

ОПТИМИЗАЦИЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ШАГОВОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА МЕХАНИЗМА ВЕРХНЕГО ПРИЖИМА МАТЕРИАЛА ШВЕЙНОГО ПОЛУАВТОМАТА

А.П. Давыдько, Б.С. Сункуев

В швейных полуавтоматах с микропроцессорным управлением, предназначенных для стачивания по контуру материалов верха обуви, для улучшения качества стачивания необходимо использовать верхний прижим [1]. В процессе стачивания материалов, закрепленных в специальной кассете, верхний прижим совершает вертикальные колебательные движения с выстоем в крайних положениях [2, 3], прессуя пакет материалов при проколе иглой, удерживая его при выходе иглы из материалов и освобождая пакет при транспортировании на длину стежка. Кроме того, при холостых перемещениях кассеты с материалом верхний прижим должен находиться в крайнем верхнем положении, не препятствуя перемещению конструктивных элементов, выступающих над поверхностью кассеты, на величину до 13 мм.

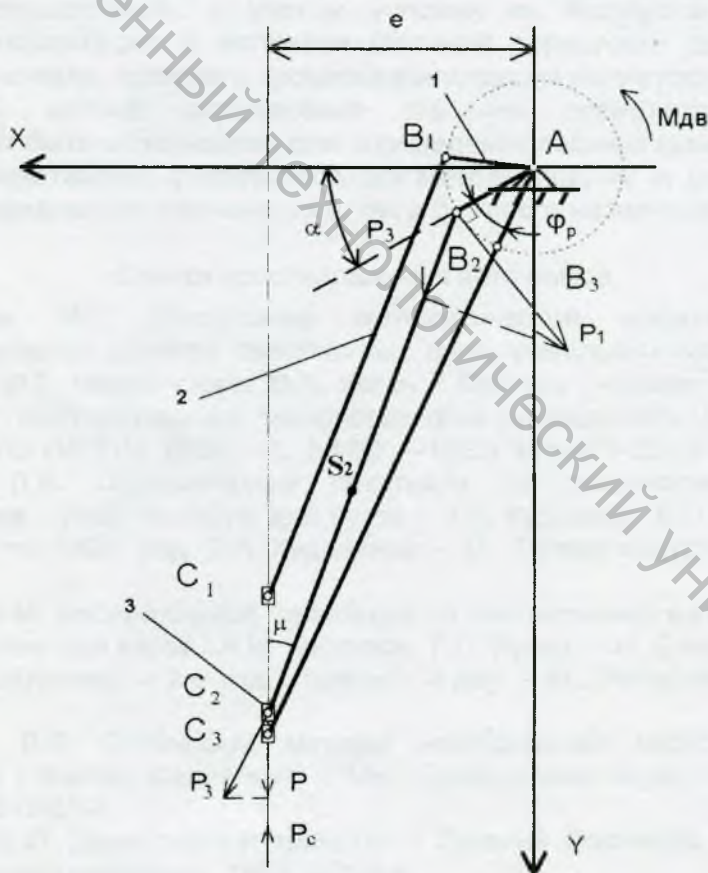


Рисунок 1

1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – ползун.

В наибольшей степени предъявленным требованиям соответствует кривошипно-ползунный механизм верхнего прижима с приводом от шагового электропривода [2] представленный на рис. 1.

Для определения максимальной производительности полуавтомата с использованием механизма верхнего прижима, произведем оптимизацию механизма по параметрам движения - скорости и ускорения, при его опускании. Для этого используем методику, изложенную в [4], когда закон движения ротора шагового электродвигателя (ШЭД) имеет разгон в начале и торможение в конце своего движения, с постоянной величиной ускорения – рис. 2.

