

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ НАДЕЖНОСТИ СТАНКОВ ФРЕЗЕРНОЙ ГРУППЫ.

Александр Сергеевич Клецов⁽¹⁾, Игорь Павлович Иванов⁽²⁾

*Студенты 5 курса,
кафедра «Литейные технологии»⁽¹⁾, кафедра «Металлорежущие станки»⁽²⁾,
Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана*

*Научный руководитель: А.Г. Ягопольский,
старший преподаватель кафедры «Металлорежущие станки»,
Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана*

Одной из основных задач, стоящих перед машиностроителями, является обеспечение качества изготовления, зависящее от надежности металлорежущего оборудования. В настоящее время наиболее перспективным и важным представляется методика расчетов параметрической надежности, направленная на уменьшение интенсивности протекания изнашивания, созданием отказоустойчивых конструкций с компенсацией возникающих погрешностей. Программы расчета либо универсальны, либо с минимальными изменениями подходят для исследования различных станков.

Для экспериментальной проверки методики оценки параметрической надежности был рассмотрен фрезерный консольный вертикальный станок ГФ2171С5 с УЧПУ. Станок предназначен для многооперационной обработки разнообразных деталей сложной конфигурации из стали, чугуна, цветных и легких сплавов. Наряду с фрезерованием на станке можно производить сверление, зенкерование, развертывание и растачивание отверстий, связанных координатами.

Кинематическая схема станка характеризуется наличием отдельных кинематических групп основного и вспомогательного движений. Шпиндельная головка имеет свой кинематический узел главного движения с отдельным приводом от асинхронного двигателя. Изменение частоты вращения главного движения производится за счет переключения блоков шестерен в кинематической группе. Кинематические цепи подач по осям X, Y, Z имеют индивидуальные механизмы подач от электродвигателей постоянного тока. Кинематическая цепь установочного перемещения консоли имеет привод от синхронного двигателя.

Рассматривая параметрическую надежность данного состояния станка без учета износа, можно получить заключение о пригодности станка для обработки определенной заданной детали, оценить степень влияния на исходную точность различных узлов и механизмов станка, выработать рекомендации по установке детали на столе станка (выявить зоны стола, где обработка будет более точной) и т.д.

В качестве выходного контролируемого параметра рассмотрим точку на режущем инструменте (износ инструмента учитывать не будем, полагая, что размеры его не изменяются), в которой фактически происходит процесс резания, и будем рассматривать абсолютное смещение фактической точки, в которой производится обработка, от идеальной, заданной технологией обработки, программой УЧПУ в результате изменения случайных аргументов (нагрузки и их колебание вследствие изменения припуска на обработку, величины перемещения рабочих органов и т. д.), влияющих на отклонение рассматриваемого параметра. Рассмотрев совокупность точек, характеризующих абсолютное отклонение фактической траектории движения рабочих органов от идеальной и оценив нахождение их в пределах поля допуска, либо выполнение других специфических для данной детали требований, можно судить о возможности использования данного станка для обработки этой детали.

В непосредственном формировании сложного профиля детали на рассматриваемом станке участвуют два привода (вследствие конструкции станка и применяемой системы ЧПУ) - привода подачи по осям X и Y . Для исследования абсолютных смещений по каждой из рассматриваемых осей были составлены структурно-конструктивные схемы возникновения погрешностей по каждой из координат, включающие в себя все элементы конструкции, оказывающие влияние на смещение точки фактической обработки.

Все элементы станка обладают начальной точностью. При приложении нагрузок в каждом из выделенных нами элементов возникают упругие деформации, которые в конечном итоге приводят к смещению на определенную величину регламентируемого параметра по координате X . Кроме того, в ходе работы станка на него действуют быстротекущие процессы, процессы средней и малой скорости, которые также вызывают отклонения исследуемого параметра.

В итоге, общее смещение по координате X можем задать следующим образом:

$$\delta_{\Sigma X} = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^M \delta_{Xij},$$

Определив аналогичным образом общее смещение по координате Y :

$$\delta_{\Sigma Y} = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^M \delta_{Yij},$$

можно определить абсолютное отклонение контролируемой траектории в любой ее точке: $\delta = \delta_{\Sigma X}^2 + \delta_{\Sigma Y}^2$ и сделать вывод о пригодности станка для обработки данной детали.

