

ПОВЫШЕНИЕ КПД МАШИН ВИБРОАБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ

По результатам исследований процесса виброабразивной обработки принято считать, что увеличение производительности процесса происходит с увеличением частоты и амплитуды колебаний системы, что на практике не всегда оказывается справедливым.

Объяснение этому следует искать в ошибочных исходных предположениях, положенных в основу рассматриваемого явления. Все полученные зависимости основаны и проверены экспериментальными исследованиями, в которых фиксировались амплитуда и частота колебаний загруженной машины, что вполне естественно и является единственной возможностью получить конкретные значения металлоудаления. Но именно это условие является источником ошибочного подхода к рассматриваемому явлению, так как амплитудно-частотная характеристика загруженной машины характеризует в первую очередь своего рода КПД машины, т.е. уменьшение значения амплитуды колебаний под действием сил сопротивления, вызванных наличием массы загрузки, определяет поглощение и рассеивание в ней энергии колебаний, часть которой идет на полезную работу резания, обеспечивающего съем материала с поверхности деталей.

Поскольку на диссипацию энергии в такой сложной динамической системе, какой является взаимодействие вибромашины с технологической нагрузкой, определяющее влияние оказывают ее конструктивные особенности, то вполне объяснимо, что у различных конструкций вибромашин значения КПД различны, что даже при одинаковых физико-механических характеристиках наполнителя, рабочей жидкости и деталей, приводит к получению различных зависимостей металлоудаления от амплитудно-частотных параметров системы.

Поведение технологической загрузки вибромашины, представляющей собой сыпучую среду, характеризуется образованием специфической структуры, которая зависит от амплитудно-частотной характеристики и траектории колебаний системы, дисперсности среды и ее физико-механических свойств.

Созданию динамической модели сыпучей среды посвящено достаточное количество исследований, однако удовлетворительной модели, не требующей определения ряда параметров экспериментальным путем, до настоящего времени не создано.

Экспериментальные и теоретические положения, приведенные в ряде работ, посвященных изучению поведения сыпучих сред в условиях вибрации, не дают целостного представления о взаимосвязи энергии, рассеянной в среде; производительности процесса в зависимости от параметров среды и амплитудно-частотных характеристик колеблющегося органа. Поэтому необходимо установить интегральный параметр, характеризующий взаимосвязь между рассматриваемыми явлениями.

Физическая граница существования процесса виброабразивной обработки определяется наличием амплитудного значения виброускорения, превышающего ускорение свободного падения.

Это условие с достаточной степенью точности позволяет рассматривать вибромашину как систему с одной степенью свободы, совершающую вертикальные вынужденные колебания с периодической возмущающей силой, изменяющейся по гармоническому закону. Система рассматривается при наличии сил сопротивления для загруженной машины и при их отсутствии - для пустой машины. Силами сопротивления упругих подвесок в первом приближении можно пренебречь, так как они значительно меньше сил сопротивления сыпучей среды (наполнителя и деталей).

Как известно, амплитуда вынужденных колебаний рассматриваемой системы при наличии сил сопротивления для загруженной вибромашины:

$$A_{вз} = \frac{h}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2) + 4n^2\omega^2}}, \quad (1)$$

где $h = \frac{m\varepsilon\omega^2}{M}$;

n – коэффициент затухания;

m – масса дебалансов;

ε – эксцентриситет дебалансов;

M – масса колеблющейся системы, включая дебаланс;

ω_0 – собственная круговая частота системы;

ω – рабочая круговая частота системы.

