

УДК 664.8 (031)

**Н. З. Дубкова, И. А. Дубков, З. К. Галиакберов,
А. Н. Николаев**

**ВЛИЯНИЕ РЕЖИМНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИБРАЦИОННОГО АППАРАТА
НА ЗАТРАТЫ МОЩНОСТИ**

Ключевые слова: мощность, растительные материалы, вибрационный аппарат.

Проведены экспериментальные исследования по определению влияния жесткости упругих опор и остаточного давления в камере вибрационного аппарата на величину затрат мощности. Получены экспериментальные зависимости изменений затрат мощности и проведено их сравнение с данными теоретических расчетов.

Key words: power, vegetable materials, vibrating machine.

Experimental study was carried out to determine the impact of the stiffness of the elastic supports and residual pressure in the chamber of the vibration of the unit on the cost of power. Experimental dependence of changes of cost of power and carried out their comparison with the data of theoretical calculations.

Повышенные требования к пищевым порошкам и оборудованию для их получения ставят вопросы теоретически обоснованных методов инженерного расчета. Составной частью технологических расчетов вибрационных аппаратов является определение затрат мощности на циркуляцию загрузки [1]. Этот параметр вибрационного аппарата является исходным данным для проектирования привода, подбора электродвигателя, всех конструкторских расчетов на прочность деталей и узлов, как самого аппарата, так и его привода.

Исследования [2] показали, что мощность привода, в основном, расходуется на колебание корпуса с нагрузкой, а остальные составляющие значительно меньше.

Наиболее подходящими, учитывающими достаточно полно динамические параметры вибростанов и физико-механические свойства обрабатываемой среды, является формула мощности на валу ротора вибросмесителя:

$$N = \frac{4qr^2m\omega^5 \sin 2\gamma}{204(\rho^2 - \omega^2)} + \frac{m\omega^3(r - A)f_{mp}d}{204} \quad (1)$$

где ω - угловая скорость вращения вала вибратора, c^{-1} ; f_{tr} - приведенный коэффициент трения в подшипнике качения; d - внутренний диаметр наружного кольца подшипника по телам качения, м; m - масса дебаланса, кг; r - эксцентриситет дебаланса, м; A - амплитуда колебаний корпуса, м.

Экспериментальная проверка формулы (1) была проведена на порошках из различного растительного сырья с различными коэффициентами внешнего и внутреннего трения.

Для изучения динамики виброперемешивания была собрана установка ВС-10 на основе вибромельницы (рис.1).

Привод корпуса 1 вибросмесителя осуществляется через систему гибких валов 8, динамометр 9 и вариатор 10 от электродвигателя 12 мощностью 4,5 квт с числом оборотов $n = 2880$ об/мин. Между динамометром, вариатором и электродвигателем

связь осуществляется через клиноременную передачу. Вариатор позволяет менять частоту колебания корпуса, в пределах 20 – 100 гц с помощью сменных шкивов.

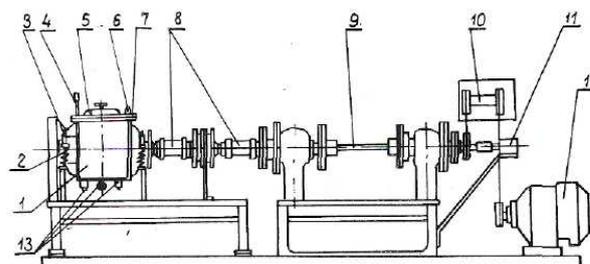


Рис. 1 - Экспериментальная установка ВС-10

Амплитуда колебаний корпуса зависят от числа съемных секторов дебаланса на валу ротора вибросмесителя. Установка снабжена ваттметром НЗ95, предназначенным для измерения активной мощности. Корпус вибросмесителя снабжен рубашкой обогрева. Температурный режим создавался при помощи термостата ТС-16. Избыток тепла теряется в окружающую среду через поверхность шлангов и внешнюю поверхность рубашки корпуса.

Контроль и регистрация температуры производилась термопарами в трех точках: на входе теплоносителя в рубашку вибросмесителя, на выходе из рубашки, внутри корпуса смесителя (температура массы). Температура непрерывно записывалась электронным потенциометром КСП-4, датчиком к нему служили термопары ХК.

Величина жесткости упругих опор вибросмесителя определяет частоту его собственных колебаний (ρ^2). Эта величина входит в формулу мощности на валу смесителя (1):

$$\rho^2 = \frac{k}{M + m} \quad (2)$$

Жесткость пружин определяет динамические нагрузки машины. Анализ теоретической формулы (1) указывает на незначительное влияние жесткости упругих опор на величину потребляемой

мощности при далеко зарезонансном режиме работы вибросмесителя, когда $\omega^2 \gg p^2$.

Влияние жесткости упругих опор проверялось при виброперемешивании сушеного картофеля на установке ВС – 10 с постоянной частотой колебаний 50 Гц и амплитудой 1,44 мм. Жесткость пружин изменялась в пределах 4000 – 25000 кг/м.

