(двигатель, трансмиссия, движитель, подвеска, кабина-сиденье-водитель) в виде типовых модулей, на базе которых с учетом назначения и компоновки создается общая математическая модель, эквивалентная динамической системе колесной машины.

Методически расчетные исследования на ЭВМ динамической системы ТТМ включают следующие этапы:

1) находится и анализируется спектр собственных частот колебаний;

2) определяются параметры демпфирования участков системы и при приложении внешнего гармонического возмущения в зависимости от его частоты – амплитудно-частотные характеристики вынужденных колебаний;

3) при задании характеристик движущих сил и сопротивлений движению, а также характеристик ее внутренних структур и внешних воздействий производится оценка динамической нагруженности и эксплуатационных качеств на исследуемых режимах движения.

Эти положения реализованы на примере тракторного поезда в составе трактора МТЗ-102 и двухосного прицепа ПСЕ-12,5Б, расчетная схема которого разработана на основе анализа его конструкции и кинематики движения звеньев, узлов и агрегатов, и построена методом замены распределенных масс сосредоточенными, соединенными безынерционными упруго-демпфирующими связями. Такая модель является низкочастотной и описывает поезд как сложную взаимосвязанную нелинейную динамическую систему и учитывает работу дизельного двигателя, взаимосвязанность колебаний в трансмиссии, остова, кабины, сиденья и водителя трактора, а также звеньев поезда, взаимодействие ведущих колес с неровностями дороги и потери мощности на диссипацию энергии. Движение такого поезда по неровной дороге, в режиме трогания с места при включенной передаче и дальнейшем разгоне с переключением передач, описывается системой из 17-ти дифференциальных уравнений второго порядка и трех уравнений первого порядка. При этом колебания отдельных частей тела водителя описываются механической моделью в виде системы обратных математических маятников с упругими шарнирами. Программное обеспечение расчета динамики колесной ТТМ состоит из двух частей:

1) прикладной программы для расчета частот собственных и АЧХ вынужденных колебаний;

2) прикладной программы по определению динамической нагруженности и эксплуатационных качеств машины.

Применение такого универсального подхода весьма эффективно на стадии проектирования, когда необходимо оценить основные рабочие качества создаваемой машины, а также осуществлять варьирование вариантов конструктивного исполнения ее узлов и агрегатов.

РАЗМЕРНЫЙ АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ ОГРАНОЧНЫХ СТАНКОВ

М.И.Михайлов
Гомельский политехнический институт им. П.О.Сухого (Гомель)

Погрешность базирования ограночного диска на валу приводит к ухудшению качества обработки, т.к. снижает виброустойчивость технологической системы, являясь дополнительным источником вибраций.

Геометрическая точность, в свою очередь, зависит от погрешности формы и взаимного расположения базовых поверхностей диска и вала, а также от погрешности изготовления базовых поверхностей вала и подшипников.

Для получения аналитических зависимостей воспользовались методом координат. С основными базирующими поверхностями диска связывали систему OXYZ, а со вспомогательными oxyz, тогда положение полотна диска относительно основных баз можно определить как положение системы oxyz в системе OXYZ. Это положение задавали через координаты А, Б, В, центра О системы oxyz в системе OXYZ и через углы поворота λ, β, γ системы oxyz относительно OXYZ.

Выделенные координаты и углы образуют матрицу К = (А, Б, В, λ, β, γ). Причем, координаты матрицы К определяют взаимное положение рабочего полотна относительно базовой поверхности.

Как известно, угол между двумя номинальными поверхностями равен углу между их нормалями. В соответствии с этим, угол наклона координатных плоскостей zoy относительно ZOY равен углу ψ_1, заключенному между осями ox и OX; xoz относительно XOZ – углу ψ_2, заключенному между осями oy и OY; xoy относительно XOY – углу ψ_3, заключенному между осями oz и OZ.