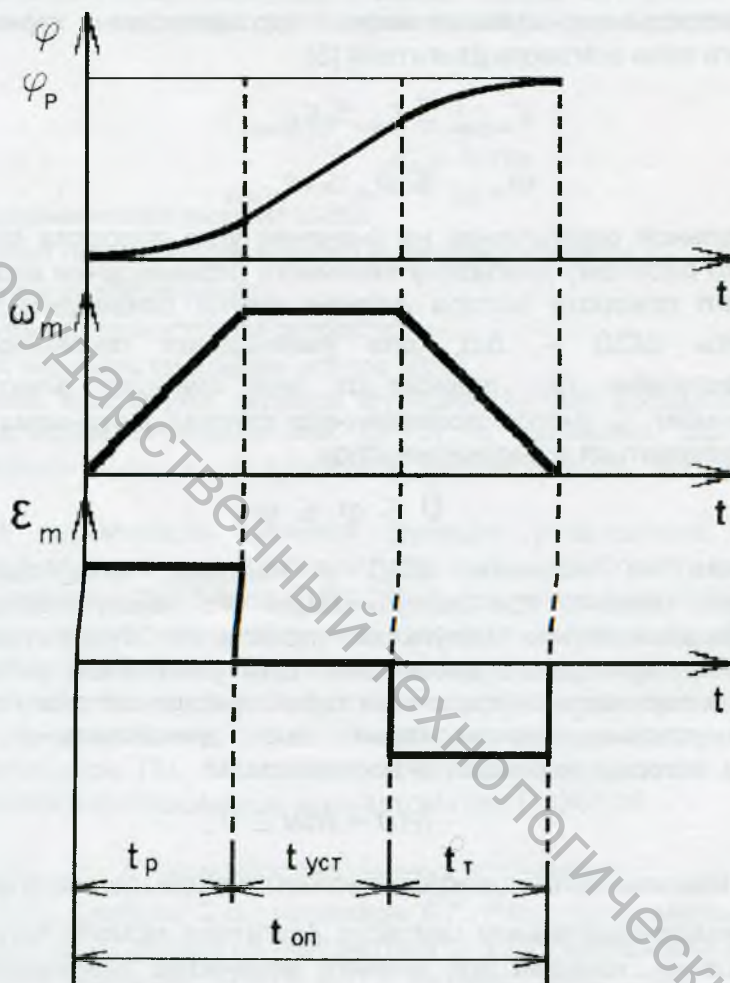


Рисунок 2 - Параметры движения механизма верхнего прижима

φ_p – угол поворота ротора при рабочем ходе;

t_p – время разгона ротора ШЭД;

$t_{уст}$ – время установившегося движения ротора ШЭД;

t_r – время торможения ротора ШЭД;

$t_{оп}$ – время опускания верхнего прижима.

В качестве целевой функции для перемещения вниз верхнего прижима определим функцию:

$$n = \frac{60 * K_{оп}}{\frac{\varphi}{\omega_m} + \frac{\omega_m}{\varepsilon_m}} \quad (1)$$

где n – частота вращения главного вала швейной головки;

$K_{оп}$ – коэффициент опускания верхнего прижима, за оборот главного вала полуавтомата (0,333);

φ – угол поворота ротора при опускании верхнего прижима;

ω_m – максимальная угловая скорость ротора ШЭД;

ε_m – максимальное угловое ускорение ротора ШЭД.

Требуется определить максимум целевой функции с наложенными следующими ограничениями:

1. Ограничение на параметры движения механизма. Значения угловых скоростей и угловых ускорений ротора шагового двигателя ограничиваются областью существования динамических механических характеристик для рассматриваемого типа шагового двигателя [5]:

$$\varepsilon_{m \min} \leq \varepsilon_m \leq \varepsilon_{m \max}, \quad (2)$$

$$\omega_{m \min} \leq \omega_m \leq \omega_{m \max}. \quad (3)$$

2. Функциональное ограничение на значение угла поворота ротора ШЭД – φ соответствующего рабочему диапазону линейного перемещения верхнего прижима. Причем этот угол поворота ротора должен кратно соизмеряться с величиной угловой дискреты ШЭД – $\Delta\alpha$ для уменьшения погрешности отработки перемещения (величина $\Delta\alpha$ зависит от типа шагового электродвигателя и является постоянной). С учетом проведенного синтеза механизма (рис. 1) ротор ШЭД будет поворачиваться в диапазоне углов:

$$0 \leq \varphi \leq \varphi_p \quad (4)$$

3. Ограничение на моменты ШЭД и нагрузки. Создаваемый шаговым электродвигателем момент, при синхронизации его переключаемого магнитного поля с последовательностью импульсов управления, будет уравниваться моментом нагрузки приводного механизма. Для устойчивой работы механизма верхнего прижима параметры нагрузочных характеристик шагового привода должны удовлетворять условию согласования его динамическим механическим характеристикам, которые выражаются неравенством:

$$M_d - M_n \geq 0, \quad (5)$$

где M_d – максимальный движущий момент ротора шагового двигателя;

M_n – приведенный к валу шагового двигателя момент нагрузки для этапа перемещения, который для данного механизма описывается следующим образом [3]:

$$M_n = I_{пр} \frac{d}{dt} \omega + \frac{\omega^2}{2} \frac{d}{d\varphi} I_{пр}, \quad (6)$$

где $I_{пр}$ – приведенный момент инерции механизма;

ω – угловая скорость кривошипа 1;

φ – угол поворота ротора ШЭД.

Из анализа механизма (рис. 1) приведенный момент инерции его к валу шагового электропривода определяется зависимостью:

$$I_{пр} = m_3(u_{31})^2 + m_2(u_{21})^2 + I_{s2}(i_{21})^2 + I_1, \quad (7)$$

где m_3 – масса ползуна 3 механизма;

m_2 – масса шатуна 2 механизма;

u_{31} – передаточное число между ползуном 3 и кривошипом 1;

u_{21} – передаточное число между линейной скоростью шатуна 2 и кривошипом 1;

I_{S2} – момент инерции шатуна относительно центра масс шатуна 2 – S_2 ;

i_{21} – передаточное число между угловой скоростью шатуна 2 и угловой скоростью кривошипа 1;

I_1 – момент инерции кривошипа и ротора ШЭД относительно оси вращения.

Динамический момент ШЭД зависит от ускорения и скорости вращения ротора. Эти зависимости определены ранее в работах [4, 5] для различных видов ШЭД. В работах установлено, что динамический момент ШЭД, при различных значениях углового ускорения, наиболее достоверно описывается дробно-рациональной функцией вида:

$$M_{\partial_i} = \frac{1}{a_i + b_i \cdot \omega}, \quad (8)$$

где M_{∂_i} – динамический момент ШЭД;

i – порядковый номер используемого углового ускорения ε_m ;

a_i – свободный коэффициент;

b_i – коэффициент при угловой скорости;

ω – угловая скорость вращения ротора ШЭД.

Для нахождения максимума целевой функции (1) был составлен алгоритм, по которому в диапазоне определенном (2, 3), с заданным шагом изменялись параметры движения – ω_m, ε_m , с проверкой выражения (5), при функциональном ограничении (4).

В результате оптимизации целевой функции установлено, что при всех наложенных ограничениях на целевую функцию наиболее подходящим, из рассмотренных, является ШЭД типа ДШИ-200-3, при ускорении 20000 с^{-2} и скорости 120 с^{-1} , при этом производительность полуавтомата составит до 1600 об/мин, что удовлетворяет заявленной производительности швейного полуавтомата ПШ-1.

Оптимизированные кинематические параметры движения механизма были использованы при разработке управляющей программы системы управления швейным полуавтоматом ПШ-1 с механизмом верхнего прижима и для системы управления швейным короткошовным полуавтоматом ПШК-100.