На рис. 2 представлены графики изменения мощности перемешивания во времени при различных жесткостях упругих опор. Как видно из рисунка, расхождения значений мощности незначительны и находятся в пределах погрешности опыта. Отсутствие закономерности в начальных, максимальных и конечных значениях мощности от жесткости объясняется незначительным влиянием последнего на величину мощности и наложением случайных погрешностей при проведении отдельных опытов.

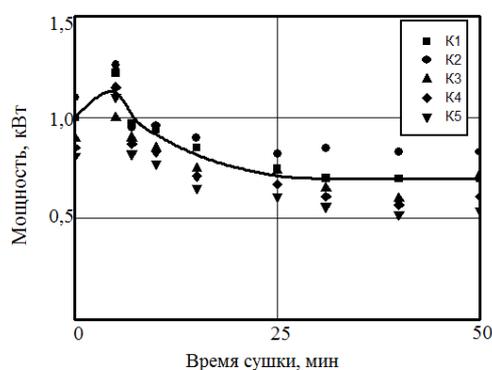


Рис. 2 - Изменение мощности при виброперемешивании картофеля в вибросмесителе с различной жесткостью упругих опор

Исключение составляет участок кривой K_2 от 5 до 10 минут. Это объясняется тем, что опыт при жесткости K_2 проводился с остановками смесителя каждые 3 мин от начала смешения, для отбора проб. Отбор проб из смесителя связан с некоторыми потерями тепла, что удлиняет несколько процесс прогрева и установления постоянной заданной температуры материала.

Величина постоянных сопротивлений виброперемешиванию, зависящая от температуры материала, в интервале 5-10 мин несколько больше при жесткости K_2 по сравнению с остальными опытами. Это связано с изменением коэффициентов внешнего трения и влажности загрузки.

Влияние жесткости упругих опор на величину потерь мощности в вибраторе определялось расчетным путем по формуле:

$$N_{\text{вобр}} = \frac{P \cdot \omega \cdot f \cdot d}{204} \quad (3)$$

где f – приведенный коэффициент трения в подшипнике качения; d – внутренний диаметр наружного кольца подшипника по телам качения, м.

Результаты расчета при крайних значениях исследованного предела жесткостей различаются менее чем на 1 %.

Влияние жесткости упругих опор на мощность, расходуемую на колебания загруженного

корпуса, проверялась также расчетным путем, а затем расчетные значения сравнивались с экспериментальными данными. Расчет производился по формуле (1), а p^2 – по формуле (2).

Мощность (максимальная и начальная) на колебания загруженного корпуса при различных жесткостях упругих опор рассчитывалась по формуле:

$$N_{\text{кол}} = \frac{qr^2 m \omega^5 \sin 2\gamma}{150(p^2 - \omega^2)} \quad (4)$$

Значения $\sin 2\gamma$ для картофеля были найдены экспериментально.

Сравнение расчетных и экспериментальных данных через угловой коэффициент ($\text{tg } \alpha$) корреляционного графика ($N_{\text{расч}} / N_{\text{эсп}}$) дает удовлетворительную сходимость. Коэффициент корреляции составляет 0,9.

С точки зрения инженерных расчетов значение конечной мощности не имеет какого-либо определяющего значения, т.к. все конструкторские расчеты на прочность и выбор электродвигателя производятся по максимальному (номинальному) значению мощности.

На основании сравнения экспериментальных данных с теоретическими представлениями о влиянии жесткости упругих опор на величину потребляемой мощности можно сделать следующие выводы:

1. Влияние жесткости упругих опор на величину мощности, потребляемой вибросмесителем для циркуляции загрузки, не имеет существенного значения при работе машины в зарезонансном режиме.
2. При выборе жесткости упругих опор необходимо стремиться к более низким ее значениям, чтобы получить минимальные значения частоты собственных колебаний ($\nu_0 = 2-3,5$ Гц [3]).

Последнее способствует более быстрому переходу машины к зарезонансному режиму и значительному снижению усилий в упругих опорах и подшипниках, динамических нагрузок на фундамент машины, а также уменьшению шума при работе вибросмесителя.

Необходимость изучения влияния остаточного давления в вибросмесителе на величину затрачиваемой мощности диктуется основным режимным параметром получения пищевого порошка, то есть пониженным давлением в камере.

Влияние остаточного давления исследовалось при получении порошка картофеля при частоте $\nu = 50$ Гц и амплитуде $A = 1,44$ мм. При этом режиме имеет место циркуляция массы [1].

Вакуум в смесителе создавался насосом РВН – 20. Остаточное давление изменялось в пределах от 5-10 мм.рт.ст. до атмосферного (~750 мм рт. ст.).

Результаты опытов приведены на рис. 3. Кривые 1-5 показывают изменение мощности в процессе виброперемешивания при различных остаточных давлениях. Начальные участки кривых совпадают, т.к. условия перемешивания на этом участке идентичны.

На величину мощности, затрачиваемой на циркуляцию готовой смеси, оказывает влияние воздух, имеющийся в смесителе. Увеличение затрат мощности обратно-пропорционально количеству воздуха.

