотренной лазерной установке ЛУРМ-1600 в соответствии с управляющей программой, рассчитанной непосредственно на ПТК-100.

Кроме того, институт разработал ряд автоматических устройств, которые могут найти применение в различных машинах легкой промышленности.

Устройство для измерения температуры поверхности вращающихся валков основано на передаче тепла радиацией и конвекцией от вала к теплоприемнику измерительного устройства, установленному с зазором 0,5—0,8 мм по отношению к валу. Диапазон измеряемой температуры 20...150 °С, погрешность измерения $\pm 2^\circ\text{C}$, инерционность — не более 10 с.

Устройство УКШМ-2 предназначено для бесконтактного автоматического контроля ширины материала различной плотности (от нетканого материала до марли). Используются пневматический принцип слежения за краем материала и электронная система обработки информации.

Регулируемый электропривод переменного тока ПРБ-1 на базе асинхронной муфты скольжения позволяет плавно регулировать скорость в диапазоне 1:10. Блок управления приводом — бесконтактный, выполнен на элементах микроэлектроники. Диапазон мощностей 1,5—7,5 кВт.

Пневматический распределитель с электромагнитным управлением РПЭУ предназначен для преобразования электрических импульсов в пневматические и применяется в электропневматических системах управления различными машинами. Особенностью является отсутствие механической связи между якорем электромагнита и золотником, что обеспечивает высокую надежность изделия.

В настоящее время ВНИИЛтекмаш работает над созданием систем программного управления швейными и трикотажными машинами на основе микроэлектроники.

УДК 677.057.212

ДИНАМИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ СШИВАНИЯ 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 1

При разработке швейной машины [1, 2] возникает задача выбора структуры и определения размеров звеньев ее исполнительных механизмов. С учетом особенностей процесса сшивания теплоизоляционных панелей и по конструктивным соображениям в машине предусмотрен плоский семизвенный механизм иглы (рис. 1).

Ввиду удаленности транспортирующих валиков от главного вала и сравнительно небольшой скорости работы машины (40—60 с⁻¹) в качестве ведущего звена механизма транспорта принят игловодитель 6. Иг-

Доводитель воздействует роликом 8 на коромысло 9, которое через роликную муфту 10 сообщает вращательное движение транспортирующей валике 11. Холостой ход коромысла и муфты осуществляется пружиной 7.

Синтез указанных взаимообуславливающих механизмов представляется целесообразным начать с механизма транспорта, чтобы получить

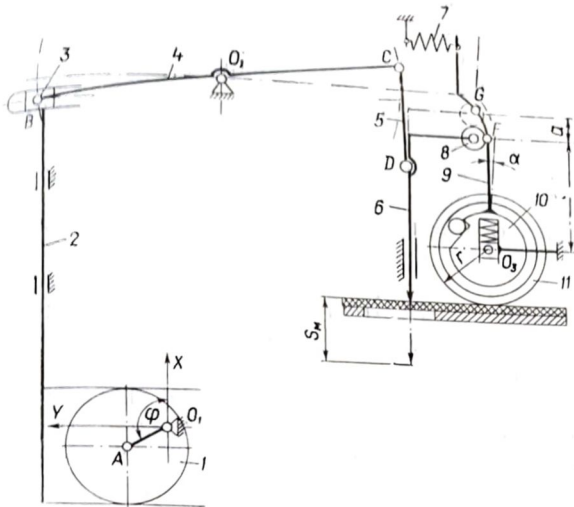


Рис. 1. Схема механизма иглы и перемещения материала

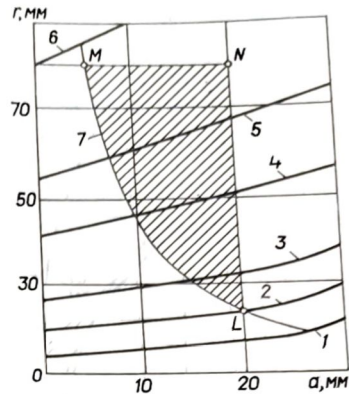


Рис. 2. К определению радиуса транспортирующего валика:

1-6 — графики функции $r(a)$ при $y(a)$ соответственно 30, 20, 15, 10, 7, 5 мм; 7 — крайняя линия области выбора значений r , отвечающих условию $v_{\text{доп}} < 45^\circ$

значение необходимого хода иглы, являющегося исходным для определения параметров механизма иглы. Определению при этом подлежат уравнение $y = f(x)$ профиля участка FG коромысла 9 и радиус r транспортирующего валика 11. Это уравнение определяет величину a рабочего хода ролика 8. Зависимость между уравнением $y(a)$ профиля FG и радиусом r транспортирующего валика имеет вид

$$r = \frac{l}{\arctg \frac{y(a)}{t + a}}, \quad (1)$$

где $l = 5$ мм — длина стежка; $t = 80$ мм — конструктивно обусловленное расстояние от центра O_3 транспортирующего валика до начала F профиля коромысла.

На рис. 2 представлены графики 1-6 зависимости (1) для различных $y(a)$. Исходя из допустимого угла давления $v_{\text{доп}} = 45^\circ$, что соответствует условию $y(a) = a$, и задавшись предельными значениями $a_{\text{max}} = 20$ мм и $r_{\text{max}} = 80$ мм, получим область LMN , внутри которой лежат приемлемые значения величины r .

Исходя из конструктивных ограничений, можно принять любое значение радиуса транспортирующего валика, входящее в заданную область. Однако следует учитывать, что уменьшение радиуса валика приближает к краевой линии ML области, т. е. ухудшает условия передачи движения, исключает возможность подбора благоприятного в динамическом отношении профиля коромысла. Увеличение же указанного радиуса, хотя и улучшает условия сцепления валика с материалом и динамические характеристики механизма иглы за счет уменьшения величины a , но увеличивает массу звеньев механизма транспорта и инерционные нагрузки, создаваемые при транспортировании. Количественно оценить влияние каждого из этих факторов на данном этапе синтеза не представляется возможным, поскольку еще не известны значения параметров механизмов иглы и транспорта. Поэтому предварительно выбираем радиус

транспортирующего валика r в середине области LMN вблизи кривой 5, которая характеризует значение $y(a) = 0,5 a$, т. е. $v_{ср} < 30^\circ$. Отсюда $r \approx 60$ мм.

При определении уравнения профиля основным условием синтеза примем получение рационального закона перемещения ведомого звена и материала. В качестве дополнительных условий служит обеспечение

приемлемых значений углов давления в механизме и величины хода ведущего звена (игловодителя). Задача характеризуется рядом особенностей: во-первых, ведущим звеном в данном случае является не кулачок, а толкатель; во-вторых, ведущее звено движется неравномерно, причем закон его движения будет известен только после синтеза механизма иглы. Указанный синтез может быть выполнен лишь после определения необходимой величины a . Поэтому требуется предварительно задаться функцией положения ведущего звена.

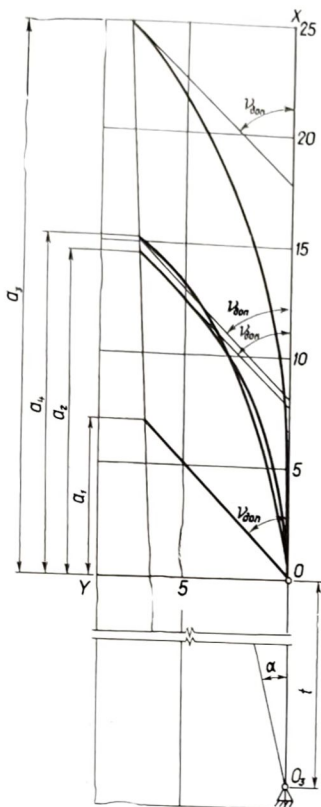
Рассматривая структуру механизма иглы (рис. 1), можно убедиться, что при симметричном размахе коромысла 4 относительно горизонтальной оси функцию положения ведущего звена можно в первом приближении принять гармонической. При равных величинах плеч коромысла 4 ($O_2B = O_2C$) она имеет вид

$$X = a - e(1 + \cos \varphi), \quad (2)$$

где e — эксцентриситет ведущего эксцентрика.