После элементарных преобразований получим

$$tg\psi_1 = \frac{\sqrt{1-\cos^2\gamma\cos^2\beta}}{\cos\gamma\cos\beta}; \quad tg\psi_2 = \frac{\sqrt{1-\cos^2\lambda\cos^2\gamma}}{\cos\lambda\cos\gamma}; \quad tg\psi_3 = \frac{\sqrt{1-\cos^2\lambda\cos^2\beta}}{\cos\lambda\cos\beta}.$$

Известно также, что любой конструктивный линейный и угловой размер между двумя поверхностями может быть выполнен с определенной технологической погрешностью.

Отклонения линейных размеров, обусловленных погрешностью геометрической формы поверхностей диска можно представить в виде

$$\Delta_{LФ} = (\Delta_{XФ}, \Delta_{YФ}, \Delta_{ZФ},)$$

Тогда отклонение расстояния как функция относительной удаленности, поворота и отклонений от плоскостности поверхностей диска получается путем сложения соответствующих матриц

$$\begin{aligned} \Delta_{LX} &= \Delta_A - \frac{y\cdot tg(\Delta\gamma)}{\sqrt{1+tg^2(\Delta\beta)}} + z\cdot tg(\Delta\beta) + \Delta_{XФ} \\ \Delta_{LY} &= \Delta_Б - \frac{x\cdot tg(\Delta\gamma)}{\sqrt{1+tg^2(\Delta\lambda)}} + z\cdot tg(\Delta\lambda) + \Delta_{YФ} \\ \Delta_{LZ} &= \Delta_B - \frac{x\cdot tg(\Delta\beta)}{\sqrt{1+tg^2(\Delta\lambda)}} + y\cdot tg(\Delta\lambda) + \Delta_{ZФ} \end{aligned} \qquad (1)$$

Используя (1), можно определить составляющую геометрической погрешности обусловленную погрешностью формы и расположения поверхностей диска. Для определения погрешностей установки диска на валу был использован метод деформируемых координатных связей.

С помощью матрицы налагаемых связей устанавливаем функциональные зависимости между элементами погрешности установки $[w_y] = (a_y\ b_y\ c_y\ \lambda_y\ \beta y\ \gamma_y)$ и нормальными координатами опорных точек

$$\begin{bmatrix} a_y \\ b_y \\ c_y \\ \dots \\ \lambda_y \\ \beta_y \\ \gamma_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & g_{13} & g_{14} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & g_{25} & 0 \\ g_{31} & g_{32} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \dots & & & & & \\ g_{41} & g_{42} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & g_{56} \\ 0 & 0 & g_{63} & g_{64} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta z_1 \\ \Delta z_2 \\ \Delta x_3 \\ \dots \\ \Delta x_4 \\ \Delta y_4 \\ \Delta z_6 \end{bmatrix}.$$

В связи с тем, что окончательная обработка элементов системы крепления диска производится различными методами, обеспечивающими и не обеспечивающими регулирование точности среднего размера цепи, то известные методики расчета допусков приводят к завышенным или заниженным их значениям.

Поэтому для синтеза допуска замыкающего звена использовался унифицированный метод.

Этот метод позволяет учесть систематические погрешности и основан на учете двух характеристик допуска на размер детали: смещении среднего размера относительно середины поля допуска и колебаний размеров относительно среднего размера. Такой учет достигался путем выбора соответствующего значения коэффициента смещения f_i для каждой детали, изменяющегося в пределах от 0 до 1

$$\delta_\Delta = (f_1\delta_1 + f_2\delta 2 + \ldots + f_n\delta_n) + \frac{k}{3}[(1-f_1)^2\delta_1^{\,2} + (1-f_2)^2\delta_2^{\,2} + \ldots + (1-f_n)^2\delta_n^{\,2}]^{1/2}. \qquad (2)$$

Первая группа слагаемых этого выражения составлена из оценок смещения средних размеров. Ее можно трактовать как модель расчета методом максимума-минимума, когда все смещения суммируются с целью оценки наибольшего смещения сборочного размера. Вторая группа слагаемых характеризует колебания сборочного размера относительно среднего значения, которую можно трактовать как сумму квадратов допусков размеров собираемых деталей.

