

У роботі наводяться результати параметричного дослідження на математичній моделі в системі MATLAB Simulink впливу характеристик силового замикання верстатних пристосувань на формування похибки форми плоских поверхонь, що отримуються лезовою обробкою різанням

Ключові слова: верстатне пристосування, математична модель

В работе приводятся результаты параметрического исследования на математической модели в системе MATLAB Simulink влияния характеристик силового замыкания станочных приспособлений на формирование погрешности формы плоских поверхностей, получаемых лезвийной обработкой резанием

Ключевые слова: станочное приспособление, математическая модель

The results of parametric research on the mathematical model in MATLAB Simulink influence the characteristics of the force closure of machine retaining devices on the errors formation of the planes shape surfaces obtained by cutting blade are presented

Keywords: machine retaining device, mathematical model

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СИЛОВОГО ЗАМЫКАНИЯ СТАНОЧНОГО ПРИСПОСОБЛЕНИЯ НА ПОГРЕШНОСТЬ ФОРМЫ ПЛОСКОСТЕЙ

Ю. В. Пипкин

Инженер-механик, член Международного союза машиностроителей, ассистент*
E-mail: whasizam@gmail.com

А. Н. Зелинский

Кандидат технических наук, доцент, профессор, академик
Международной академии наук экологии и безопасности
жизнедеятельности*

*Кафедра "Технология и организация
машиностроительного производства"

Донбасский государственный технический университет
пр. Ленина, 16, г. Алчевск, Украина, 94202
Контактный тел.: (06442) 2-59-30

1. Введение

Способы обработки плоских поверхностей деталей в машиностроении, осуществляемые различными методами, в том числе методами механической обработки, на сегодняшний день являются практически решенной технологической задачей. После предварительной обработки деталей, например строганием или фрезерованием, образующиеся на плоских поверхностях погрешности формы и шероховатость уменьшаются последующей окончательной обработкой как лезвийным (протягивание, шабрение), так и абразивным (шлифование, полирование и т.п.) инструментами. Вместе с тем, при проектировании технологических процессов погрешность формы поверхности входит необходимой исходной составляющей в расчет минимальных припусков на обработку [1] и определение суммарной погрешности механической обработки [2] расчетно-аналитическими методами. Таким образом, уменьшение погрешности формы плоских поверхностей представляет интерес как с точки зрения уменьшения снимаемых припусков, так и с точки зрения достигаемой точности операций механической обработки. На этапе предварительной или однопереходной обработки точность формы плоскостей важна при формировании чистовых технологических баз, а так же для снижения погрешности

установки. Кроме этого, для уровня нормальной степени точности получаемых при обработке размеров, погрешность формы должна составлять не более 60% от допуска на размер. Следует также учитывать, что в соответствии со стандартом ДСТУ ISO 286-1-2002 [3] величина допуска точности размера смежных качеств, начиная от 5-го, отличается приблизительно на 60% при переходе к более грубому качеству. Таким образом, при уменьшении погрешности формы плоскости в идеале до нулевого значения, можно повысить точность метода обработки на один качество. Это обеспечит уменьшение числа операций механической обработки, снижение себестоимости и технологического цикла изготовления деталей, а в целом будет способствовать и повышению качества производства изделий.

Станочные приспособления (СП), как часть технологической системы механической обработки, формируют одну из составляющих суммарной погрешности обработки. Влияние конструкции СП на точность формы обрабатываемых поверхностей, в частности плоских, изучено не в полной мере. В результате этого принято считать, что погрешность формы во многих случаях [4] не зависит от погрешности установки и конструкции станочного приспособления. Балакшин Б.С. [5] на примере токарной обработки показал, что на отклонения формы по-

верхностей деталей от цилиндричности оказывает влияние неравномерность жесткости технологической системы в различных точках рабочей зоны станка. Можно полагать, что и при обработке плоских поверхностей параметры жесткости СП могут привести к неравномерности жесткости технологической системы, а, следовательно, и к отклонениям формы поверхностей в виде неплоскостности, непараллельности или волнистости. В работе [6] на основе математической модели силового замыкания, включающей в себя управляющие кольца зависимостей параметров по М.С.Нейману [7], были теоретически обоснованы и на примере фрезерования показаны возможности уменьшения погрешностей формы плоских поверхностей путем формирования профиля одного из элементов силового замыкания (зажимного элемента).

2. Обзор исследований силового замыкания станочных приспособлений

Структура СП может быть разделена на три подмножества элементов – элементы для установки (базирование и закрепление) заготовки, элементы для направления (настройки) режущего инструмента и элементы, определяющие положение СП на станке. Силовое замыкание организуется между элементами первого подмножества и обрабатываемой заготовкой. Результаты комплексных теоретических исследований силового замыкания приведены в работах В.В.Микитянского и Л.М.Микитянской [8,9,10] в развитие работы [11]. В работе [10] для исследования предлагается использовать метод электромеханических аналогий, обобщением которого является аппарат полюсных графов [12], примененный в работах [13, 14] для построения математических моделей СП. Математическая модель силового замыкания СП в виде графа сигналов, приведенная в работе [6], также построена на аппарате полюсных графов.

В работе [8] отмечается, что станочное приспособление, как автономный элемент технологической системы, обладает характеристиками, которые могут оказывать существенное влияние на общую динамику всей системы. Под такими характеристиками понимают массу, упругость, демпфирующие свойства. Рекомендуются также к применению метод анализа размерностей, который основывается на получении безразмерных сочетаний параметров. Дальнейшие исследования в работе [9] посвящены жесткости приспособления, т.е. свойствам упругости и демпфирования. Изделие (заготовку) рассматривают как абсолютно жесткое тело, а податливость контактирующих поверхностей заготовки и приспособления заменяют пружинами с соответствующими линейными и нелинейными характеристиками. Рассмотрение ведется на основе плоской эквивалентной схемы, без учета масс, с применением графического анализа деформаций. Делается вывод, что, с одной стороны, "чем жестче прижим, тем меньшее усилие требуется для зажима изделия, обеспечивающее заданную устойчивость изделия под внешними воздействиями", а с другой стороны "рекомендации многих источников по назначению жесткости приспособления

в пределах $5 \cdot 10^7 \div 5 \cdot 10^8$ Н/м являются необоснованными и весьма завышенными, что ведет к излишнему перерасходу металла, увеличению веса приспособления, а также утяжелению зажимных устройств и мощности их привода". Формирование погрешности обработки станочным приспособлением рассматривается в [8] следующим образом: "Смещение детали можно представить как поворот вокруг некоторого центра вращения, лежащего на перпендикуляре линии, соединяющей точки опоры детали. В результате обрабатываемая поверхность вместо плоской получится изогнутой..." Для оценки жесткостных свойств приспособления используются также безразмерные отношения жесткостей, податливостей, упругих перемещений, что в некоторой степени соответствует предложенному в работе [8] методу анализа размерностей.

