

В таблице приведены для каждого исследованного параметра точности, вида и условий зубообработки значения g и F , полученные как средние арифметические соответствующих значений для 5...7 партий зубчатых колес.

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы: 1) рассмотренные процессы зубообработки в изученных условиях для широкого круга параметров прямозубых цилиндрических зубчатых колес являются стационарными в широком смысле; 2) для построения математических моделей указанных процессов могут быть использованы методы корреляционно-регрессионного анализа.

ЛИТЕРАТУРА

1. С в е ш н и к о в А.А. Прикладные методы теории случайных функций. — М., 1968. 2. П у с т ы л ь н и к Е.И. Статистические методы анализа и обработки наблюдений. — М., 1968.

УДК 621.79—534—8

П.С. ЧИСТОСЕРДОВ, М.Г. КИСЕЛЕВ,
Р.Н. ШАДУРО

АНАЛИЗ УЛЬТРАЗВУКОВЫХ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ ДЛЯ КАЛИБРОВАНИЯ ШЛИЦЕВЫХ ОТВЕРСТИЙ

Ежегодно в машиностроении изготавливается большое количество термообработанных стальных деталей с шлицевыми отверстиями прямобочного профиля. Вследствие высокой твердости обрабатываемого материала восстановление точности параметров искаженных шлицевых отверстий после термообработки является весьма трудоемким процессом.

Существующие способы восстановления точности (шлифование отверстий, электрохимическое калибрование, калибрование режущими прошивками, вибрационное хонингование, дорнование) характеризуются рядом недостатков, а именно: низкой стойкостью инструментов, незначительной производительностью процесса, а также невысокой точностью параметрон шлицевых отверстий.

В Могилевском машиностроительном институте с целью устранения указанных недостатков разработан способ калибрования шлицевых отверстий выглаживающими прошивками с введением в очаг деформации ультразвуковых колебаний.

Установка для осуществления этого процесса состоит из следующих основных узлов: генератора ультразвуковых электрических колебаний, об-

рудования для осуществления процесса и ультразвуковой колебательной системы. Последняя представляет собой единый технологический узел (рис. 1, а), состоящий из преобразователя 1 электрических колебаний ультразвуковой частоты в механические, волноводной системы 2 для трансформирования колебаний, инструмента 3 и детали 4.

На рис. 1 изображены схемы колебательных систем с различными вариантами введения ультразвуковых колебаний в зону деформирования.

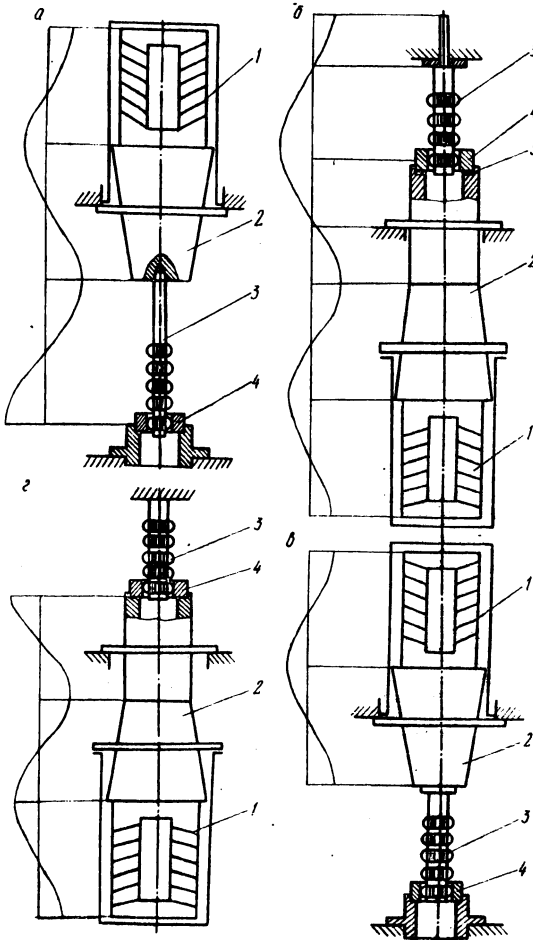


Рис. 1. Схемы колебательных систем для калибровки шлицевых отверстий:
 а, б — с инструментом резонансной длины;
 в, г — с незакрепленным инструментом нерезонансной длины.

Схемы колебательных систем, приведенные на рис. 1, а, б, характеризуются тем, что колебательный режим должен обеспечиваться во всем технологическом узле, включая и инструмент, имеющий резонансные размеры. Его длина определяется по формуле $l = \frac{c}{2f}$, где c — скорость звука; f — частота колебаний.

Акустический контакт в элементах инструмент — концентратор для системы, показанной на рис. 1, а, создается при помощи конического хвостовика, притертого к гнезду концентратора, или резьбового соединения. Для системы, приведенной на рис. 1, б, акустический контакт концентратор — деталь обеспечивается за счет установки между контактируемыми поверхностями кольца S , выполненного из алюминия.

Известно, что распределение амплитуды вдоль стержня инструмента резонансной длины имеет гармонический характер.

$$\xi_m = \xi_{m1} \cos \alpha x. \quad (1)$$

Учитывая, что деформирующие элементы инструмента расположены по его длине, обеспечить для системы, приведенной на рис. 1, а, б, максимальную амплитуду колебаний на всех деформирующих элементах практически невозможно. При наличии нагрузки на конце системы распределение амплитуды будет отличаться от рассмотренного.

