

УДК 621.795.2 + 621.771.2 + 621.778

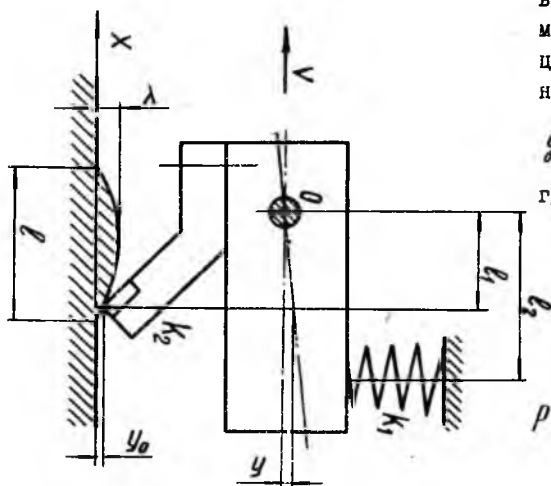
В.И.Захаров, Е.М.Сойкин

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРНЫХ ГОЛОВОК  
ПРИ ОБРАБОТКЕ ЗАГОТОВОК ИЗ ТИТАНОВЫХ СПЛАВОВ

В современной металлообработке особую актуальность приобретает проблема удаления высокопрочного альфированного слоя с титановых заготовок. Твердость этого слоя в 3-5 раз превышает твердость основного материала. Для удаления альфированного слоя обычно используют пескоструйную или дробеметную операцию, сочетающуюся с многократным химическим травлением. Все эти операции малопроизводительны и крайне нежелательны по условиям техники безопасности. По этой причине практический интерес имеют разработка и внедрение технических средств для механического удаления дефектного поверхностного слоя.

Перспективным технологическим решением в этом направлении является применение способа следящей обработки деталей, сущность которого заключается в применении специальных роторных головок, оснащенных твердосплавными режущими инструментами упругого действия [1]. Монтируется головка в шпинделе вертикально-фрезерного станка. Необходимое усилие прижатия инструментов к заготовке обеспечивается за счет поднятия стола. Наличие подпружиненных инструментальных блоков обеспечивает обработку штампованных заготовок с неплоскими выпукловогнутыми поверхностями. При этом существенное влияние на качество обработки оказывает величина неровностей. В связи с этим большое значение имеет решение задачи по аналитическому определению динамических параметров применяемого устройства и наиболее рациональных режимов обработки. За динамическую модель колебательной системы инструментального блока роторной головки можно принять устройство, показанное на рис.1.

Блок с режущим инструментом арочного типа выполнен в виде подпружиненного рычага, покачивающегося относительно точки  $O$ . На инструментальный блок воздействует пружина сжатия с жесткостью  $k_1$ . Сам инструмент скребкового типа имеет жесткость  $k_2$ . В процессе обработки инструментальный блок перемещается относительно заготовки со скоростью  $v$ . Направление осей координат выбираем в соответствии с рис.1. Базируясь на втором законе Ньютона применительно к враща-



тельному движению и рассматривая равновесие заданной системы, получим следующее дифференциальное уравнение колебательного процесса:

$$\ddot{y} + p^2 y = \frac{k_2 l_1^2}{J} y_0 \quad (I)$$

где  $y$  - вертикальное перемещение рычага вдоль оси расположенной на расстоянии  $l_1$  от точки вращения;

$p = l_1 \sqrt{\frac{k_2 + k_1 (\frac{l_2}{l_1})^2}{J}}$  - круговая частота собственных колебаний системы;

$J$  - момент инерции инструментального блока;

Р и с.1. Динамическая модель колебательной системы инструментального блока

$y_0$  - вертикальное перемещение вершины инструмента в зоне контакта.