Следует отметить, что методика анализа жесткостной характеристики СП, предложенная в работах [8, 9, 10], определяется авторами, как новая и требующая дальнейшей апробации и применения компьютерной техники. Недостатки и противоречия общепринятой методики силового расчета, проанализированные например в работе [15], при этом не рассматриваются. Результаты работ [8, 9, 10] не содержат расчета погрешности обработки, графического изображения профиля обработанной поверхности и рекомендаций по применению систем математического расчета или моделирования.

В то же время авторами в работах [16, 17] была предложена методика построения математической модели станочного приспособления на основе аппарата полюсных графов, принципа виртуальных перемещений и графов сигналов. В работе [18] показан подход к формированию пространственной расчетной схемы силового замыкания. В результате получена математическая модель, содержащая кольца зависимостей параметров, которые рассматриваются как управляющие по М.С.Нейману [7]. В работе [6] экспериментально подтверждено уменьшение погрешности обработки в результате анализа силового замыкания на основе теоремы Менабреа, представлены изображения профиля обработанной поверхности. Однако применение программы MathCAD не позволяет выполнить параметрические исследования вследствие недостаточной наглядности алгоритма моделирования, а также усложняет рассмотрение поведения системы во времени при необходимости анализа стационарных и динамических состояний. Поэтому для дальнейшего исследования силового замыкания станочного приспособления необходимо применить другое программное обеспечение, позволяющее выполнить параметрическое исследование силового замыкания станочного приспособления.

Таким образом, дальнейшее продолжение исследований влияния силового замыкания СП на точность формы плоских поверхностей является актуальной задачей.

3. Цель работы

Целью данной работы являются параметрические исследования влияния силового замыкания станочно-

го приспособления на точность лезвийной обработки плоскостей деталей машин с помощью математической модели в программе MATLAB.

4. Описание математической модели в системе MATLAB Simulink

Математическая модель, реализованная в системе MATLAB Simulink, организована на основе блоков подсистем "Subsystem". Обмен данными между подсистемами модели организован на основе определения глобальных переменных. Обмен данными внутри отдельного блока организован на основе как гло-

бальных, так и локальных переменных. Независимой переменной, координирующей вычисления и соответственно моделирующей динамику модели, является время, задаваемое в секундах.

В целом модель в системе MATLAB Simulink включает в себя 12 блоков-подсистем (рис. 1), которые можно разделить по назначению на четыре группы – блоки ввода (изменения) исходных данных (блоки 1, 2, 7, 8), блоки промежуточных вычислений параметров модели (блоки 3, 4, 5, 6), блоки вывода (блоки 10, 11, 12) и блок графа связей с кольцами зависимостей параметров (блок 9). Содержание блоков 1-9 определяется структурой математической модели, а блоков 10-12 задачами моделирования.

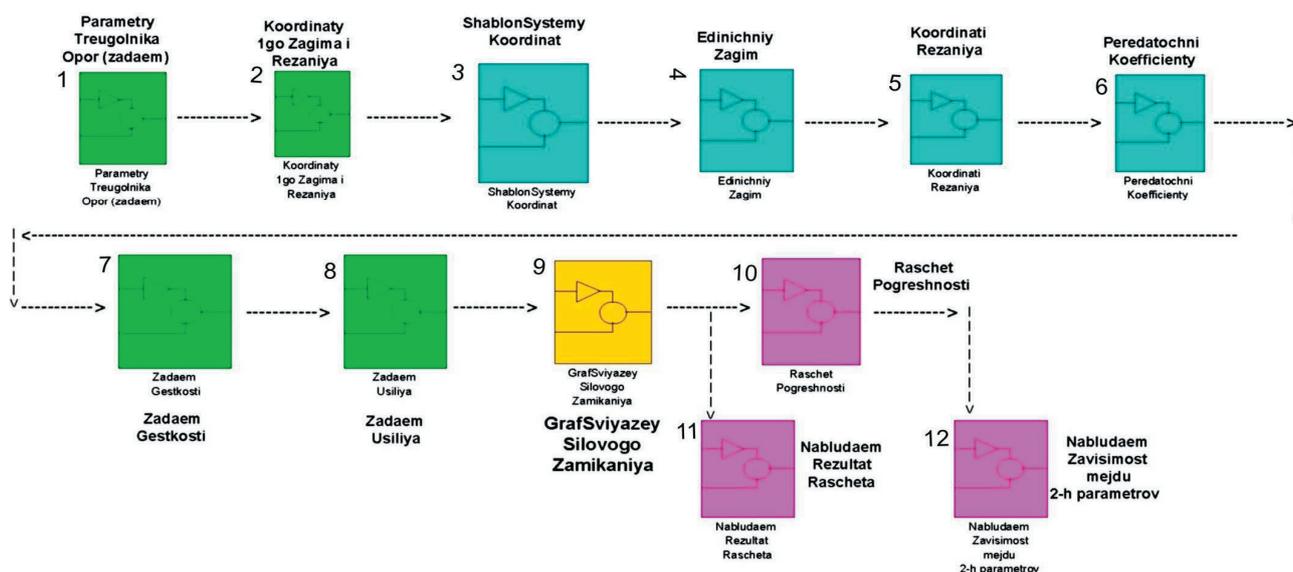


Рис. 1. Математическая модель силового замыкания станочного приспособления в системе MATLAB Symulink

Основу математической модели составляет граф сигналов, приведенный в работе [6]. В системе MATLAB Simulink удалось описать этот граф, т.е. визуа-

лизировать кольца зависимостей (рис. 2), что позволило средствами системы наблюдать за процессами в кольце.