Рис. 3. Теоретические профили коромысла $y=f(x)$, полученные при синтезе:

1 — прямая линия; 2 — квадратная парабола; 3 — сложный профиль; 4 — кубическая парабола



В соответствии с основным условием синтеза необходимо обеспечить по возможности меньшее значение максимального углового ускорения ε_{\max} транспортирующего валика и коромысла 8 при рабочем ходе механизма транспорта, а также отсутствие ударов при взаимодействии толкателя с коромыслом. Поскольку ось O_3 коромысла находится на продолжении оси X (рис. 3), то аналог указанного ускорения в любой момент времени

$$\varepsilon = \frac{d^2y/d\varphi^2}{t+x}. \quad (3)$$

Дополнительное условие синтеза — обеспечить возможность передачи движения в механизме — имеет вид (рис. 3)

$$v = \arctg \frac{dy}{dx} \leq v_{\text{доп}}, \quad (4)$$

где $v_{\text{доп}}$ — допустимый угол давления в механизме; dy/dx — производная уравнения профиля.

Рассмотрим влияние различных видов профиля коромысла на кинематические и динамические характеристики ведомого звена. Аналог скорости коромысла при этом находим из формулы для вычисления производной функции, заданной параметрически,

$$\frac{dy}{d\varphi} = \frac{dy}{dx} \cdot \frac{dx}{d\varphi} = \frac{dy}{dx} e \sin \varphi. \quad (5)$$

В простейшем случае, когда $\frac{dy}{dx} = C_1 = \text{const}$, профиль коромысла представляет собой наклонную прямую $y = C_1 x$. Здесь закон движения коромысла аналогичен закону движения ведущего звена, т. е. близок к гармоническому. Однако в начале рабочего хода коромысла будет иметь место жесткий удар, так как согласно формуле (5) значение $\frac{dy}{d\varphi_n}$ в момент φ_n — выхода иглы из материала — не равно нулю. Жестких ударов можно избежать, вводя в функцию $\frac{dy}{d\varphi}$ переменную x , а для получения безударного профиля — x^2 . В этих случаях профили коромысла будут представлять собой соответственно квадратную ($y = C_2 x^2$) и кубическую ($y = C_3 x^3$) параболы.

Постоянные коэффициенты $C_1 - C_3$ и величины рабочих ходов толкателя a для каждого профиля определяются из следующих начальных условий:

$$\text{при } x = a \quad \frac{dy}{dx} = \text{tg } \nu_{\text{доп}}; \quad y = \frac{l}{r} (a + t). \quad (6)$$

Уравнения профилей находим для $\nu_{\text{доп}} = 45^\circ$.

Для вычисления величины e определяем по методике [3] величину перемещения иглы в материале S_m ($S_m = 20$ мм). Тогда указанные уравнения будут иметь вид

$$y_1 = x, \quad y_2 = 0,0329x^2, \quad y_3 = 0,0005x^3.$$

Получение профиля, обеспечивающего отсутствие жестких ударов, может быть достигнуто также, если скорость коромысла имеет две гармонические составляющие, сдвинутые по фазе $\left(\frac{dy}{d\varphi} = C_4 e \cdot \sin(\varphi - \varphi_n) \cdot \sin \varphi\right)$, что обращает ее в ноль в момент начала рабочего хода.

