

УДК 621.9

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОКАРНО–РЕВОЛЬВЕРНОГО СТАНКА С ПОМОЩЬЮ МОДАЛЬНОГО АНАЛИЗА

Н.Д. Юсубов

e-mail: Nizami\_Yusubov@hotmail.com

Азербайджанский технический университет, г. Баку, Азербайджан

Статья поступила 4 мая 2004 г.

Качество обработки и межподналадочный период работы металлорежущего станка существенно зависят от его динамической характеристики. Колебания технологической системы могут привести к потере качества обработки, а неучет их — к недостаточной экономичности использования станка.

Динамическую характеристику станка составляют показатели его собственных колебаний — амплитуда, частота, демпфирование. Эти значения пока отсутствуют в паспортах станков. Поэтому есть необходимость экспериментального определения динамической характеристики станка, причем не только нового, но и бывшего в эксплуатации.

Наиболее эффективным средством построения динамической характеристики станка в настоящее время является модальный анализ [1, 2].

Основой анализа форм колебаний в модальном анализе являются передаточные функции, которые описывают статические и динамические характеристики нагрузок и перемещений звеньев рассматриваемой структуры [3]. При модальном анализе предполагается, что исследуемая структура имеет линейную системную характеристику. Применяя на основании этого положения ускоренное преобразование Фурье к входным и выходным сигналам, получают настоящие спектры энергии (энергоспектры). Для комплексных частотных характеристик  $G(i\omega)$  общая передаточная функция системы имеет следующий вид [3]:

$$G(i\omega) = \frac{f\{\text{выходной сигнал}\}}{f\{\text{входной сигнал}\}} = \frac{f\{y(t)\}}{f\{x(t)\}} = \frac{\int_{-\infty}^{\infty} y(t)e^{-i\omega t} dt}{\int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-i\omega t} dt} = \frac{E_y(i\omega)}{E_x(i\omega)}, \quad (1)$$

где  $E_x(i\omega)$  — комплексный энергоспектр входного сигнала;  $E_y(i\omega)$  — комплексный энергоспектр выходного сигнала.

Поскольку для нашей задачи временные функции сигналов имеют вид

$$x(t) = y(t) = 0 \begin{cases} t \leq t_1 \\ t \geq t_2 \end{cases},$$

выражение (1) конкретизируется:

$$G(i\omega) = \frac{E_y(i\omega)}{E_x(i\omega)} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} y(t)e^{-i\omega t} dt}{\int_{t_1}^{t_2} x(t)e^{-i\omega t} dt}. \quad (2)$$

Делением комплексных энергоспектров на период интеграции получают комплексные спектры плотности:

$$G(i\omega) = \frac{S_y(i\omega)}{S_x(i\omega)} = \frac{R_e \{S_y(i\omega)\} + iI_m \{S_y(i\omega)\}}{R_e \{S_x(i\omega)\} + iI_m \{S_x(i\omega)\}}, \quad (3)$$

где  $S_x(i\omega) = \frac{1}{t_2 - t_1} E_x(i\omega)$  — комплексная спектральная плотность входного сигнала;

$S_y(i\omega) = \frac{1}{t_2 - t_1} E_y(i\omega)$  — комплексная спектральная плотность выходного сигнала.

Представляя значения комплексных спектральных плотностей в виде сопрягаемых комплексных знаменателей для частотной характеристики, получим следующее значение:

$$G(i\omega) = \frac{S_{xy}(i\omega)}{S_{xx}(\omega)} = \frac{R_e \{S_{xy}(i\omega)\} + iI_m \{S_{xy}(i\omega)\}}{S_{xx}(\omega)}, \quad (4)$$

где  $S_{xx}(\omega) = S_x^*(i\omega) \times S_x(i\omega)$  — спектральная авто плотность;  $S_{xy}(i\omega) = S_x^*(i\omega) \times S_y(i\omega)$  — взаимная спектральная плотность двух стационарных связанных процессов  $x(t)$  и  $y(t)$ .