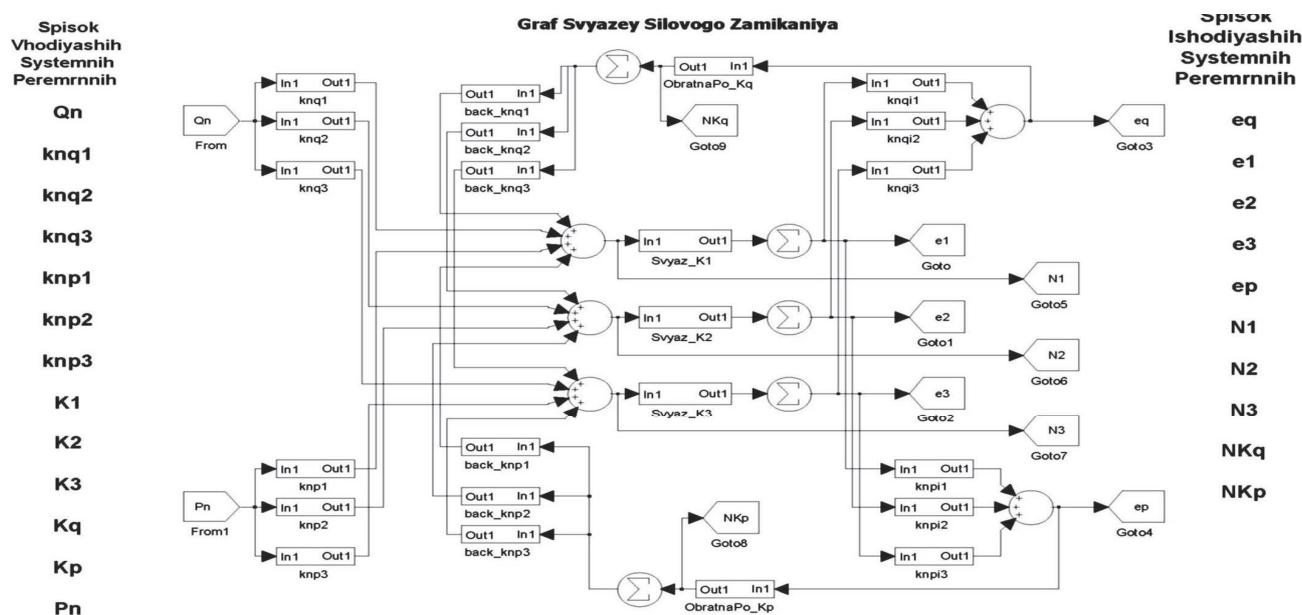


Рис. 2. Кольца зависимостей графа сигналов математической модели силового замыкания станочного приспособления (блок 9) в системе MATLAB Symulink

Существование особых условий преобразования системных переменных выявляет и сама система MATLAB Simulink, выдавая сообщение "Block diagram 'Kompleks10FromFun' contains 1 algebraic loop(s)", т.е. "Блок 'Kompleks10FromFun' содержит 1 алгебраический цикл".

Входными переменными для графа сигналов являются:

Q_n – усилие зажима; P_n – сила резания;

K_1, K_2, K_3 – приведенные коэффициенты жесткости подсистем "опорный элемент – заготовка";

K_p, K_q – приведенные коэффициенты жесткости, соответственно, подсистем "режущий инструмент – заготовка" и "зажимной элемент – заготовка";

knq_1, knq_2, knq_3 – передаточные коэффициенты в системе "опоры – зажимной элемент", определяемые геометрией треугольника опор и координатами точки зажима;

knp_1, knp_2, knp_3 – передаточные коэффициенты в системе "опоры – режущий инструмент", определяемые геометрией треугольника опор и координатами точки приложения составляющей силы резания, направленной по нормали к плоскости треугольника опор.

Выходными параметрами являются:

e_1, e_2, e_3 – деформации опор в направлении действия усилия зажима;

e_q, e_p – соответственно деформации зажимного элемента и режущего инструмента;

N_1, N_2, N_3 – значения реакций в опорах;

NKq, NKp – значения реакций в зажиме и на инструменте.

Адекватность математической модели и правильность ее работы оценивалась сравнением результатов расчета на модели в системе MATLAB Simulink (новой модели) с результатами, полученными на модели в системе MathCAD, для которой выполнены верификация и экспериментальная проверка на адекватность. Полученная в системе MATLAB Simulink математическая модель позволяет выполнять все необходимые расчеты и принята к использованию для параметрического анализа силового замыкания.

формы поверхностей. Зная закономерности формирования погрешности обработки, можно будет ставить задачу подбора оптимальных параметров, позволяющих уменьшить погрешность формы поверхности.

Для сокращения количества исследуемых параметров объединим их в виде безразмерных сочетаний параметров и переменных системы. Объединение параметров выполняем, следуя общепринятой методике силового расчета станочных приспособлений.

В основе силового расчета лежит определение усилия зажима Q , требуемого для неподвижности заготовки под действием силы резания P_p . Введем безразмерное соотношение $P_{REZ} = \frac{Q}{P_n}$, где P_n – составляющая силы резания, направленная перпендикулярно к плоскости опор (по схеме лезвийной обработки плоскостей – в направлении выдерживаемого размера). Причиной изменения этого коэффициента в первую очередь является зависимость силы резания от типа инструмента и режимов резания. Усилие зажима Q в единичном эксперименте можно принимать заданным, что соответствует проверочному расчету, когда величина усилия зажима определяется параметрами привода.