Нагрузка на конце системы в виде сопротивления деформированию и массы детали, присоединенной к инструменту, носит комплексный характер и выражается формулой [1]

$$Z_H = R_H + i x_H, \quad (2)$$

где R_H — активная составляющая или сопротивление деформированию; x_H — реактивная составляющая, определяемая массой детали, присоединенной к инструменту. Учитывая это, уравнение, описывающее распределение смещения вдоль стержня инструмента, можно записать в виде

$$\xi_m = \xi_{m1} \left(\cos \alpha x + i \frac{Z_H}{W_0} \sin \alpha x \right), \quad (3)$$

где ξ_{m1} — смещение на конце системы; W_0 — волновое сопротивление. Анализ этого уравнения показывает, что на конце системы отсутствуют пучность и узел смещений.

Приняв, что

$$\alpha x = \alpha x_1 + \varphi \quad \text{или} \quad \alpha x = \alpha \left(x + \frac{\varphi}{\alpha} \right), \quad (4)$$

можно определить сечение расположения пучности смещения. Из (4) видно, что $-\frac{\varphi}{\alpha} = x_0$ является координатой сечения, смещенного относительно конца системы.

Решив совместно (3) и (4), получим

$$\xi_m = \frac{F_{m1}}{A\omega} (\cos\alpha x_1 + i \frac{A}{W_0} \sin\alpha x) \text{Be}^{i\psi}, \quad (5)$$

где F_{m1} — сила на конце системы; A , B , ψ определяются из [1]. Из уравнения (5) можно найти координату сечения, в котором будет располагаться пучность смещения.

Таким образом, для колебательных систем (рис. 1, а, б) при комплексном сопротивлении на конце пучность смещения на инструменте располагается на некотором расстоянии от конца с координатой $x_0 = \frac{\varphi}{\alpha}$. В реальных условиях калибрования координата x_0 является величиной переменной в связи с тем, что активная составляющая комплексного сопротивления меняется и очаг деформации перемещается вдоль инструмента, вызывая изменение положения сечения приложения комплексного сопротивления.

Из сказанного следует, что каждый деформирующий элемент инструмента будет колебаться с некоторой амплитудой, что подтверждает работоспособность колебательных систем, выполненных по схемам, приведенным на рис. 1, а, б. Колебательные системы, показанные на рис. 1, в, г, коренным образом отличаются от рассмотренных систем. Инструмент в этих системах не имеет резонансную длину и контакт его с торцом концентратора является дискретным. Процесс калибрования для этих систем осуществляется за счет периодических ударов, которые наносит по инструменту боек, ввернутый в торец концентратора 2. При этом инструмент перемещается на некоторое расстояние, которое является частью амплитуды колебаний торца концентратора.

Нагрузка на конце такой системы носит комплексный характер, но ввиду значительного преобладания активной составляющей комплексного сопротивления над реактивной с определенным допущением можно считать, что нагрузка системы при данных схемах имеет чисто активный характер. Тогда уравнение смещения будет иметь вид

$$\xi_m = \xi_{m1} (\cos\alpha x + i \frac{R_H}{W_0} \sin\alpha x). \quad (6)$$

Из уравнения (6) видно, что от изменения нагрузки зависят значения амплитуды торца концентратора. Причиной падения амплитуды на конце системы под нагрузкой следует считать "уход" частоты преобразователя, а следовательно, и выход системы из резонанса. Сущность этого явления объясняется следующим образом.

Как известно из теории колебательных систем [1], изменение частоты любой колебательной системы наблюдается в том случае, если ее входное сопротивление включает реактивную составляющую. Для схемы, выполнен-

ной по рис. 1, в, г, при активной нагрузке на конце системы входное сопротивление преобразователя определяется по формуле [1]

$$Z_{\text{вх}} = R_{\text{вх}} + ix_{\text{вх}}, \quad (7)$$

где $R_{\text{вх}}$ — активная составляющая входного сопротивления; $x_{\text{вх}}$ — реактивная составляющая входного сопротивления.

В развернутом виде уравнение (7) имеет вид

$$Z_{\text{вх}} = W_0 \frac{\frac{W_0}{R_{\text{н}}}}{\left(\frac{W_0}{R_{\text{н}}}\right)^2 \cos^2 \alpha l + \sin^2 \alpha l} - W_0 \frac{\frac{i}{2} \left[1 - \left(\frac{W_0}{R_{\text{н}}}\right)^2 \sin 2\alpha l\right]}{\left(\frac{W_0}{R_{\text{н}}}\right)^2 \cos^2 \alpha l + \sin^2 \alpha l}. \quad (8)$$

Из уравнения (8) видно, что активная нагрузка на конце системы вызывает появление на входе преобразователя отрицательной реактивной составляющей, что равноценно увеличению собственной частоты преобразователя. Резонансный режим работы таких систем возможен, если $x_{\text{вх}} = 0$. В этом случае резонансную частоту можно определить, если приравнять второе слагаемое уравнения (8) нулю.

Проведенные исследования для колебательных систем, показанных на рис. 1, в, г, подтвердили правильность приведенных положений. Так, уже при нагрузке порядка 300 кгс системы выходят из резонанса и, как следствие этого, уменьшается амплитуда колебаний. Таким образом, колебательные системы, выполненные по рис. 1, в, г, могут быть успешно использованы для калибрования при обеспечении значения $x_{\text{вх}} = 0$, что соответствует резонансному режиму работы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Теумин И.И. Ультразвуковые колебательные системы. — М., 1959.