Доля контактных деформаций подвижных и неподвижных стыков в балансе упругих смещении, возникающих в станке, может составить до 70 % при различных видах нагружения. Величина ее зависит от положения стыка относительно точки обработки и центров тяжести, углов наклона плоскости стыка относительно направления действия силы резания и центров тяжести элементов, взаимного расположения направляющих площадок контакта в стыках, размещения точки приложения тягового усилия. От перечисленных факторов зависят величина и распределение давлений на гранях направляющих, а также суммарная сила трения в подвижных стыках.

При рассмотрении нагружения плоских стыков направляющих скольжения для оценки контактных перемещений использована эмпирическая зависимость $\delta = C\sigma^m$, где δ - контактное перемещение в мкм, σ - давление в направляющих, C - коэффициент, зависящий от геометрии поверхности и свойств материалов, m - показатель степени.

Для расчета элементарных смещений по каждой направляющей необходимо знать характер эпюры давлений между гранями направляющих. Эюра имеет вид трапеции, причем ее форма зависит от смещения X_{Ri} точки приложения реакции относительно середины направляющей. В этом случае эпюра линейна, и наибольшие и наименьшие значения давлений можно определить по формулам:

$$P_{\max} = \frac{R_i}{LH} \left(1 + \sigma \frac{X_{Ri}}{L}\right) \quad P_{\min} = \frac{R_i}{LH} \left(1 - \sigma \frac{X_{Ri}}{L}\right),$$

где L и H - длина и ширина направляющих. Следует отметить, что (при $X_{Ri} > L/6$) получается раскрытие стыка, что приводит к снижению площади касания, увеличению давлений в стыке и, как следствие, к большим контактным деформациям. Таким образом, для правильного определения смещения точки обработки необходимо найти реакции, действующие с стыках направляющих, и координаты их приложения.

В ходе обработки при перемещении стола по направляющим на него действуют составляющие силы резания (P_x , P_y , P_z), сила тяги Q и сила тяжести

Г. В результате действий этих внешних сил в направляющих возникают реакции, определяющие эпюры давлений и силу трения в каждой направляющей. Для определения неизвестных реакций рассмотрим по отдельности каждый из стыков (направляющие по оси X , направляющие по оси Y , направляющие установочного движения консоли). Оси координат направим в соответствии с ГОСТ 23587-79, а начало координат поместим в точке пересечения линий действия двух реакций, по длине - в середине направляющих. Для нахождения реакций используем 6 уравнений статики:

$$\begin{cases} \Sigma X = 0 \\ \Sigma Y = 0 \\ \Sigma Z = 0 \\ \Sigma M_x = 0 \\ \Sigma M_y = 0 \\ \Sigma M_z = 0 \end{cases}$$

Анализ расчетной схемы показал:

- направляющие по оси X : направляющие типа "ласточкин хвост", в результате записи уравнений статики получается трижды неопределимая задача (9 неизвестных: R_1 ; X_{R1} ; R_2 ; X_{R2} ; R_3 ; X_{R3} ; R_4 ; X_{R4} ; Q). Для решения системы необходимо введение дополнительных условий, связывающих искомые неизвестные между собой. Эти уравнения можно получить из условия совместности деформаций. Так как стол принимается нами жестким, не подвергающимся кручению, то при рассмотрении его поворота в плоскости XOZ под действием приложенных нафузок эпюры давления должны быть подобны, а при рассмотрении его поворота в плоскости XOY под действием приложенных нагрузок эпюры давления должны быть симметрично подобны, что означает равенство по модулю тангенсов угла наклона эпюр и в итоге численно выражается как $R_1 X_{R1} = R_2 X_{R2}$; $R_3 X_{R3} = -R_4 X_{R4}$, таким образом получено два дополнительных уравнения, однако поскольку получение последнего уравнения для связи всех неизвестных технически сложно, то принято допущение, позволяющее сократить два неизвестных в системе уравнений. Предлагается следующее: при рассмотрении системы сил, действующих в плоскости ZOY , действие сил P_y , P_z и G уравнивается тремя из четырех реакций, т.е.