Расчетная схема для исследования влияния силового замыкания станочного приспособления на точность лезвийной обработки плоских поверхностей включает в себя (рис. 3) абсолютно жесткую заготовку 1 (что характерно для корпусных деталей), три опорных штыря 2 (используется установочная база), зажимной элемент 3 (положение которого определяется известными правилами выбора направления и точки зажима) и режущий инструмент 4 (выполняющий обработку плоскостей уступа). Движение подачи направлено перпендикулярно плоскости рис. 3.

Суммарная погрешность обработки, связанная с силовым замыканием, определяется как разность между фактическим размером H_f , полученным в процессе обработки, и настроечным размером H_n : $\Delta_\Sigma = H_f - H_n$.

5. Постановка задачи параметрического анализа силового замыкания

Параметрический анализ влияния силового замыкания станочного приспособления заключается в исследовании с помощью полученной математической модели влияния параметров и переменных системы силового замыкания на точность обработки, в частности на формирование погрешностей

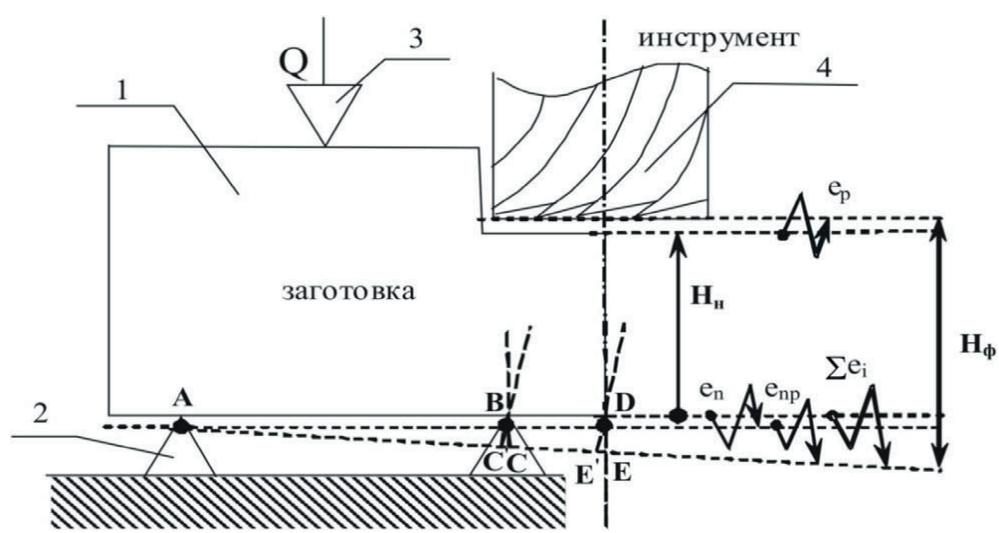


Рис. 3. Расчетная схема определения погрешности обработки, связанной с силовым замыканием станочного приспособления

Эту же величину суммарной погрешности можно представить как результат деформаций в элементах силового замыкания:

$$\Delta_{\Sigma} = e_n + e_{pn} + e_p,$$

где e_n – приведенная нормальная деформация в опорах, возникающая после зажима заготовки;

e_{pn} – приведенная дополнительная деформация в опорах, возникшая под действием силы резания, вследствие перераспределения усилий и деформаций в системе силового замыкания;

e_p – смещение в подсистеме "заготовка - режущий инструмент" под действием реакции силового замыкания на силу резания.

Приведение деформации в опорных элементах к отклонению заготовки в зоне резания зависит как от перераспределения усилий, действующих в системе силового замыкания, так и от изменения координат приложения силы резания.

Эта зависимость выражается следующим уравнением:

$$e_n + e_{np} = e1 \cdot knp1 + e2 \cdot knp2 + e3 \cdot knp2,$$

где knp_i – передаточные коэффициенты, определяемые из соотношения отрезков расчетной схемы (рис. 3) $knp_i = (AD)/(AB)$ и определяющие вклад соответствующей деформации в опорах в суммарное смещение заготовки.

Таким образом, уравнение суммарной погрешности обработки принимает вид:

$$\Delta_{\Sigma} = e1 \cdot knp1 + e2 \cdot knp2 + e3 \cdot knp2 + e_p.$$

Передаточные коэффициенты являются безразмерными величинами.

Величина упругих деформаций e_i определяется через действующую силу и приведенный коэффициент жесткости в подсистеме силового замыкания:

$$e_i = \frac{P_R}{K_i},$$

где P_R – сила, действующая в подсистеме, величина которой зависит от усилия зажима и силы резания;

K_i – приведенный коэффициент жесткости в подсистеме.

Величина силы P_R может быть учтена через введенное выше соотношение Π_{REZ} . Для учета жесткости введем следующие показатели жесткостей

$$\Pi_q = \frac{K_q}{K_{op}} \text{ и } \Pi_p = \frac{P}{op},$$

где K_q – приведенный коэффициент жесткости подсистемы "заготовка – зажимной элемент" (со стороны зажимного механизма);

K_p - приведенный коэффициент жесткости подсистемы "заготовка – режущий инструмент" (со стороны режущего инструмента);

$K_{op} = K_i^{max}$ - наибольший приведенный коэффициент жесткости подсистемы "заготовка – опорный элемент" (со стороны опорных элементов), жесткости опор считаем одинаковыми.

Введение безразмерных показателей Π_{REZ} , Π_q , Π_p вызвано необходимостью исследования системы

силового замыкания на моделях средствами MATLAB Simulink.

Таким образом, задачей исследования является получение зависимости погрешности обработки, связанной с силовым замыканием станочного приспособления в виде $\Delta_{\Sigma} = f(\Pi_{REZ}, \Pi_q, \Pi_p)$.

6. Исходные данные параметрического исследования силового замыкания

Для проведения моделирования необходимо определить интервалы изменения величины безразмерных соотношений.

