

СИЛОВОЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА ПЕРЕМЕЩЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ В ВЫСКОСКОРОСТНЫХ ШВЕЙНЫХ МАШИНАХ

соиск: Ш.Б. Алиев

Университет бизнеса и науки,

Аннотация:

Статья посвящена рассмотрению особенностей проведения силового анализа рычажных механизмов в частности, механизма перемещение материалов быстроходных швейных машин. В процессе исследования обоснована целесообразно рассчитать и анализировать различные объекты механизмов. Указанная система дает возможность получить много новых полезных решений при разработке инженерной расчетно-графической среды. Силовой анализ проведен на примере механизма перемещение материалов быстроходных швейных машин. Проведенный сравнительный силовой анализ механизма перемещение материалов быстроходных швейных машин позволил определить характер изменения нагрузок в кинематических парах и дал возможность выявить наиболее нагруженные звенья, а также соотношение сил для типовых схем механизмов перемещение материалов быстроходных швейных машин.

Ключевые слова: перемещение материалов, швейные машины, силы, нагрузки, звенье, кинематические пары, инерция, сопротивления, продвижению материала, лапка, платформа, центр тяжести.

FORCE ANALYSIS OF THE MECHANISM OF MATERIAL TRANSFER IN HIGH-SPEED SEWING MACHINES

Sh.B.Aliyev

University of Business and Science

Abstract:

This article examines the specifics of conducting a force analysis of lever mechanisms, specifically the material handling mechanism of high-speed sewing machines. The study substantiates the feasibility of calculating and analyzing various mechanism elements. This system enables the development of many new and useful solutions for engineering computational and graphical environments. The force analysis was conducted using the material handling mechanism of high-speed sewing machines as an example. This comparative force analysis of the material handling mechanism of high-speed sewing machines allowed us to determine the nature of load changes in kinematic pairs and identify the most heavily loaded links, as well as the force ratios for typical material handling mechanism designs in high-speed sewing machines.

Keywords: material handling, sewing machines, forces, loads, link, kinematic pairs, inertia, resistance, material advancement, presser foot, platform, center of gravity.

Введение

При проектировании механизмов машин (их звеньев и кинематических пар) приходится решать задачи обеспечения необходимой прочности, жесткости и долговечности. Для этого необходимо знать силовую нагрузку звеньев и кинематических пар.

При решении задач силового расчета механизмов закон движения ведущего звена предполагается заданным; точно также предполагаются известными массы и моменты инерции звеньев механизма. Таким образом, всегда могут быть определены те силы инерции, которые необходимы для решения задач силового расчета с использованием уравнений равновесия.

В тех случаях, когда при расчете в число заданных сил не входят силы инерции звеньев, расчет называется статическим. Если в число заданных (или определенных) сил при расчете входят и силы инерции звеньев, то такой расчет называется кинетостатическим.

Так как метод расчета для обоих случаев является общим, то в дальнейшем будем предполагать, что в число заданных сил входят и силы инерции, известные нам по величине, направлению и точкам приложения.

Механизм машинного агрегата обычно является многозвенной системой, нагруженной силами и моментами, приложенными к различным ее звеньям. [1].

Основными силами, действующими на данный механизм, являются движущие силы $M_{дв}$, распределенные силы инерции звеньев, равнодействующие которых сводятся к силе инерции J_s и моменту M_{ui} , силы давления прижимной лапки и сила инерционного сопротивления продвижению материала. Так как вес подвижных звеньев швейных машин мал по сравнению с другими силами, то им при расчете можно пренебречь [2].

Решим задачу в первом приближении, не учитывая влияния сил трения в шарнирах. Силы инерции звеньев:

$$J_{si} = m_i a_{si},$$

где m_i - масса звена; a_{si} - ускорение центра тяжести звена.

Моменты сил инерции:

$$M_{ui} = \theta_{si} \varepsilon_i,$$

где θ_{si} - момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр тяжести; ε_i - угловое ускорение звена.

Силы J_s и моменты M_{ui} направлены в сторону, противоположную соответственно ускорениям a_{si} и ε_i .

Силу давления прижимной лапки, действующей на рейку через ткань, силы, участвующие в транспортировании материала, определим из рассмотрения схемы действия рейки и лапки на ткань в процессе шитья.

