

УДК 687.053.1/.5

ПРОГРАММНЫЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ ТКАНИ УНИВЕРСАЛЬНОЙ ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ

*Студ. Соколов В.С., студ. Власенко С.С.,
доц. Смирнова В.Ф., доц. Кириллов А.Г.*

УО «Витебский государственный технологический университет»

Механизм реечной подачи материала универсальной швейной машины фирмы Typical представляет достаточно сложный восьмизвенный механизм, работающий на достаточно высокой скорости вращения главного вала (до 5000 об/мин). При такой работе в звеньях и соединениях механизма возникают большие динамические нагрузки, которые отрицательно сказываются на надежности, долговечности, шуме и др. параметрах.

Расчет на прочность и износ таких механизмов является задачей достаточно сложной и трудоемкой, которая может решаться двумя способами: графическим и аналитическим (ЭВМ). Графический способ является классическим, но очень трудоемким и занимающим много времени.

Поэтому целью данной работы является разработка специальной программы кинематического и силового анализа механизма реечной подачи материала на ЭВМ с целью автоматизации этих расчетов.

Методика проведения исследования согласно классическим расчетам, используемым в ТММ, состоит из следующих этапов:

- проектирование механизма;
- расчет траектории;
- кинематический анализ;
- силовой анализ;
- расчет на прочность и износ.

В ходе выполнения работы создавалась математическая модель механизма, исходными данными для которой были геометрические и инерционные параметры звеньев и геометрические параметры шарниров (рисунок 1). Для реализации математической модели был выбран язык Java из-за его независимости от платформы, на которой выполняются программы, а также из-за используемого в нем принципа объектно-ориентированного программирования. В процессе работы была переписана на него библиотека Assur. С помощью этой библиотеки в программе реализован в настоящее время один из распространенных методов структурного анализа и синтеза механизмов, метод Ассура-Артоболевского. Базовым понятием этого метода является кинематическая цепь, обладающая определенными структурными свойствами (группа Ассура).

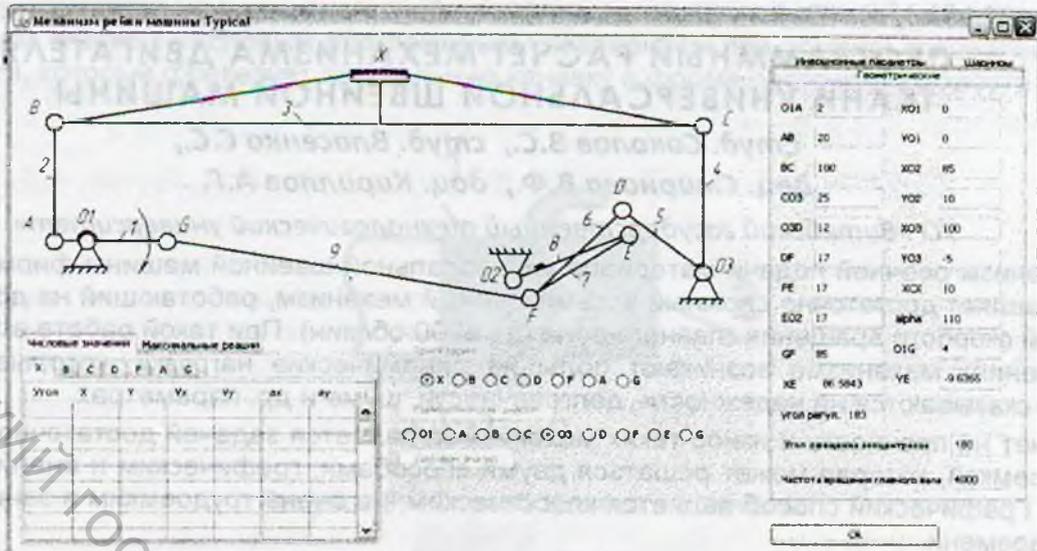


Рисунок 1 – Исходные данные для расчета (геометрические параметры)

Для выполнения расчета необходимо заполнить данные на вкладке геометрические (рис. 1) и инерционные (рис. 2) параметры звеньев, геометрические параметры шарниров (рис. 3).