Соотношение Π_{REZ} в соответствии с силовым расчетом определяется из расчетного уравнения равновесия заготовки заготовки с учетом коэффициента запаса. Для наиболее часто встречающегося случая – сдвига заготовки – уравнение равновесия имеет вид

$$k_{зап} \cdot P_{Pт} - F_{ТП1} - F_{ТП} = 0$$

или

$$k_{зап} \cdot P_{Pт} - Q \cdot f_{ТП1} - (Q + k_{зап} \cdot P_{Pн}) \cdot f_{ТП} = 0$$

где $k_{зап}$ – коэффициент запаса, который может принимать значение от 2,5 до 19;

$f_{ТП}$ – коэффициент трения в контакте заготовки с опорными элементами, для обычных условий имеет минимальное значение 0,1;

$f_{ТП1}$ – коэффициент трения в контакте заготовки с зажимным элементом, для обычных условий имеет минимальное значение 0,1;

Q – усилие зажима, Н;

$P_{Pт}$ – тангенциальная к плоскости опор составляющая силы резания, Н;

$P_{Pн}$ – составляющая силы резания нормальная к плоскости опор, Н.

Обозначим через k_{REZ} отношение $k_{REZ} = \frac{P_{Pт}}{P_{Pн}}$, откуда получаем $P_{Pт} = k_{REZ} \cdot P_{Pн}$.

Учитывая, что для фрез, работающих по схеме торцевого фрезерования $k_{REZ} = 2$, определим значение Π_{REZ} :

из $k_{зап} \cdot P_{Pт} - Q \cdot f_{ТП1} - (Q + k_{зап} \cdot P_{Pн}) \cdot f_{ТП} = 0$ после подстановки $P_{Pт} = k_{REZ} \cdot P_{Pн}$ получаем

$k_{зап} \cdot k_{REZ} \cdot P_{Pт} - Q \cdot f_{ТП1} - Q \cdot f_{ТП} - k_{зап} \cdot P_{Pн} \cdot f_{ТП} = 0$, откуда

$$\begin{aligned} \Pi_{REZ} &= \frac{Q}{P_{Pн}} = \frac{k_{зап} \cdot (k_{REZ} - f_{ТП})}{(f_{ТП} + f_{ТП1})} \\ &= \frac{(2,5 \div 19) \cdot (0,5 - 0,1)}{0,2} = \frac{0,5}{2} = \left| \begin{matrix} \max=37,75 \\ \min=4,75 \end{matrix} \right. \end{aligned}$$

Значение Π_q по данным В.С.Корсакова [19] можно принимать в интервале $1/(1,5 \div 2,5)$, т.е. $0,4 \div 0,7$. Соотношение Π_p по данным [8, 10] в наибольшей степени влияет на выбор допустимой величины подачи при фрезеровании в интервале $1/(1 \div 10)$, т.е. $0,1 \div 1$.

Величину коэффициента жесткости в системе "опора-заготовка" принимаем равной 25000 Н/мм по данным работы [6].

На основе представленных исходных данных проведем вычислительный эксперимент.

7. Результаты параметрического исследования силового замыкания

Рассмотрим результаты расчета погрешности обработки при фиксировании двух из трех безразмерных соотношений на среднем уровне и изменении третьего в установленных выше пределах (рис. 4, 5, 6, 7). Инструмент движется по линейной траектории длиной 160 мм (± 80 мм) снаружи контура опорных элементов.

На рис. 4-6,а показаны графики сформированного профиля продольного сечения на всей длине траектории перемещения режущего инструмента, соответственно для каждого из соотношений Π_{REZ} , Π_q , Π_p . На рис. 4-6,б показаны погрешности обработки в одной точке траектории при изменении соотношений Π_{REZ} , Π_q , Π_p в заданных пределах.

Полученные результаты позволяют отметить следующее:

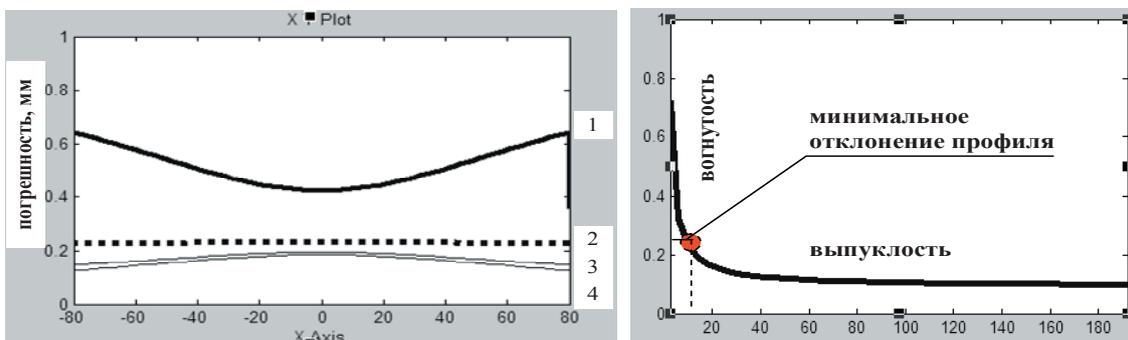
1) сочетание параметров силовой системы станочного приспособления могут приводить как к вогнутости, так и к выпуклости профиля плоской поверхности;

2) для каждого безразмерного соотношения имеется такое значение, при котором отклонение от прямолинейности профиля можно считать близким к нулю, что по приведенным результатам расчета соответствует таким значениям: $\Pi_{REZ} = 10$; $\Pi_q = 0,6$; $\Pi_p = 0,7$;

3) наибольшее влияние на погрешность профиля в пределах диапазона изменения имеет соотношение Π_p , при этом при увеличении значения Π_p (т.е. повышении жесткости в подсистеме "заготовка - режущий инструмент") происходит изменение характера отклонения профиля с вогнутого на выпуклый;

4) соотношение Π_{REZ} при значениях больших 25 несущественно влияет на величину отклонения от прямолинейности, при этом характер отклонения (выпуклость) остается без изменений;