1. если $P_y > 0$ $M(P_y) > M(P_z; G)$, то $R_1 = 0$,
2. если $P_y > 0$ $M(P_y) < M(P_z; G)$, то $R_3 = 0$;
3. если $P_y < 0$ $M(P_y) > M(P_z; G)$, то $R_2 = 0$;
4. если $P_y < 0$ $M(P_y) < M(P_z; G)$, то $R_4 = 0$,

Это допущение нельзя назвать абсолютно корректным, так как в результате поворота стола относительно оси XOY нельзя говорить о полном отсутствии реакции R_3 , однако в нашем случае, при рассмотрении реакций, точки приложения которых отстоят на незначительное расстояние от центра направляющих, оно допустимо. Использование указанных допущений и одного из уравнений $R_1 X_{R1} = R_2 X_{R2}$; $R_3 X_{R3} = -R_4 X_{R4}$ позволяет найти реакции, а следовательно, давления и смещение точки обработки по осям X и Y .

- направляющие по оси Y : направляющие прямоугольные, система статически неопределима, решение производится аналогично направляющим по оси X .

- направляющие консоли: направляющие типа "ласточкин хвост", расчет производится аналогично направляющим по оси Y с учетом направления силы резания и моментов.

Деформации в шарико-винтовой паре определим по формулам Герца-Беляева, наибольшие деформации при этом возникают в контакте шарик-винт; Контактные перемещения:

$$\begin{aligned}
 & \text{- в направлении действия нагрузки} & \delta &= c_1 P^{\frac{2}{3}} \text{ [см]} \\
 & \text{----- в осевом направлении} & \delta_0 &= \frac{2\delta}{\sin \alpha \cos \lambda} \\
 & \text{----- P -} & P &= \frac{Q}{Z_{pac} \sin \alpha \cos \lambda}
 \end{aligned}$$

нормальная нагрузка на один шарик, кг;

E - модуль упругости материала сжимаемых тел, $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$

$$c_1 = \frac{m_\delta}{E^{\frac{2}{3}}} \sqrt[3]{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}}$$

$$m_\delta = (1,41 - 1,17(1 - \frac{1}{r_1})(1 - \frac{1}{r_2} \cos \alpha))^2$$

Полученная математическая модель используется для расчета параметрической надежности обработки кулачка. Для этого на траектории обработки кулачка выбирается несколько контрольных точек, характеризующихся различным направлением действия сил резания, припуском. Для каждой из выбранных точек производится 150 циклов вычислений отклонения точки обработки от идеальной траектории по осям X и Y, с входными данными оценить вероятность обработки детали с заданной точностью, а также достоверность приблизительных расчетов. Анализ отдельных составляющих смещений по координатам позволяет численно оценить влияние внесения изменения в конструкцию станка.

На основании практического применения методики прогнозирования параметрической надежности при помощи ЭВМ был произведен расчет для конкретного станка, позволяющий оценить точность обработки детали любой конфигурации, вероятность обработки детали с заданной точностью или любые другие интересующие параметры. Методика может быть применена к любому станку, в т.ч. и проектируемому, для составления математической модели и последующих вычислений необходимы данные о конструкции и режимах работы, непосредственно влияющих на интересующие выходные параметры.

Литературы

1. Под общ. редакцией *А.С. Проникова* "Проектирование металлорежущих станков и станочных систем" Справочник-учебник в трех томах - М. Издательство МГТУ/Машиностроение, 1994
2. Под ред. *Проникова А.С.* "Металлорежущие станки и автоматы" - М.: Машиностроение, 1981
3. *А.С. Проников.* "Надежность машин" -М. Машиностроение, 1973
4. *А.С. Проников.* "Программный метод испытания металлорежущих станков" - М. Машиностроение, 1985
5. *З.М. Левина, Д.Н. Решетов* "Контактная жесткость машин" - М.: Машиностроение, 1971

6. *И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич.* "Расчет на прочность деталей машин" - М. Машиностроение, 1993
7. *Д.Н. Решегов, В.Т. Портман* "Точность металлорежущих станков" - М.: Машиностроение, 1985
8. *Проников А.С.* "Концепция прогнозирования параметрической надежности машин" - Вестник МГТУ Сер.Машиностроение 1991 №3
9. *Проников А.С.* "Метод оценки случайных функций по установленным признакам (для инженерных расчетов)" - Вестник МГТУ Сер.Машиностроение 1994 №2
10. *Ю.В.СХомяков, И.В Тарасов* "Оценка влияния стыков' на точность станков" - "Станки и инструмент" 1991 №7