На рис. 1, а показаны силы, действующие на материал в процессе шитья.

Сила Q является действующей силой, необходимой для передвижения материала, и зависит от силы давления рейки на материал N_2 :

$$Q = N_2 [f_2 + (i-1)^2 f_3],$$

где f_2 - коэффициент сцепления зубцов рейки с тканью, зависящий от вида материала ($f_2 = 0,5-5-1,3$); f_3 - коэффициент трения ткани о ткань ($f_3 = 0,4-1,0$); i - число слоев ткани; сила N_2 создается спиральной цилиндрической или пластинчатой пружиной и зависит от силы N_1 давления на ткань прижимной лапки: $N_2 = 1,5-5,5$ кгс.

Величину силы N_1 действующую на ткань со стороны лапки (рис. 1, б), можно определить из характеристики пружины. Наибольшее усилие (наибольшая рабочая нагрузка при полном поджатии пружины) $P_{кон} = (0,8-0,95) P_{пред}$, где $P_{пред}$ - усилие полного сжатия пружины. Величина $P_{кон}$ находится по формуле [3]:

$$P_{кон} = \frac{\pi d^3}{8 D_{cp}} [\tau], \quad (1)$$

где D_{cp} и d показаны на рис. 1, б; $[\tau]$ - допустимое касательное напряжение в пружине, $[\tau] = 0,3 * 155-170 \text{ kgs/mm}^2 = 5400 \text{ kgs/mm}^2$

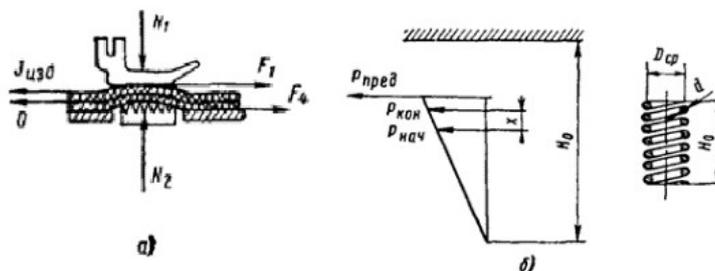


Рис. 1. Схема действия рейки и лапки на ткань

Рабочий ход пружины при опускании лапки на ткань

$$x = \frac{P_{кон} - P_{нач}}{C} = \frac{(P_{кон} - P_{нач}) 8 D_{cp}^3 n}{G d^4}, \quad (2)$$

где C - жесткость пружины в кгс/см; $C = \frac{G d^4}{8 D_{cp}^3 n}$;

G - модуль упругости материала пружины, $G=8-106$ кгс/см²; $P_{нач}$ - действительная нагрузка при опускании лапки на материал ; n -число витков в пружине.

Зная ход лапки ($x=5-8$ мм) при ее опускании, найдем $P_{нач}$, которое и будет равно давлению лапки на материал:

$$P_{нач} = N_1 + N_2 = P_{кон} - \frac{x G d^4}{8 D_{cp}^3 n}, \quad (3)$$

Для нормальной работы машины движущая сила должна удовлетворять условию:

$$Q \geq F_1 + F_4 \pm J_{изд} + T. \quad (4)$$

Здесь T -усилие, расходуемое на деформацию материала при переходе через швы и зависящее от площадки контакта, физикомеханических свойств ткани, давления лапки на материал и др. $J_{изд}$ -сила инерции изделия; F_1 и F_4 - сила трения ткани о лапку и платформу машины:

$$F_1 = N f_1; \quad F_4 = G_{изд} f_4;$$

где f_1 и f_4 - коэффициенты трения ткани о лапку и платформу машины или поверхность рабочего стола ($f_1 = 0,22-5-0,3$; $f_4 = 0,2-0,4$); $J_{изд}=50-170$ гс) - вес транспортируемого изделия, определяемый экспериментально (берется наибольшее по весу изделие, пошиваемое на данной машине, и находится вес той его части, которая приводится в движение зубчатой рейкой, $J_{изд} = 50-170$ гс) [4].