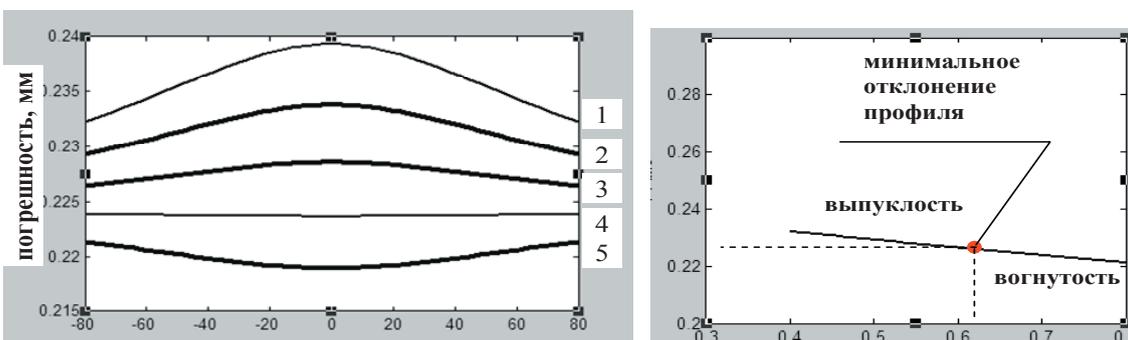
5) соотношение Π_q в пределах принятого диапазона изменения в наименьшей степени влияет на величину отклонения профиля, однако при увеличении величины соотношения Π_q изменяется характер отклонения профиля с выпуклого на вогнутый (в противоположность соотношению Π_p).



1 – $\Pi_{REZ} = 2,5$; точка траектории (+80 мм)
 2 – $\Pi_{REZ} = 10$;
 3 – $\Pi_{REZ} = 25$; 4 – $\Pi_{REZ} = 40$, значения $\Pi_q = 0,5$; $\Pi_p = 0,6$

а) б)

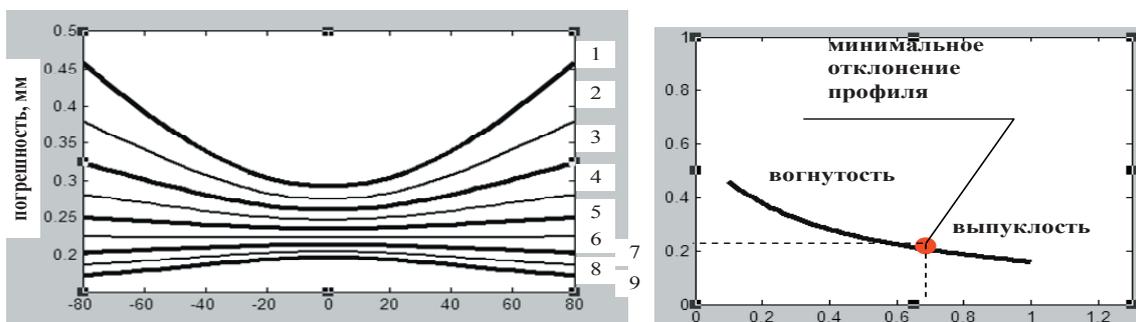
Рис. 4. Погрешность прямолинейности профиля: а – для разных значений Π_{REZ} в каждой точке траектории; б – для интервала значений Π_{REZ} в одной точке траектории



1 – $\Pi_q = 0,4$; 2 – $\Pi_q = 0,5$; 3 – $\Pi_q = 0,6$; точка траектории (+80 мм)
 4 – $\Pi_q = 0,7$; 5 – $\Pi_q = 0,8$;
 значения $\Pi_{REZ} = 10$; $\Pi_p = 0,6$

а) б)

Рис. 5. Погрешность прямолинейности профиля: а – для разных значений Π_q в каждой точке траектории; б – для интервала значений Π_q в одной точке траектории



1 – $\Pi_p=0,1$; 2 – $\Pi_p=0,2$; 3 – $\Pi_p=0,3$; точка траектории (+80 мм)
 4 – $\Pi_p=0,4$; 5 – $\Pi_p=0,6$; 6 – $\Pi_p=0,7$;
 7 – $\Pi_p=0,8$; 9 – $\Pi_p=0,9$ значения $\Pi_{REZ}=10$; $\Pi_q=0,6$

а) б)

Рис. 6. Погрешность прямолинейности профиля: а – для разных значений Π_p в каждой точке траектории; б – для интервала значений Π_p в одной точке траектории

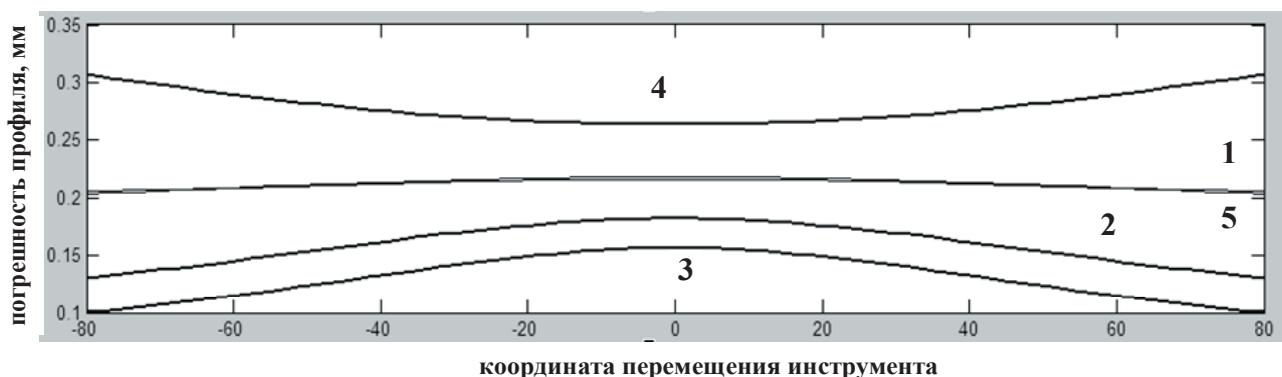


Рис. 7. Расчетные погрешности прямолинейности профиля

При сочетании параметров, дающих наибольшее приближение к нулевой величине отклонения $\Pi_{REZ}=10$; $\Pi_q=0,6$; $\Pi_p=0,7$ результаты расчета профиля приведены на рис. 7 (профиль 1).