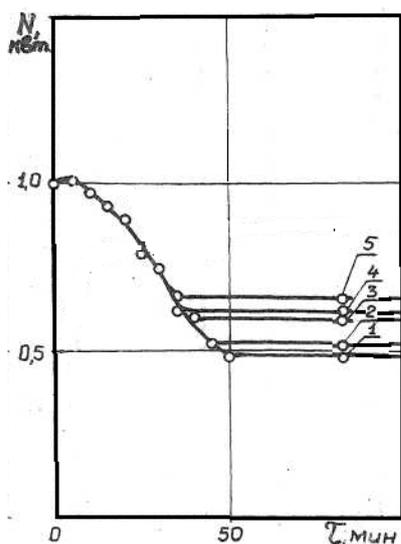


Рис. 3 - Изменение мощности в процессе получения порошка картофеля при различных остаточных давлениях в аппарате: 1,2,3,4,5 - $N = f(\tau_{см})$ при $P_{ост}$ соответственно 750, 600, 400, 200, 5 мм.рт.ст.

Здесь можно предположить, что воздух играет роль смазки между корпусом и составом, а также проявляет демпфирующие свойства (воздушная подушка), чем снижает давление при соударениях загрузки со стенкой корпуса. Это является причиной уменьшения сопротивления движению материала с увеличением количества воздуха.

С уменьшением количества воздуха давление в точках контакта массы со смесителем увеличивается, также увеличивается сцепляемость смеси с корпусом, что ведет к увеличению сил сопротивления и мощности для их преодоления.

Как известно [4], давление воздуха оказывает значительное влияние на движение материала в вибротранспорте. При подбрасывании и падении материала воздух, имеющийся в нем, не успевает проходить через весь слой продукта. Между рабочим органом и материалом образуются соответственно направлению движения загрузки области разрежения и повышения давления. Эта пульсация воздуха приводит к движению материала как бы во взвешенном состоянии, почти не вступая в соприкосновение с транспортирующим органом, что в значительной степени снижает износ рабочей поверхности последнего.

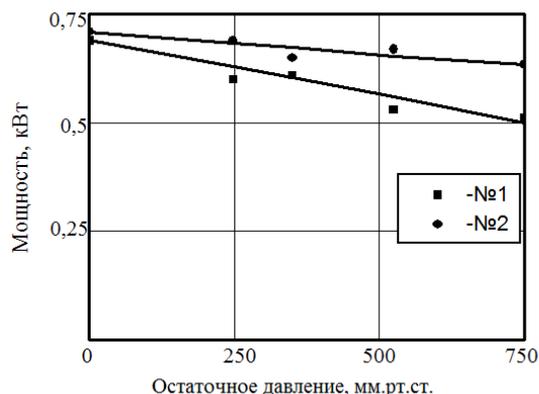


Рис. 4 - Зависимость мощности от остаточного давления при получении порошка картофеля 1 - $\nu = 50$ Гц, $A = 1,44$ мм; 2 - $\nu = 62$ Гц, $A = 0,64$ мм

На рис. 4 представлена зависимость мощности от остаточного давления (кривая 1). В результате математической обработки экспериментальных данных получена формула:

$$N = 0,674 - 2,37 \cdot 10^{-4} P_{ост} \quad (5)$$

При режиме работы смесителя без циркуляции воздух является амортизатором между составом и стенками смесителя, смягчая соударения их.

На рис. 4 представлена зависимость мощности от остаточного давления для режима вибрации без циркуляции по двум точкам (кривая 2) аналогично первому случаю. Эта зависимость может быть аппроксимирована приближенной эмпирической формулой:

$$N = 0,6906 - 1,342 \cdot 10^{-4} P_{ост} \quad (6)$$

Таким образом, при снижении давления в аппарате затраты мощности будут увеличиваться.

Литература

1. Дубкова, Н.З. Взаимодействие загрузки с корпусом вибрационного тепло- и массообменного аппарата / Н.З. Дубкова, З.К. Галиакберов, О.В. Козулина, А.Н. Николаев // Вестник Казанского технологического университета. - 2010. - №11. - С.100-108.
2. Варсановьев, В.Д. Вибрационная техника в химической промышленности / В.Д. Варсановьев, Э.Э. Кольман-Иванов // М.: Химия - 1985. - 240 с.
3. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов. Справочник. / Под ред. В. А. Баумана, И. И. Быховского, Б. Г. Гольдштейна // М.: Машиностроение, 1970. - 368 с.
4. Потураев, В.Н. Вибрационные транспортирующие машины / В.Н. Потураев, В.П. Франчук, А.Г. Червоненко // М.: Мир, 1975.-392 с.

© Н. З. Дубкова - канд. техн. наук, доц. каф. оборудования пищевых производств КНИТУ, dubkova_n@rambler.ru; И. А. Дубков - канд. техн. наук, доц. той же кафедры; З. К. Галиакберов - канд. техн. наук, доц. той же кафедры; А. Н. Николаев - д-р техн. наук, проф., зав. каф. оборудования пищевых производств КНИТУ, andr_nik_nik@rambler.ru.