На рис. 1 показана экспериментальная установка для определения динамической характеристики станка TRAUB TNS 60 с помощью модального анализа. Эксперименты проводились автором во время стажировки в Институте металлорежущих станков и технологии машиностроения Брауншвейгского Технического Университета Германии. Установка состоит из электромагнитного возбудителя колебаний, пьезокварцевого силового датчика, 4-канального FFT-анализатора (FFT=Fast-Fourier-Transformation — анализатор ускоренного преобразования Фурье), усилителя мощности, трехосного пьезокварцевого датчика ускорения и компьютера для проведения модального анализа. Для аппроксимации структуры станка сначала определяются пункты структуры (DOF's = Degree of Freedom—степень свободы), в которых должны производиться измерения частотных характеристик. Положения измерительных пунктов ( $x, y, z$  координаты) заносятся в программу модального анализа [4] и в результате соединения измерительных пунктов соответствующими линиями связи получается каркасная модель станка. Электродинамическим возбудителем станку сообщается силовой импульс в точке контакта инструмента и детали, обозначенной на каркасной модели DOF 41 (Firma Bruel&Kjaer: Gen. Purpose Head Type 4812, Exciter Body Type 4801 [5]). Возбуждающий сигнал задается с большой энергоплотностью и частотой 1 гц (Sweep Sinus). Сигнал и спектр амплитуд представлены на рис. 2. Далее сигнал передается генератором анализатора FFT через усилитель мощности (Bruel&Kjaer Type 2707) [5]. Колебания станка испытывают в диапазоне частот 0...500 Гц, так как установленные доминирующие частоты принимают значения менее 500 Гц.

Переданный сигнал регистрируется пьезоэлектрическим силовым датчиком. Как элемент связи между силовым датчиком и возбудителями колебания используется пластмассовый амортизатор, предотвращающий повреждение датчика. Сигнал ответа станка принимается пьезоэлектрическим датчиком ускорения и передается FFT-анализатором (4-х канальный FFT анализатор фирмы Schlumberger).



Рис. 1. Экспериментальная установка для определения динамической характеристики станка с помощью модального анализа

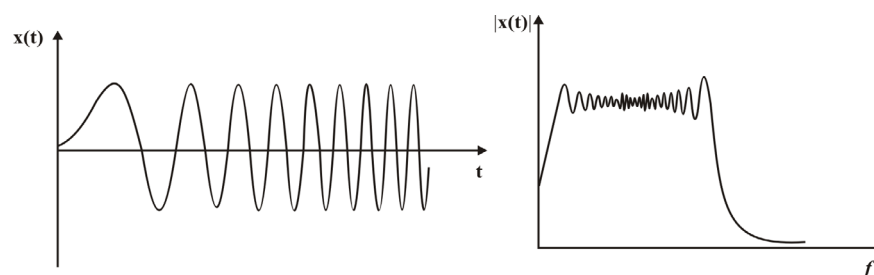


Рис. 2. Sweep-Sinus сигнал

На основании сигнала ускорения  $a(t)$  анализатор посредством двукратного интегрирования рассчитывает перемещение  $x(t)$ . С помощью преобразования Фурье сигналы по времени трансформируются в диапазон частот. Затем анализатор определяет передаточную функцию от пункта приложения силы к структуре и вызванными, вследствие этого, динамическими перемещениями в её измеренных пунктах. Линеаризация между входным и выходным сигналами проверяется в анализаторе FFT с помощью корреляционной функции [3]. Чтобы избежать влияния окружающих возбудителей (работающих соседних станков, проезжающих неподалеку машин) измерение проводилось в вечерние часы.

Передаточной функцией в рассматриваемом случае является динамическая податливость. Она представляет комплексное отношение между выходным и входным спектрами, как функция частот, имеющих угловую характеристику (угловая частота):

$$H_{ij}(\omega) = \frac{X_i(\omega)}{F_j(\omega)}. \quad (5)$$

Ответу — DOF присваивается индекс  $i$ , а местному возбуждению — DOF (driving point) индекс  $j$ . Измеренные частотные характеристики податливости переводятся анализатором FFT посредством интерфейса GPIB в программу модального анализа и хранятся там с указанием места и направления измеренного DOF's.

На основе модального анализа (определение модальных параметров с помощью кривых или с нанесением контура по заданным координатам на экране дисплея) компьютером составляется параметрическую модель, и вследствие этого теоретическая передаточная функция структуры соответствует следующему уравнению [5, 6]:

$$H_{ijTheorie}(j\omega) = \sum_{k=1}^{Moden} \left( \frac{R_{ijk}}{j\omega - p_k} + \frac{R_{ijk}^*}{j\omega - p_k^*} \right). \quad (6)$$

Параметры отдельных модальных компонентов:

- собственная угловая частота —  $\omega_d$ ;
- коэффициент затухания —  $\sigma$ ;
- комплексные амплитуды —  $R = U + jV$ .