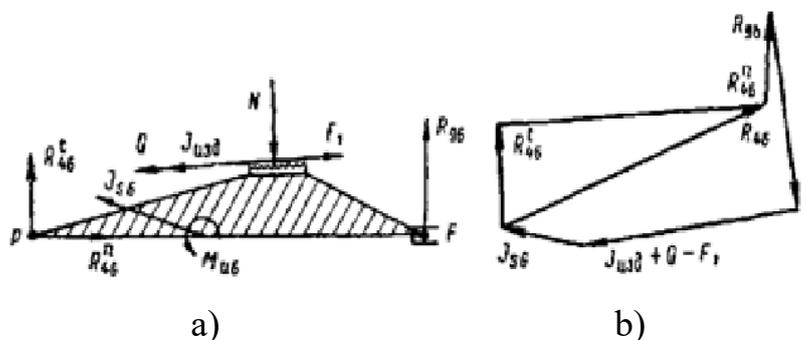


Рис. 2. Группа звеньев 6—8: а — схема; б — план сил

Сила инерции $J_{изд}$ способствует продвижению материала, когда направление ее действия совпадает с направлением движения материала, и препятствует продвижению, когда направлена в противоположную сторону.

Эта сила определяется по формуле:

$$J_{изд} = \frac{G_{изд}}{g} a_x,$$

где a_x - горизонтальная составляющая ускорения среднего зуба рейки.

На основе всех найденных сил произведем кинестатический анализ, для чего разобьем механизм продвижения на группы Ассур.

его движения. Реакции R_{04} и R_{05} раскладываем на R_{04}^n , R_{05}^n и R_{04}^t , которые определяются из уравнений моментов сил, действующих соответственно на звенья 4 и 5, относительно точек C и D . Определяем R_{04}^t из уравнения моментов всех сил, действующих на группу, относительно точки Γ (точка Ассура). Для упрощения можно массу звена 5 статически разместить в шарнирах D и O_3 . Сила инерции заменяющей массы m_{O_3} будет равна нулю, а массы m_D [5].

где m_D — ускорение точки D .

В этом случае $R_{05}^t=0$; $R_{05}^n=R_{05}$. Значения R_{04}^t и R_{04}^n найдем из уравнений моментов относительно точек C и r :

$$\sum M_c = 0; R_{04}^t \overline{CO_2} + R_{64} h_1 - M_{u4} = 0; \quad (7)$$

$$\sum M_r = 0; R_{04}^t h_2 + R_{04}^n h_3 + J_{s3} h_4 - M_{u3} + J_d h_5 + R_{64} h_6 - M_{u4} = 0$$

Уравнение равновесия группы 2-5 имеет вид [6]:

$$\sum P_{2-5} = R_{64} + R_{04}^t + R_{04}^n + J_{s3} + J_d + R_{05} + R_{23} = 0. \quad (8)$$

Из плана сил, построенного на основании этого уравнения, находим R_5 и $R_{23} = R_{31}$ (рис- 4, б). Давления в шарнирах C и D определяются векторами R_{43} и R_{53} .

Рассмотрим равновесие группы звеньев 7 и 9 (рис. 4, в), заменяя действие отброшенных звеньев реакциями R_{09}^t , R_{09}^n , R_{17}^t и R_{17}^n . Силы R_{09}^t и R_{17}^t определяются из уравнений моментов сил, действующих на звенья 7 и 9, относительно точки E :

$$\begin{cases} \sum M_{E9} = 0; R_{09}^t O_4'E - M_{u9} - R_{69} h_1 = 0; \\ \sum M_{E7} = 0; R_{17}^t BE - J_{s7} h_2 - M_{u7} = 0. \end{cases} \quad (9)$$

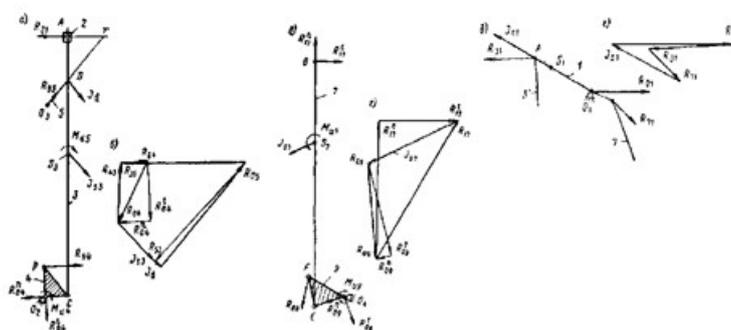


Рис.4. План сил группы звеньев.