Список использованных источников

1. Давыдько А.П., Сункуев Б.С., Кириллов А.Г. Разработка механизма верхнего упора с шаговым приводом на полуавтомате ПШ-1 для сборки заготовок верха обуви // Тезисы докладов 33 НТК, ВГТУ, Витебск, 2000г. с. 84.
2. Давыдько А.П., Сункуев Б. С., Кирилов А. Г., Шнейвайс И. Л., Дервояд О. В. Разработка структуры и оптимизация параметров системы динамического контроля толщины материалов при стачивании // Отчет о НИР ГБ-2000-278, ВГТУ, Витебск, 2000г. с. 24-27.
3. Давыдько А.П., Сункуев Б. С., Терентьев В.П. Оптимизация режимов работы механизма и параметров верхнего упора с шаговым приводом на полуавтомате ПШ – 1 для сборки заготовок верха обуви., Витебск, Вестник ВГТУ, 2001г. с. 67-70.
4. Сункуев Б.С., Кузнецова Т.В. Повышение производительности швейных полуавтоматов с микропроцессорным управлением. // Вестник ВГТУ, Витебск 1999г. с. 60-64.
5. Дусматов Х.С., Сункуев Б.С., Радченко Э.В. Экспериментальное исследование механических характеристик шагового электродвигателя // Сборник научных трудов ВГТУ, ч.1., Витебск, ВГТУ, 1995г. с. 127.

SUMMARY

For reception given capacity sewing semiautomatic, when use the mechanism upper press, is made optimization his kinematics parameters. As drive was used crossbar electric drive, for which parameter to optimization were shown angular velocity and speedup. The Functional restrictions at optimization emerged: maximum and minimum velocity and speedup, as well as worker corner tumbling of the rotor of the drive with checking for excess of the operative moment of the engine on brought about gross of the crossbar engine by moment of the load.

The result to optimization to target function is a reception of the numerical importance's of the speedup and velocities of the drive, which were used at development controlling program managerial system sewing semiautomatic PSH-1 with mechanism upper press and sewing short-joint semiautomatic PSHK-100.

УДК 621.635

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВЕНТИЛЯТОРА ДЛЯ МАЛОГАБАРИТНЫХ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЕЙ

С.С. Клименков, И.А. Тимонов,
П.В. Станкевич, П.М. Фомин

При разработке новых конструкций малогабаритных пылеуловителей или промышленных пылесосов часто возникает проблема подбора надёжного и эффективного вентилятора. Центробежные вентиляторы, серийно выпускаемые промышленностью стран СНГ, как правило, не соответствуют конструктивным и режимным параметрам работы таких аппаратов.

На кафедре МТВПО в рамках НИР 02.14, выполненной по Региональной научно-технической программе «Инновационное развитие Витебской области», были разработаны опытные образцы и опытно-промышленные установки малогабаритных высокоэффективных пылеуловителей [1].

Проведенные испытания показали высокую эффективность пылеулавливания таких установок для различных видов пыли. Однако, некоторые режимные параметры работы установок не удовлетворяли ряду требований. Так, производительность, скорость пылевоздушного потока на входе в аппарат и создаваемый серийными вентиляторами напор были недостаточны, что сказывалось на эффективности сбора пыли с обрабатываемой поверхности и приводило к недопустимо малому расстоянию всасывания частиц пыли с поверхности. Результаты испытаний пылеуловителей приведены в табл. 1.

Исходя из вышеизложенного, авторами была поставлена задача разработки конструкции центробежного вентилятора, который по своим характеристикам соответствовал бы всем предъявляемым требованиям.

При проектировании и расчёте центробежного вентилятора ставится, как правило, задача – надёжно обеспечить требуемую производительность Q при заданном давлении ΔP .

Ранее выполненные конструкции показали, что расчёт центробежных вентиляторов только на теоретической основе невозможен потому, что потери, снижающие теоретически возможную полезную работу, расчётным путём определить нельзя.

Большой практический опыт, полученный при испытаниях и работе существующих вентиляторов, выраженный в форме безразмерных характеристик, служит дополнением к основным положениям расчёта. Прежде чем приступить к расчёту, необходимо решить вопрос о форме лопаток рабочего колеса. Формы лопаток на характеристику вентилятора влияют незначительно, поэтому применяем лопатки трапецевидной формы, что обеспечивает лучшую жёсткость конструкции.