Описанная аппроксимация измеренных передаточных функций по определению модальных параметров обозначается как «curve fitting» — нанесение контура по заданным координатам на экране монитора. При нанесении кривых должны устанавливаться местные полюса и остатки. Местные полюса — это максимальные величины структуры, получаются из собственных частот с учетом демпфирования. Они идентичны для определенной моды во всех пунктах структуры. Поэтому программа модального анализа устанавливает места полюсов среди измеренных пунктов структуры передаточной функции и вкладывает их для другой функции передачи. Остатки, как локальные величины, различны в каждом DOF. Они определяются отдельно для каждой отдельно измеренной частотной характеристики податливости.

Остаток  $R$ , комплексный сопрягаемый остаток  $R^*$ , местные полюса  $p$  и комплексные сопрягаемые местные полюса  $p^*$  представляются в виде:

$$R = \frac{-j}{2m\omega_d}; \quad R^* = \frac{+j}{2m\omega_d}; \quad p = -\sigma + j\omega_d; \quad p^* = -\sigma - j\omega_d,$$

где  $m$  — масса;  $j$  — мнимое число

После завершения Curve-Fitting можно представить формы моды как графики возбуждения и провести соответствующий анализ.

Частотная характеристика податливости измеряется в каждом DOF в направлениях осей  $x$ ,  $y$  и  $z$ .

Частотная характеристика податливости FRF 42/41 (FRF-кривых: Frequence Response Function, ответ DOF 42/Anregungs-DOF 41) избранная, так как здесь отдельные превышения резонанса очень хорошо выражены. При оценке форм моды токарного станка могли бы идентифицироваться в полосе частот 0...500 Гц.

Структура с возбуждающей точкой 41 и измеренной передаточной функцией в точке 42—амплитудно-частотная характеристика и фазо-частотная характеристика динамической податливости в интервале 0...50 Гц представлены на рис. 3. На рис. 4 представлена форма колебаний элементов станка при частоте 82,30 Гц. Это соответственно показано деформируемой и недеформируемой структурой. Отклонения отдельных форм должны рассматриваться всегда в связи с настоящим превышением амплитуд в диапазоне частот. Формы моды можно сравнивать лишь по качеству взаимно.

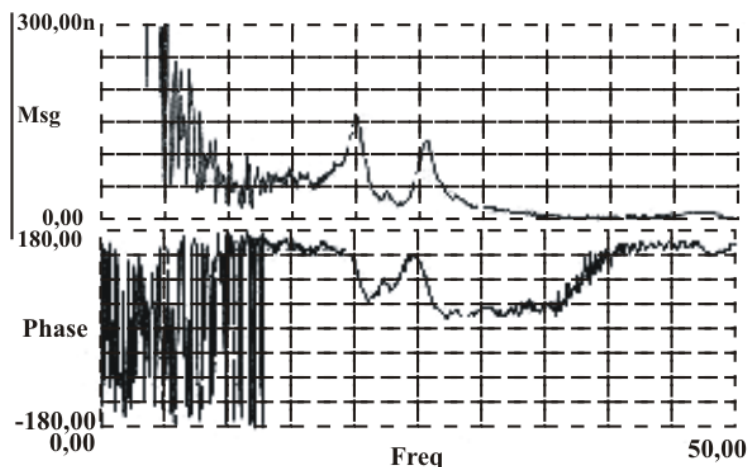


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика и фаз частотная характеристика динамической податливости подсистемы — «револьверная головка — державка — инструменты» в направление  $y$  в интервале 0...50 Гц

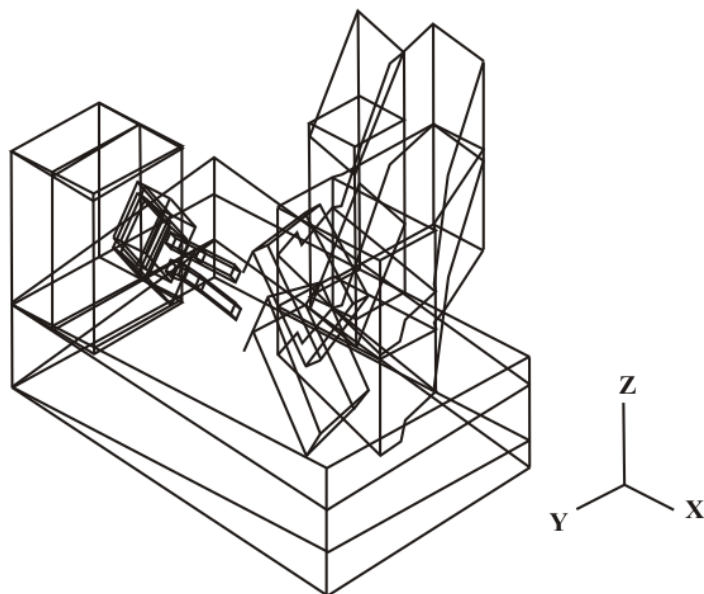


Рис. 4. Форма моды — форма колебаний станка в направлении  $z$  при частоте 82,30 Гц