С увеличением значения Π_{REZ} до 25 получили профиль 2 (рис. 7).

Профиль 2 приобрел выпуклый характер. Чтобы уменьшить выпуклость при неизменном Π_{REZ} необходимо уменьшать соотношение Π_p и увеличивать соотношение Π_q . Одновременное увеличение соотношений Π_p и Π_q (что соответствует увеличению жесткости в подсистемах "заготовка - режущий инструмент" и "заготовка - зажимной элемент") приводит к уменьшению одноименных деформаций, однако характер отклонения и его величина остаются практически без изменений (рис. 7, профиль 3). Линия профиля 3 смещена вниз параллельно профилю 2. Одновременное уменьшение соотношений Π_p и Π_q приводит к изменению характера отклонения профиля, при этом линия профиля 4 смещена вверх.

Уменьшение соотношения Π_p (уменьшение жесткости в подсистеме "заготовка - режущий инструмент") и одновременное увеличение соотношения Π_q (увеличение жесткости в подсистеме "заготовка - зажимной элемент") позволили получить практически полное совпадение спрямленного профиля 5

с профилем 1. Профиль 5 соответствует значениям соотношений $\Pi_q=0,7$; $\Pi_p=0,3$; $\Pi_{REZ}=25$.

Таким образом, математическая модель в MATLAB Simulink позволила определить такие сочетания соотношений параметров силовой системы станочного приспособления, при которых погрешность формы обработанной поверхности минимальна.

На основе полученных величин безразмерных соотношений параметров силового замыкания можно определить условия надежного закрепления заготовки. Допустимый уровень надежности закрепления оценивается величиной коэффициента запаса, который по соображениям техники безопасности рекомендуется принимать равным не менее 2,5.

Преобразуя выражение $\Pi_{REZ} = \frac{k_{зан} \cdot (k_{REZ} - f_{TP})}{(f_{TP} + f_{TP1})}$ относительно коэффициента запаса, получаем $k_{зан} = \frac{\Pi_{REZ} \cdot (f_{TP} + f_{TP1})}{(k_{REZ} - f_{TP})}$, т.е. надежность закрепления заготовки зависит от величины коэффициентов трения покоя f_{TP} , f_{TP1} и от соотношения составляющих сил резания k_{REZ} .

Таким образом, для $\Pi_{REZ}=10$, принятом выше коэффициенте трения покоя $f_{TP} = f_{TP1} = 0,1$ и коэффициенте $k_{REZ} = 2$ коэффициент запаса $k_{зан} = 5$, что отвечает требованиям техники безопасности. Предельно

допустимое значение P_{REZ} составит 5. Коэффициентом k_{REZ} накладываются ограничения на изменение величины составляющих силы резания. Увеличение значения коэффициента k_{REZ} ведет к уменьшению значения $k_{\text{зап}}$, т.е. снижению уровня надежности. Допускается только численное снижение значения k_{REZ} , которое возможно при уменьшении значения P_{pt} и увеличении P_{pn} .

Следовательно, для обеспечения надежности закрепления заготовки оценка начального значения k_{REZ} должна выполняться по наибольшему значению тангенциальной к плоскости опор составляющей силы резания P_{pt} и по наименьшей нормальной к плоскости опор составляющей силы резания P_{n} . Наименьшее значение $P_{\text{pn}} = P_{\text{pn}}^{\text{min}}$ будет определять минимальную величину коэффициента k_{REZ} , т.е. максимальный возможный предел соотношения $P_{\text{REZ}} = P_{\text{REZ}}^{\text{max}}$. Допустимое по условию надежности увеличение значения P_{pn} приведет к снижению фактического значения P_{REZ} и уменьшению погрешности профиля плоскости (см. рис. 4). Дальнейшее уменьшение $P_{\text{REZ}} < 10$ приведет к увеличению погрешности.

Следует отметить, что расчет погрешности обработки выполнялся при заданном уровне максимального усилия зажима Q , развиваемого приводом с учетом передаточного силового механизма, а также при принятом уровне максимальной жесткости в системе, характерной для опорных элементов системы силового замыкания. Изменение этих начальных данных будет приводить к изменению абсолютных значений результатов расчета, однако характер погрешностей формы плоскости и показанные закономерности ее изменения останутся без изменений.

Важно также то, что хотя пределы изменений соотношений P_{REZ} , P_{q} , P_{p} были определены из практи-

ческих соображений, полученные значения для минимального уровня погрешности формы определяются свойствами силового замыкания станочного приспособления.

8. Выводы и практические рекомендации

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Математическое моделирование в системе MATLAB Symulink позволяет визуализировать кольца зависимостей параметров системы силового замыкания станочного приспособления и повысить наглядность алгоритма моделирования.

2. Результаты расчета влияния силовой системы станочного приспособления на математической модели, реализованной в системе MATLAB Symulink показывают, что сочетания параметров жесткости и сил в системе силового замыкания формируют отклонения формы профиля продольного сечения плоских поверхностей, причем возможно формирование как вогнутости, так и выпуклости профиля.

3. Для проведения параметрического исследования и анализа влияния силовой системы станочного приспособления на точность формы плоской поверхности предложено рассматривать показатели — безразмерные соотношения сил и соотношения жесткостей.

4. В системе силового замыкания станочного приспособления существуют и могут быть определены такие сочетания безразмерных соотношений, при которых образующееся отклонение формы поверхности наименьшее, близкое к нулю.