Геометрические		
Инерционные параметры		Шарниры
Масса Моменты инерции		
Масса O1A	0.0549	12
Масса AB	0.0377	6.67
Масса BXC	0.0315	54.223
Масса DO3	0.0084	0.497
Масса CO3	0.0392	15.699
Масса DF	0.0043	0.217
Масса FG	0.0277	39.794
Масса O1G	0.059	6.667
Масса FE	0.0043	0.6201
	кг	кг/мм ²

Рисунок 2 – Исходные данные для расчета (инерционные параметры звеньев)

Геометрические		
Инерционные параметры		Шарниры
Размеры шарниров		
	Диаметр(d)	Длина(l)
O1	0.01	0.024
A	0.016	0.01
B	0.008	0.006
C	0.006	0.018
O3	0.01	0.012
D	0.004	0.008
F	0.004	0.008
E	0.004	0.008
G	0.020	0.01

Рисунок 3 – Исходные данные для расчета (геометрические параметры шарниров)

Когда все исходные данные будут заполнены, нужно нажать кнопку «ОК», и меньше, чем через секунду, расчет будет закончен. Результаты представляются как в числовой форме (в виде таблиц), так и в графической (см. ниже).

В ходе расчетов были получены следующие результаты:

- получена траектория движения среднего зуба рейки, которая обеспечивает величину стежка до 4 мм (рис. 4);

- проведен кинематический анализ механизма, результаты представлены на рис. 5;
- выполнен силовой анализ, который позволяет определять реакции в любом шарнире (рис. 6);
- выполнен расчет на износ (результат представлен на рис. 7.)