Из рис. 4 видно, что амплитуды перемещений элементов станка собственной формы при частоте 82,30 Гц относительно большие. Наблюдаются вертикальные перемещения различных частей основания станка. Перемещение шпиндельной бабки станка незначительно. Лишь соединение «деталь — место крепления» передвигается вертикально относительно подсистемы «инструмент — револьверная головка». Здесь имеют место колебания при изгибе детали. При этом перемещение задней части шпиндельной бабки практически не происходит. Видны вертикальные перемещения подсистемы «инструмент — револьверная головка». Следует отметить, что при частоте 82,30 Гц имеются резонансные зоны в точке приложения силы, которые с точки зрения стабильности обработки считаются нежелательными.

Исследования показали, что колебания вызывают относительные перемещения между инструментом и деталью. Поэтому они являются основанием для возникновения неустойчивости зоны резания. У шпиндельной бабки и револьверной головки встречаются колебания при изгибе и скручивании. При основаниях (станинах), напротив, преимущественно проявляются колебания параллельно и вертикально к направляющим. Уменьшение величины динамических перемещений возможно путем сокращения амплитуды колебаний, что достигается управлением режимами обработки.

Проведен анализ интересующих нас элементов станка — револьверной головки и шпиндельной бабки. В этих элементах регистрируются самые большие перемещения в направлениях  $x$ ,  $y$ ,  $z$  при частотах  $f_r = 19,60$ ;  $19,90$ ;  $20$ ;  $25,50$ ;  $25,70$ ;  $80,50$  Гц. Рассчитанные характеристики подсистем «револьверная головка — державка — инструмент» — (1) и «шпиндель — патрон — деталь» — (2) в пункте 42/41 приведены в табл.

#### Определение коэффициента динамичности при различных частотах станка

№ п/п	Элемент станка	Направление	Резонансная частота $f_r$ , Гц	Степень затухания, $D$	Динамическая жесткость, $\cdot 10^6$ Н/м	Статическая жесткость, $\cdot 10^6$ Н/м	Коэффициент динамичности, $K_{дин}$
1	(1)	$y$	20	0,0275	6,31	114,79	0,0550
2	(1)	$y$	25,70	0,0214	8,36	195,46	0,0428
3	(1)	$z$	80,5	0,0627	36,22	289,00	0,1253
4	(1)	$x$	19,6	0,0281	4,25	75,65	0,0562
5	(2)	$y$	19,90	0,0276	5,52	99,90	0,0552
6	(2)	$y$	25,50	0,0216	9,63	100,03	0,0963
7	(2)	$z$	80	0,0875	100	571,43	0,1750
8	(2)	$x$	19,90	0,0226	3,89	86,00	0,0452

## Заключение

Таким образом, экспериментально определены динамические характеристики токарно–револьверного станка TRAUB TNS 60 с помощью модального анализа. Получены формы колебаний, амплитудно–частотные характеристики и фазо–частотные характеристики динамической податливости станка в направлениях  $x$ ,  $y$ ,  $z$ . Рассчитаны динамические коэффициенты станка. Определены резонансные участки станка, в которых нецелесообразно ведение механической обработки. Выявлены нерезонансные зоны станка, в которых можно использовать теорию точности токарной обработки.

## Список литературы

1. Eibelshaeuser P. Rechnerunterstuetzte experimentelle Modalanalyse mittels gestufter Sinusanregung. Diss. TU Muenchen, 1990.7. N.N. Schwingungsmessung. Firma Bruel &Kjaer, 1986.
2. Natke H.G. Einfuehrung in Theorie und Praxis der Zeitreihen– und Modalanalyse. Vieweg–Verlag, Braunschweig, 1988.
3. Weck, M. Werkzeugmaschinen — Fertigungssysteme. Band 4.: Messtechnische Untersuchungen und Beurteilung.4., neubearbeitete und erweiterte Auflage. Duesseldorf: VDI–Verlag, 1992
4. N.N. The STAR–System. Theory and applications. Structural Measurement Systems, Milpitas, USA, 1990.
5. N.N. Schwingungsmessung. Firma Brueel&Kjaer, 1986.
6. Proessler E.–K. Experimentell–rechnerische Analyse von Maschinenschwingungen. Diss. RWTH Aachen, 1981.