Уравнение (2) позволяет заключить, что во второй группе слагаемых допуски на размеры сопрягаемых деталей уменьшаются в $(1 - f_i)$ раз. Тем самым предполагается, что по мере увеличения смещения среднего размера детали относительно середины поля допуска диапазон разброса размера уменьшается.

По полученным зависимостям были произведены расчеты и выполнен анализ конструкций шпиндельных узлов, который позволил определить все параметры технических требований к шпиндельному узлу станка.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕГО ПОЛОТНА ОГРАНОЧНОГО ДИСКА

М.И.Михайлов
Гомельский политехнический институт им. П.О.Сухого (Гомель)

Как известно, процессы деформации и разрушения рабочей поверхности ограночных дисков существенно влияют на состояние технологической системы и характер образующейся при обработке поверхности алмаза.

Потеря устойчивости процесса обработки способствует повышению интенсивности изнашивания ограночного диска, снижает точность обработки, интенсивность съема и качество поверхностного слоя.

Следовательно, выходные параметры процесса огранки необходимо изучать на основе системного подхода.

Перспективным направлением комплексного изучения процессов огранки на микроуровне является, на наш взгляд, энергетический подход.

Система огранки термодинамически неустойчивая, открытая, обменивающаяся энергией и веществом с внешней средой. Согласно первому закону термодинамики работа внешних сил затрачивается на запасание внутренней энергии ΔV и образование тепла Q

$$A_{вн\ е\ ш} = \Delta V + Q = \Delta V_M + \Delta V_K + \Delta V_a + \Delta V_д + Q, \qquad (1)$$

где ΔV_M – энергия механического разрушения поверхностного слоя диска и кристалла алмаза; ΔV_K – энергия контактного взаимодействия алмаз–алмазный порошок; ΔV_a – энергия деформации, запасенная в поверхностном слое кристалла алмаза; $\Delta V_д$ – энергия деформации, запасенная в поверхностных слоях диска.

Предложенное уравнение (1) не включает в явном виде все многообразие физических явлений, сопровождающих процесс огранки (электрические и магнитные явления, взаимодействие с внешней средой, вибрации и т.д.).

Иными словами, самопроизвольные процессы в системах идут в направлении уменьшения свободной энергии:

$$F = V + TS, \qquad (2)$$

где T – температура; S – энтропия.

Для необратимых процессов в соответствии со вторым законом термодинамики можно записать

$$dV = dQ - dA_{вн},$$

где $dA_{вн}$ – работа, совершаемая системой против приложенной извне силы; dQ – неполный дифференциал, определяющий теплоту, подведенную к системе, указывающий на изменение экстенсивных параметров процесса огранки от направления.

Используя второй закон термодинамики можно записать

$$dA_{вн} = \sigma_k dV + \varepsilon d\sigma + H d\mu + E dq \ \ldots$$

Каждый член правой части этого уравнения представляет собой произведение интенсивного параметра на дифференциал экстенсивного. Причем, ни один из составляющих внутренней работы не является полным дифференциалом.

При равновесии системы внутренняя энергия минимальна, что может служить термодинамическим критерием устойчивого состояния системы обработки.

Степень деформации поверхностного слоя диска в локальном объеме зерна алмазного порошка можно записать в виде $\varepsilon = \rho\, b\, \bar{e}$, где ρ – плотность дислокаций материала связки; b – вектор Бюргерса; $\bar{e}$ – средняя длина свободного пробега дислокаций.

При низких температурах T энергия взаимодействия дислокаций с примесями в связке высока, что снижает скорость движения дислокаций и вызывает внутренние напряжения σ_i