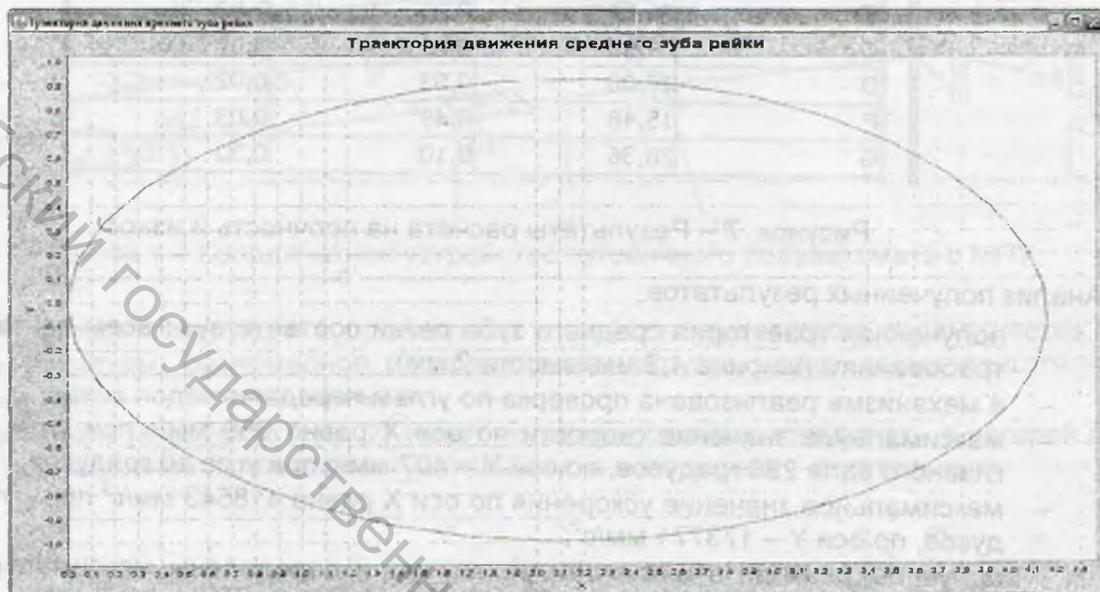


Рисунок 4 – Траектория движения среднего зуба рейки

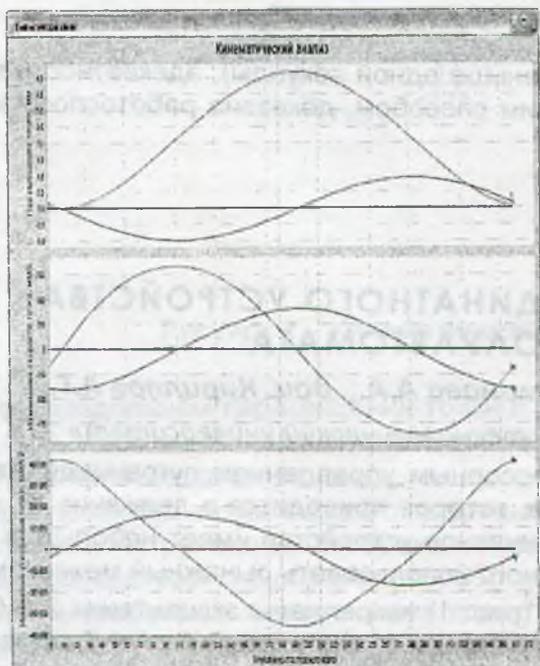


Рисунок 5 – Кинематический анализ для среднего зуба рейки



Рисунок 6 – Реакция в шарнире G

Шарнир	Максимальные реакции		
	Макс. реак...	P(макс уд. ...	pV
O1	44,32	0,18	0,15
A	44,47	0,28	0,56
B	36,40	0,76	0,02
C	31,54	0,29	0,02
O3	34,45	0,29	0,02
D	17,08	0,53	0,02
F	15,48	0,48	0,03
G	20,36	0,10	0,30

Рисунок 7 – Результаты расчета на прочность и износ

Анализ полученных результатов:

- полученная траектория среднего зуба рейки соответствует всем поставленным требованиям (ширина 4,2 мм, высота 2 мм);
- в механизме реализована проверка по углам передачи;
- максимальное значение скорости по оси X равно 859 мм/с при угле поворота главного вала 290 градусов, по оси Y – 407 мм/с при угле 10 градусов;
- максимальное значение ускорения по оси X равно 418543 мм/с² при угле 10 градусов, по оси Y – 173771 мм/с²;
- получены реакции в шарнирах механизма и определены максимально нагруженные;
- рассчитаны коэффициенты на прочность $p \leq [p]$ и износ $pV \leq [pV]$, которые доказали работоспособность механизма.

Вывод

Программа работает достаточно быстро (меньше одной секунды), адекватность математической модели была доказана графическим способом, доказана работоспособность исследуемого нами механизма.

УДК 687.053.745-52

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КООРДИНАТНОГО УСТРОЙСТВА ПУГОВИЧНОГО ПОЛУАВТОМАТА

Студ. Круминь С.А., студ. Кузьминова А.А., доц. Кириллов А.Г.

УО «Витебский государственный технологический университет»

В пуговичных полуавтоматах с микропроцессорным управлением пуговицедержатель крепится на каретке координатного устройства, которое приводится в движение от шаговых электродвигателей. Ввиду того, что координатное устройство имеет небольшое поле обработки, рационально в качестве передаточного использовать рычажный механизм.

На валу шаговых электродвигателей 1 и 4 (рис. 1) закреплены эксцентрики 2 и 5, посредством которых передается движение шатунам 3 и 6. Вильчатый шатун 7 связан посредством осей с шатунами 3 и 6, а также с кулисным камнем 8. На шатуне 7 закреплена транспортирующая пластина 9, с ним также подвижно связан пуговицедержатель 10.