Рассматривая динамическую систему, видим, что она имеет кинематический характер возбуждения. При этом будем полагать, что форма и размеры неровности известны и подчиняются следующей зависимости [2]:

$$y_0 = \frac{\lambda}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{\ell}\right), \quad (2)$$

где  $\lambda$  - максимальная высота неровности;  $x$  - осевая координата;  $\ell$  - длина неровности.

Подставив выражение (2) в уравнение (I) и решив его относительно  $y$ , получим:

$$y = \frac{\lambda}{2} \frac{k_2 l_1^2}{J p^2} \left(1 - \cos p t_1 - \frac{\cos \omega t_1 - \cos p t_1}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}}\right),$$

где  $\omega = \frac{2\pi v}{\ell}$  - круговая частота вынужденных колебаний;  $v$  - скорость перемещения инструментального блока (скорость резания).

Усилие для прижатия инструмента к заготовке найдем из формулы

$$P(t) = P_0 k_D,$$

где  $P_0$  - статическое усилие прижатия инструмента к заготовке;  
 $k_D$  - коэффициент динамичности, определяемый по формуле

$$k_D = \frac{\cos \frac{2\pi x}{\ell} - \cos \frac{2\pi D x}{\omega \ell}}{2(1 - \frac{\omega^2}{\rho^2})}.$$

На рис.2 показаны графики значений коэффициента  $k_D$  на различных участках неровности для различных соотношений частот  $\frac{\rho}{\omega}$ .

Из графиков видно, что наименьшее контактное усилие наблюдается вблизи вершины неровности при соотношении частот  $\frac{\rho}{\omega} = 2$  и  $\frac{\rho}{\omega} = 3$ . Для этих значений величина контактной нагрузки уменьшается в 1,5 раза. С целью обеспечения требуемого качества обработки величину статической нагрузки  $P_0$  для этого случая также следует увеличить в 1,5 раза. Однако при этом резко возрастает общая нагрузка на роторную головку и увеличивается потребляемая мощность, что нежелательно. Поэтому более рационально изменить режим обработки, увеличив или уменьшив частоту возмущающей силы  $\omega$ , в частности путем изменения скорости резания  $v$ .

Обратимся к конкретному числовому примеру. Роторная головка выполнена со следующими параметрами:  $k_1 = 3 \cdot 10^4 \frac{H}{M}$ ,

$$k_2 = 1,5 \cdot 10^8 \frac{H}{M}, \quad \ell_1 = 20 \text{ мм}, \quad \ell_2 = 60 \text{ мм}, \quad J = 0,07 \text{ Нмс}^2.$$

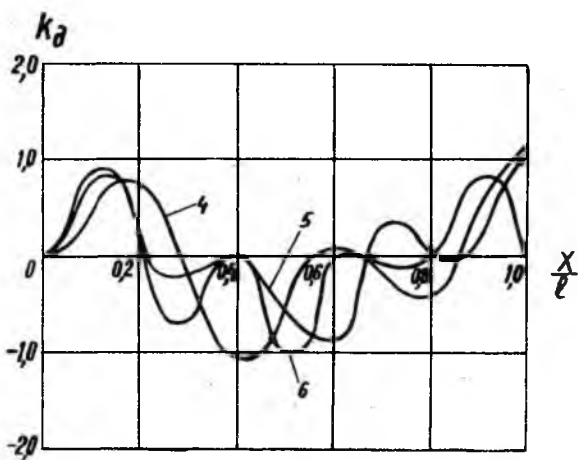
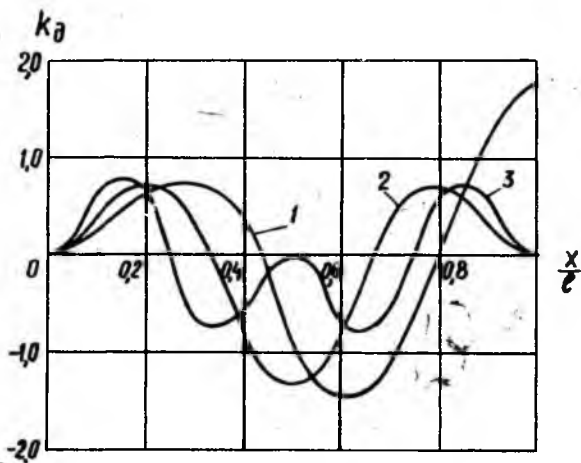
Для заданных параметров круговая частота собственных колебаний будет  $\rho = 925$  1/с. Исходя из наилучших условий обработки ( $\frac{\rho}{\omega} = 2$  и  $\frac{\rho}{\omega} = 3$ ), находим:

$$\omega_1 = 473 \text{ 1/с}, \quad \omega_2 = 309 \text{ 1/с} \quad \text{или для } \ell = 25 \text{ мм}$$

$$v_1 = \frac{\omega_1 \ell}{2\pi} = \frac{473 \cdot 25}{6,28 \cdot 1000} = 1,9 \text{ м/с}, \quad v_2 = \frac{309 \cdot 25}{6,28 \cdot 1000} = 1,2 \text{ м/с}.$$

Другими словами, обработку детали с данными неровностями следует вести со скоростью резания, отличной от  $v_1 = 1,9$  м/с и  $v_2 = 1,2$  м/с.

Подобным образом могут быть найдены оптимальные режимы обработки и для других роторных устройств с отличными динамическими характеристиками, и при других формах и размерах неровностей.



Р и с. 2. Графики для определения коэффициента динамичности  $\frac{D}{\omega}$  : 1)  $\frac{D}{\omega} = 1,5$ ; 2)  $\frac{D}{\omega} = 2$ ; 3)  $\frac{D}{\omega} = 3$ ; 4)  $\frac{D}{\omega} = 2,5$ ; 5)  $\frac{D}{\omega} = 3,5$ ; 6)  $\frac{D}{\omega} = 4$

## Л и т е р а т у р а

1. Авт.свидет. № 29594I от 1969г., опубл. в БИ, № 8, 1971.
2. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. М.: Наука, 1967

УДК 621.9:531.43/46

В.И.Петров, А.Л.Меньшов

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ СОСТОЯНИЯ ПОКОЯ ЗАГОТОВКИ В ПРИСПОСОБЛЕНИИ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ

Станочные фрезерные приспособления относятся к конструкциям, содержащим сдвигостойчивые соединения, находящиеся, как правило, под действием переменных во времени и пространстве внешних сил, в том числе сил резания. При расчете приспособлений обычно используют основные теоремы статики для несвободного твердого тела, а связь нормальных сил с касательными силами трения, возникающими на площадках сопрягаемых деталей, описывают в соответствии с законом Кулона-Амонтона. Это не отражает действительную картину явлений, так как заготовка в приспособлении не находится в предельном состоянии равновесия. В связи с этим устойчивость состояния покоя заготовки в приспособлении при фрезеровании может быть определена с использованием метода оценки состояния покоя твердого тела на опорах с трением [1].

За критерий устойчивости можно принять интегральный критерий

$$K = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} k^2(t) dt, \quad (1)$$

где  $\tau$  - время действия внешних сил;  $k(t)$  - функция устойчивости состояния покоя, причем

$$k(t) = m(t) + q\sigma(t), \quad (2)$$

где  $m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n k_i(t)$  - математическое ожидание;  $i$  - порядковый номер опоры;  $n$  - число опор;  $k_i(t) = T_i / F_i$  - коэффициент сопротивления смещению;  $T_i$  - сила сопротивления смещению;  $F_i$  - сила трения скольжения;  $\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n [k_i(t) - m(t)]^2}$  - среднее квадратическое отклонение;  $q \in [0,1]$  - весовой коэффициент, назначаемый для учета влияния разброса величин  $k_i$ .

Используя критерий (1), оценим устойчивость состояния покоя заготовки во фрезерном приспособлении при работе дисковой фрезой.