Производная профиля имеет вид

$$\frac{dy}{dx} = C_4 \sin(\varphi - \varphi_n),$$

где значения тригонометрических функций углов φ и φ_n определяются из уравнения (2)

$$\sin \varphi = \frac{\sqrt{e^2 - (a - e - x)^2}}{e}; \quad \cos \varphi = \frac{a - e - x}{e};$$

$$\sin \varphi_n = \frac{\sqrt{2ae - a^2}}{e}; \quad \cos \varphi_n = \frac{a - e}{e}.$$

Постоянную C_4 вычислим из условия (4)

$$C_4 = \frac{dy}{dx} \max = \text{tg } \nu_{\text{доп}} = 1.$$

В отличие от парабол, максимальное значение угла давления (точка перегиба профиля) будет не в крайней точке ($x = a$), а в момент

$$\varphi = -\left(\varphi_n + \frac{\pi}{2}\right),$$

т. е. при

$$x = a - e + \sqrt{2ae - a^2}.$$

Уравнение профиля получим интегрированием функции dy/dx

$$y = \int \sin(\varphi - \varphi_n) dx = \frac{a - e}{e^2} \int \sqrt{e^2 - (a - e - x)^2} dx -$$

$$-\frac{\sqrt{2ae-a^2}}{e^2} \int (a-e-x) dx = \frac{e-a}{e^2} \left[\frac{a-e-x}{2} \sqrt{e^2-(a-e-x)^2} + \right. \\ \left. + \frac{e^2}{2} \arcsin \frac{a-e-x}{e} \right] - \frac{\sqrt{2ae-a^2}}{e^2} [(a-e)x - x^2] + C.$$

Постоянная интегрирования C определяется из начальных условий при $x=0, y=0$, отсюда

$$C = \frac{a-e}{e^2} \left(\frac{a-e}{2} \sqrt{2ae-a^2} + \frac{e}{2} \arcsin \frac{a-e}{e} \right).$$

Величину необходимого рабочего хода толкателя a определим, подставляя в уравнение (7) начальное условие (6) и условие $e = \frac{a+S_M}{2}$,

$$\frac{a-S_M}{4} \left[\frac{\pi}{2} + \arcsin \left(\frac{a-S_M}{a+S_M} \right) \right] + \frac{\sqrt{S_M a}}{2} = (a+t) \frac{l}{r}.$$

После подстановки численного значения a в уравнение (7) окончательно получим уравнение профиля

$$Y_4 = 10^{-2} [2,73x^2 + 9,84x + 17,6 - (0,486 + 0,27x) \times \\ \times \sqrt{18,2^2 - (x+1,8)^2} - 89,4 \arcsin (0,055x - 0,0908)].$$

Значения величин $a, e, \epsilon_{\max}, \varphi_B$, а также величин y'_B и y''_B скачков аналогов скорости и ускорений в момент начала рабочего хода толкателя для всех рассматриваемых профилей, являющихся динамическими критериями оценки последних, приведены в таблице. При этом $\epsilon_{\max}, y'_B, y''_B$ вычисляли при помощи формул (3) и (5) и их производных по переменной φ . Теоретические профили коромысла приведены на рис. 3.

Действительные профили коромысла можно получить введением в уравнения теоретических профилей постоянной величины радиуса ролика толкателя.

Анализ полученных данных позволяет сделать вывод, что применение профиля в виде наклонной прямой обеспечивает минимальный ход иглы, а также меньшие, по сравнению с другими видами профиля, инерционные нагрузки при транспортировании материала. Однако условия работы самого механизма транспорта здесь неблагоприятны, поскольку значительный скачок скорости y'_B приводит к жесткому удару в начале работы. С другой стороны, несмотря на обеспечиваемую плавность перемещения материала в начале движения, профиль y_3 в виде кубической параболы создает наибольшие ускорения материала в момент окончания рабочего хода толкателя. Кроме того, применение этого профиля требует значительного увеличения хода механизма иглы, что в свою очередь приводит к ухудшению динамики последнего. Поэтому для проектируемого механизма выбираем профиль y_2 в виде квадратной параболы, который по динамическим характеристикам перемещаемого материала и величине рабочего хода толкателя сопоставим со сложным профилем y_4 , однако обеспечивает большую плавность указанного перемещения, так как скачок ускорения (нежесткий удар y''_B) в случае применения данного профиля значительно меньше.