Литература

1. Кован, В.М. Расчет припусков на обработку в машиностроении / В.М.Кован. – М: Машгиз, 1953. – 208 с.
2. Соколовский, А.П. Расчеты точности обработки на металлорежущих станках / А.П.Соколовский. – М.-Л.: Машгиз, 1952. – 288 с.
3. Мягков, В.Д. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч./ В.Д.Мягков, М.А.Палей, А.Б.Романов, В.А.Брагинский. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1982. – Ч. 1. 543 с.
4. Фираго, В.П. Основы проектирования технологических процессов и приспособлений / В.П.Фираго. – М.: Машиностроение, 1973. – 468 с.
5. Балакшин, Б.С. Основы технологии машиностроения / Б.С.Балакшин. – М.: Машиностроение, 1969. – 556 с.
6. Пипкин, Ю.В. Управление точностью операций механической обработки методом имитационного моделирования станочных приспособлений / Ю.В.Пипкин, А.Н.Зелинский, Н.В.Коцюбинская // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2008. – № 3/5 (33). – С. 22-29.
7. Нейман, М.С. Автоматические процессы и явления (Общие вопросы теории системы, содержащих управляющие кольца зависимостей) / М.С.Нейман. – М.: Сов. Радио, 1958. – 148 с.
8. Микитянский, В.В. Технологические аспекты влияния динамики станочного приспособления на качество механической обработки / В. В. Микитянский, Л. М. Микитянская // Вестник Астраханского ГТУ. – 1994. – С. 141-144.
9. Микитянская, Л.М. Исследование влияния жесткости станочных приспособлений на условия закрепления деталей при обработке / Л.М.Микитянская, Т.Я.Долгова: Астрахан. гос. техн. ун-т. // Вестник Астраханского государственного технического университета. Сборник научных трудов. Механика. – Астрахань: Изд-во АГТУ, 2000. – С. 15 – 24.
10. Микитянский, В.В. Анализ и синтез механических систем станочных приспособлений методом электромеханических аналогий / В.В.Микитянский, Л.М.Микитянская // Научные труды Астраханского государственного технического университета. – Астрахань: Изд-во АГТУ, 2002. – С. 139 – 141.
11. Ильицкий, В.Б. Конструкторско-технологические свойства станочных приспособлений / В.Б.Ильицкий, В.В.Микитянский, Л.И.Сердюк. – М.: Машиностроение, 1989. – 225 с.
12. Сигорский, В.П. Математический аппарат инженера / В.П.Сигорский. – Киев: Техніка, 1975. – 768 с.

13. Пипкин, Ю.В. Метод получения математических моделей станочных приспособлений / Ю.В. Пипкин // Сборник трудов пятой междунауч.-техн. конф. "Современные технологии, экономика и экология в промышленности, на транспорте и в сельском хозяйстве", 7-12 сентября, г. Алушта. – К.: Институт системных исследований, 1998.
14. Піпкін, Ю.В. До питання про математичне моделювання затискової можливості обертаючих пристроїв та оснастки / Ю.В.Піпкін, А.Н.Зелінський // "Наукові нотатки" зб. наук. праць. – Луцьк: ЛДТУ. – 1999. – № 5. – С. 197-206.
15. Пипкин, Ю.В. Анализ силового замыкания в станочных приспособлениях / Ю.В.Пипкин // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки (Машинобудування). – 2002. – № 2. – С. 88-93.
16. Зелинский, А.Н. Структурно - функциональные графовые модели технологических систем механической обработки / А.Н.Зелинский, Ю.В.Пипкин // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сб. научных трудов: Специальный выпуск – Материалы V международной научно-техн. конф. "Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века" в г. Севастополе 8-11 сентября 1998 г. В. 3-х томах. Т.2. – Донецк: ДонГТУ. Вып. 6, 1998. – С. 297–300.
17. Пипкин, Ю.В. Методика анализа силового замыкания технической системы станочного приспособления / Ю.В.Пипкин, А.Н.Зелинский, Н.В.Коцюбинская // Машиностроение и техносфера XXI века // Сборник трудов XII международной научно-технической конференции в г. Севастополе 12-17 сентября 2005 г. В 5-ти томах. – ДонНТУ: Донецк, 2005. – С. 64-69.
18. Пипкин, Ю.В. Базовая расчетная схема силового замыкания в станочных приспособлениях / Ю.В.Пипкин, А.Н.Зелинский, Н.В.Коцюбинская // Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжнародний зб. наукових праць. – Донецьк: ДонНТУ, 2006. – Вип. 31. – С. 227-237.
19. Косаков, В.С. Основы конструирования приспособлений: Учебник для вузов. / В.С. Косаков – М.: Машиностроение, 1983. – 277 с.

Показаний один із способів математичного моделювання робочого процесу в дискретних пневмоагрегатах, що ґрунтується на розгляді умов рівноваги одномасової пружно-в'язкісної моделі (модель Максвелла). Рішення, отримані на цій основі, компактні і мають достатню для практики розрахункову точність

Ключові слова: дискретні пневмоагрегати, математичне моделювання робочого процесу, пружно-в'язкісна модель

Показан один из способов математического моделирования рабочего процесса в дискретных пневмоагрегатах, основанный на рассмотрении условий равновесия одномассовой упруго-вязкостной модели (модель Максвелла). Решения, полученные на этой основе, компактные и обладают достаточной для практики расчётной точностью

Ключевые слова: дискретные пневмоагрегаты, математическое моделирование рабочего процесса, упруго-вязкостная модель

The one way of mathematical modeling of the workflow in digital pneumatic units, based on considering the equilibrium conditions for single-mass elastic-viscous model (Maxwell model) is shown. The solutions obtained in this way are compact and have the necessary accuracy for practical calculation

Keywords: discrete pneumatic units, mathematical modeling of workflow, elastic-viscosity model

Введение

Ввиду сложности термодинамических и газомеханических процессов в полостях пневмоагрегата (ПА) математическая модель таких агрегатов представля-

ется в виде системы нелинейных дифференциальных уравнений, которую принято решать численным методом.

В работе [2] была разработана линейная модель дискретного ПА на основе замены нелинейных зави-

УДК 621.5

РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ ДВИЖЕНИЯ ДИСКРЕТНОГО ПНЕВМОАГРЕГАТА НА ОСНОВЕ ЕГО УПРУГО– ВЯЗКОСТНОЙ МОДЕЛИ

Г.А. Крутиков

Кандидат технических наук, доцент*

М.Г. Стрижак

Аспирант*

*Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропривод»

Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт»
ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, 61002