Из выражения (1) легко получить значение амплитуды незагруженной вибромашины (при отсутствии сил сопротивления), т.е. при $n = 0$, в резонансном режиме

$$A_{вз} = \frac{h}{\omega^2 - \omega_0^2}. \quad (2)$$

Обозначив $\frac{m\varepsilon}{M} = A_0$ и поделив числитель и знаменатель выражений

(1) и (2) на ω_0^2 , найдем разность амплитуд пустой и загруженной вибромашины:

$$\Delta A = A_{вз} - A_{вз} = A_0 \left\{ \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 - 1} - \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{\sqrt{\left[\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 - 1\right] + 4\frac{n^2}{\omega_0^2}\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}} \right\}. \quad (3)$$

Примем для далеко резонансного режима:

$$\frac{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 - 1} \approx 1, \quad \omega^2 - \omega_0^2 \approx \omega^2 \quad \text{и} \quad A_0 = A_{вз},$$

что практически справедливо уже при $\omega > 5\omega_0$, тогда

$$\Delta A = A_0 \left(1 - \frac{\omega}{\sqrt{\omega^2 - 4n^2}} \right) \quad (4)$$

Из выражения (4) легко получить значение коэффициента затухания для системы:

$$n = \omega \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{A_p}{A_0}\right)^2}}{2\left(\frac{A_p}{A_0}\right)}, \quad (5)$$

где A_p – рабочая амплитуда загруженной вибромашины;

A_0 – амплитуда пустой вибромашины.

Точное решение, полученное с учетом коэффициента динамичности

$\lambda = \frac{\omega_0}{\omega^2 - \omega_0^2}$, будет

$$n = \omega \frac{1 - \left(\frac{A_p}{A_0}\right)^2}{2\lambda \left(\frac{A_p}{A_0}\right)} \quad (6)$$

Конструкционное демпфирование, возникающее в упругих элементах (местах заделки пружин и т.п.), которое не учитывалось при выводе зависимостей (5) и (6), в действительности косвенно учитывается при экспериментальном определении амплитуды пустой машины.

Из выражений (5) и (6) очевидно, что коэффициент затухания пропорционален угловой частоте колебаний и характеризуется простой функциональной зависимостью от отношения амплитуд нагруженной и пустой вибромашины. Численное определение коэффициента затухания не представляет каких-либо экспериментальных трудностей.

По своему физическому смыслу величина коэффициента затухания характеризует физико-механические характеристики сыпучей среды технологической загрузки и степени ее разрыхления.

Экспериментальная проверка взаимосвязи потери амплитуды с мощностью рассеянной в технологической загрузке вибромашины проводилась на вибромашине В-100 с объемом рабочей камеры 100 литров в широком диапазоне изменения частоты и амплитуды колебаний.

В качестве образцов использовались цилиндры $\varnothing 25 \times 45$ из стали 45 в состоянии поставки. Детали и образцы составляли 30% от общей массы загрузки, заполняющей 0,8 от объема рабочей камеры. Образцы имели одинаковую исходную шероховатость поверхности. Абразивный наполнитель имел среднюю грануляцию частиц 20 мм. Обработка проводилась при непрерывной промывке трехпроцентным водным раствором кальцинированной соды с расходом 2 л/мин. На каждом режиме производились замеры мощности пустой и нагруженной вибромашины с помощью переносного измерительного комплекса К-50.

Поскольку потребляемая мощность пустой вибромашины существенно зависит от амплитуды (при постоянстве частоты колебаний), то для правильной оценки мощности, рассеянной в нагруженной вибромашине ΔN , соответствующее значение мощности необходимо брать не из непосредственного опыта, а при одинаковых значениях амплитуды колебаний пустой и нагруженной вибромашины, принимая значения мощности пустой машины за нулевой уровень. Указанное положение определяет и соответствующие значения потери амплитуды ΔA при наличии технологической загрузки.

Данные потребляемой мощности пустой и нагруженной вибромашинкой позволяют получить значения ΔN и ΔA для различных амплитудно-частотных характеристик колеблющейся системы. При этом параметр работы машины $\Gamma = \frac{A_0 \omega^2}{q}$ изменялся до 21, т.е. виброускорение вибромашины достигало величины 21 g . Во всем диапазоне изменения параметров рост потребляемой мощности от амплитуды вибрации (пустой и нагруженной) изменялся по линейному закону, некоторый разброс наблюдается лишь при высоких частотах $\omega_4 = 220 \text{ сек}^{-1}$, где в большей степени сказываются инерционные нагрузки.

Статья поступила 29.09.2000.