Значения критериев оценки профилей коромысла

Профиль	$a, \text{ мм}$	$e, \text{ мм}$	$\epsilon_{\max}, \text{ рад/рад}$	$Y'_B, \text{ мм/рад}$	$Y''_B, \text{ мм/рад}$	$\varphi_B, \text{ град}$
1	7,0	13,5	0,155	11,8	-6,5	118,8
2	15,2	17,6	0,184	—	1,1	98
3	25,4	22,7	0,215	—	—	83,2
4	16,4	18,2	0,203	—	16,3	95,6

ЛИТЕРАТУРА

1. А. с. 931845 (СССР). Многоигольная швейная машина цепного стежка / Пищиков В. А., Глобенко С. М. и др.—ОИПОТЗ, 1982, № 20.
2. Пищиков В. А., Глобенко С. М. Швейная машина для шивания теплоизоляционных панелей.—Изв. вузов. Технол. легкой пром-сти, 1981, № 1, с. 85—87.
3. Пищиков В. А., Сараев Н. К., Трачун А. И. Определение ходов петлителя машин двухниточного цепного стежка, сообщение 1.—Изв. вузов. Технол. легкой пром-сти, 1974, № 3, с. 120—124.

Рекомендована кафедрой
машин и аппаратов швейного
и трикотажного производств КТИЛПа

Поступила в редакцию
30 марта 1983 г.

УДК 687.053.534

ТОРМОЖЕНИЕ ШВЕЙНОГО ПОЛУАВТОМАТА 525 КЛ. МЕХАНИЧЕСКИМ ОСТАНОВОМ

Канд. техн. наук Е. Х. БЛЕХЕРМАН, докт. техн. наук проф. В. П. ПОЛУХИН

Всесоюзный научно-исследовательский институт
легкого и текстильного машиностроения

Расчету и проектированию механического останова швейного полуавтомата посвящены работы [1—4], в которых рассматривается одна из конструктивных схем останова — останов с буферными пружинами, расположенными в жестко закрепленном на главном валу шкиве. В этих работах момент сопротивления полуавтомата принят постоянным, отсутствует методика экспериментального определения момента инерции и момента сопротивления полуавтомата; кроме того, не учитываются массы (моменты инерции) подвижных элементов самого останова.

В данной работе с учетом полученных ранее величин моментов инерции и сопротивления [5, 6] рассматривается на примере останова швейного полуавтомата 525 кл. первый из трех основных этапов торможения главного вала [7]. Первый этап торможения предусматривается конструкцией останова для понижения скорости вращения главного вала с целью уменьшения до допустимых величин инерционных нагрузок на элементы и механизмы головки полуавтомата при ее фиксации стопором (пальцем).

После подачи команды на включение останова возвратная пружина¹ отклоняет поворотную часть до контакта пальца с торцом *a* шкива (рис. 1, *a, б*) в области точки *B*. При вращении шкива по часовой стрелке конец пальца описывает траекторию H_1H_2 (ось пальца совпадает с неподвижной осью *OX*). Эта траектория проходит выше выборки *ГД* на шкиве. При дальнейшем вращении шкива палец под действием возвратной пружины проваливается в выборку профилированного участка *АВВГ* до контакта с торцом *б* и поверхностью *БВ* в точке *H*. Одновременно происходит переброс приводного ремня на холостой шкив и отключение главного вала полуавтомата от двигателя. С момента отключения главного вала его движение определяется взаимодействием пальца с поверхностями профилированного участка и торца *б* шкива и потерями на трение в головке полуавтомата.

Профилированный участок шкива полуавтомата 525 кл. имеет архимедову спираль *БВ*, участок постоянного радиуса *ВГ*, выборку *ГД* и упор *в*. К поверхностям спирали *БВ* и постоянного радиуса *ВГ* палец прижимается усилием пружины пальца, а к торцу *б* шкива — усилием возвратной пружины.

Допуская, что контакт пальца с торцом *б* и поверхностью спирали

¹ Наименования элементов останова даны в соответствии с работой [7]