Здесь и далее h_i -расстояния от точек, относительно которых определяется момент, до линии действия соответствующей силы. Из плана сил, построенного по уравнению равновесия группы:

$$\sum P_{79} = J_{s7} + R_{69} + R_{09}^t + R_{09}^n + R_{17}^t + R_{17}^n = 0$$

находим R_{17}^n и R_{09}^n (рис. III.43, г). Вектор R_{17} выражает давление в шарнире В.

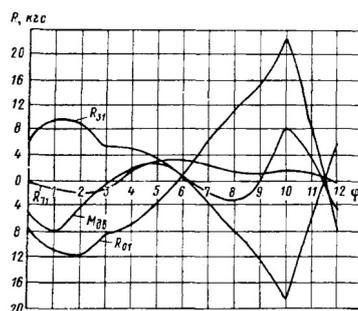


Рис. 5. График изменения сил давлений и движущего момента в шарнирах

Рассматривая равновесие кривошипа 1 (рис. 4, д) под действием всех сил, находим вращающий момент относительно точки O_1 для механизма из условия $\sum M_{O_1} = 0$;

$$M_{00} - R_{31}h_3 + R_{71}h_4 = 0; \quad (10)$$

Давление на главный вал определится из плана сил (рис.4,е), построенного по уравнению [8]:

$$J_{s1} + R_{71} + R_{31} + R_{01} = 0. \quad (11)$$

График изменения сил давлений в шарнирах показан на рис. 5. Из графика видно, что реакции R_{01} и R_{31} резко возрастают в момент продвижения материала (до 22 кгс). Давление лапки также влияет на величины реакций. При регулировке силы сжатия пружины нужно учитывать толщину и свойства ткани.

Выводы:

Силовой анализ проведен на примере механизма перемещение материалов быстроходных швейных машин. Проведенный сравнительный силовой анализ механизма перемещение материалов быстроходных швейных машин позволил определить характер изменения нагрузок в кинематических парах и дал возможность выявить наиболее нагруженные звенья, а также соотношение сил для типовых схем механизмов перемещение материалов быстроходных швейных машин.

Литературы:

1. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Силовой анализ механизмов перемещения рабочих органов почвообрабатывающих машин по заданной траектории // Тракторы и сельхозмашины. 2018. № 1. С. 47–54.
2. Отроков А.В., Хазанович Г.Ш., Афолина Н.Б. Теоретические и экспериментальные исследования погрузочных органов непрерывного действия // Горное оборудование и электромеханика. 2018. № 3. С. 32–36.

3. Баляков Д.Ф. Влияние жесткости стыка на собственные частоты колебаний системы // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2017. № 2. С. 75–82.
4. Семенов Ю.А., Семенова Н.С. Особенности расчета рабочего механизма экскаватора // Современное машиностроение. Наука и образование. 2017. № 6. С. 176–190.
5. Васильев И.А., Бортяков Д.Е. Методика синтеза и исследования стрелового устройства с заданной траекторией груза // Научнотехнические ведомости СПбПУ. 2018. Т. 24. № 2. С. 172–181.
6. Шарипов В.М. Силовой анализ двухпоточных гидромеханических передач // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 2. С. 35–41.
7. Nazirjon Safarov, Ilkhomjon Mirsultonov Development Of Mathematical Model Of Drying The Raw Cotton During Transportation In Pipeline By Hot Air Flow. Participated in the II International Scientific Conference on “ASEDU-II 2021: Advances in Science, Engineering Digital Education” on Oktober 28. 2022 / Krasnoyarsk. Russia.
8. Nazirjon Safarov, Iroda Mukhammadjanova, Mukhammadali Kabulov Mathematical model of the process of vertical drying of raw cotton in the hot airflow. Participated in the II International Scientific Conference on “ASEDU-II 2021: Advances in Science, Engineering Digital Education” Krasnoyarsk. Russia.
9. Nazirjon Safarov, Akbar Abrorov, and Laziz Abdullaev AAPM-2023 “Dynamik analysis of physical and mechanical forces of acting on the needle of a shoe sewing mashine in the process of sewing leather” Journal of Phvsics: Conference Series. 2573 012036