

7. Шилин В.А., Герасимова О.А. Охлаждение молока на пастбищах // Сельский механизатор. – 2011. – № 5. – С. 27.

#### References

1. Federal'nyi zakon № 88 «Tekhnicheskii reglament na moloko i molochnyu produkciyu». Prinyat Gos. Dumoi 23 maya 2008 goda, odobren Sovetom Federatsii 30 maya 2008 goda.

2. Obosnovanie effektivnykh tekhnologii proizvodstva moloka v letnii period na fermakh v zonal'nom razreze: metod. rekomendatsii. – M.: TsNTIPR Gosagroproma RSFSR, 1988. – 48 s.

3. Zotov A.A., Kremin V.V. Innovatsionnyi put' razvitiya v molochnom zhivotnovodstve Severo-Zapada // Yaroslavskii agrovostnik. – 2013. – № 7.

4. Rezervuar dlya termizatsii moloka v usloviyakh pastbishch: patent na izobretenie № 2536968 Ros. Federatsiya: A23S3/02 / V.A. Shilin, O.A. Gerasimova; zayavitel' i patentoobladatel' Velikolukskaya gos. s.-kh. akademiya. – № 2012119777/10; zayavl. 14.05.2012; opubl. 27.12.2014.

5. Ustanovka dlya pervichnogo okhlazhdeniya moloka: patent № 2446679 Ros. Federatsiya: A23S3/02 / Gerasimova O.A., Lobachev A.V.; zayavitel' i patentoobladatel' Velikolukskaya gos. s.-kh. akademiya. – № 2009149787/13; zayavl. 31.12.2009; opubl. 10.07.2011.

6. Gerasimova O.A. Pervichnaya obrabotka moloka na pastbishchnykh kompleksakh // Vestnik Buryatskoi GSKhA. – 2015. – № 3.

7. Shilin V.A., Gerasimova O.A. Okhlazhdenie moloka na pastbishchakh // Sel'skii mekhanizator. – 2011. – № 5. – S. 27.



УДК 631.3:621.929.7

И.Я. Федоренко, А.А. Гнездилов  
I.Ya. Fedorenko, A.A. Gnezdilov

## ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ДВУХМАССНОЙ ВИБРАЦИОННОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ

### THE DYNAMIC PROPERTIES OF A TWO-MASS VIBRATION TECHNOLOGICAL MACHINE

**Ключевые слова:** вибрация, антирезонанс, резонанс, виброизоляция, двухмассная система, диссипация энергии, вынужденные колебания, резонансная настройка, амплитуда колебаний, частота колебаний.

Вибрация обладает уникальными эффектами и явлениями. Каждый эффект сопровождается определенным технологический процесс. С помощью вибрации можно получить явление резонанса. Резонансные вибрации имеют много достоинств. Но добиться стабильных резонансных режимов работы технологической машины непросто. Поэтому большинство вибрационных машин работает в до- и зарезонансных режимах. Вибрационные машины бывают одно- и многомассными. Одно-массные машины легче исследовать, но у них высокие динамические нагрузки от рабочей зернистой среды передаются на раму, а затем на фундамент, разрушая его. Проблема решается выполнением машины двухмассной. Если к раме двухмассной машины присоединить вибровозбудитель, то график амплитудно-частотной характеристики получится двухрезонансным с одним антирезонансом. Выдвинем следующую гипотезу: в режиме антирезонанса рама машины с вибровозбудителем остается неподвижной, на фундамент колебания не передаются, а рабочий орган совершает интенсивные вынужденные колебания. Учет диссипацию энергии, обусловленную обработкой рабочей зернистой среды, и с помощью

теории колебаний подтвердим наше предположение. В результате получим график с амплитудно-частотной характеристикой двухмассной вибрационной машины с различной степенью диссипации, на котором выделяются две характерные точки. Если одна точка опускается, то другая – поднимается (настройка машины на гашение колебаний). Можно так подобрать параметры вибромашины, что эти точки будут на одной высоте (настройка машины на расширение резонансной зоны). Первая настройка обеспечивает удовлетворительную виброизоляцию рамы машины, вторая – широкий диапазон резонанса (чего и добиваются от резонансной машины). Делаем следующий вывод: по сравнению с одномассной двухмассная система представляет большие возможности для виброизоляции машины и ее резонансной настройке без применения специальных автоматических устройств.

**Keywords:** vibration, antiresonance, resonance, vibration isolation, two-mass system, energy dissipation, forced vibrations, resonant setting, vibration amplitude, vibration frequency.

Vibration possesses unique effects and phenomena. Each effect accompanies a certain technological process. By means of vibration it is possible to obtain a resonance condition. Resonant vibrations have many advantages. But it is difficult to achieve stable resonant modes of operation of a technological ma-

chine. Therefore, most vibration machines work in the pre- and above-resonance modes. Vibration machines are divided into one- and multimass machines. One-mass machines are easier to be investigated but their high dynamic loading from granular medium are transferred to the frame and then to the foundation causing its destruction. The problem is solved by using a two-mass machine. When a vibration generator is attached to the frame of a two-mass machine, the diagram of the amplitude-frequency characteristic will be a two-resonance with one anti-resonance. We put forward the following hypothesis: the frame of the machine with a vibration generator remaining stationary in the anti-resonance mode; vibrations are not transmitted to the foundation, and the working body makes intense forced vibrations. We take into account the energy dissipation caused by processing of the granular medium,

and with the help of the vibration theory we confirm our assumption. The result is a diagram with an amplitude-frequency characteristic of two-mass vibration machines with varying degrees of dissipation. The diagram has two characteristic points. If one point goes down, the other one rises (the machine is set to damping of vibrations). We can choose the parameters of the vibrators so that these points are at the same height (the machine setting for the extension of the resonance zone). The first configuration ensures a satisfactory vibration isolation of the frame, the second one – a wide range of resonance (it is important in resonance machine). The following is concluded: as compared to a one-mass system, a two-mass system presents greater potential for the vibroisolation of a machine and its resonance setting without using special automatic devices.

**Федоренко Иван Ярославович**, д.т.н., проф., зав. каф. «Механизация производства и переработки сельскохозяйственной продукции», Алтайский государственный аграрный университет. Тел.: (3852) 62-83-26. E-mail: ijfedorenko@mail.ru.

**Гнездилов Александр Анатольевич**, к.т.н., доцент, каф. «Механика и инженерная графика», Алтайский государственный аграрный университет. Тел.: (3852) 62-83-83. E-mail: agau.sc@mail.ru.

**Fedorenko Ivan Yaroslavovich**, Dr. Tech. Sci., Prof., Head, Chair of Agricultural Production Mechanization and Processing, Altai State Agricultural University. Ph.: (3852) 62-83-26. E-mail: ijfedorenko@mail.ru.

**Gnezdilov Aleksandr Anatolyevich**, Cand. Tech. Sci., Assoc. Prof., Chair of Mechanics and Engineering Graphics, Altai State Agricultural University. Ph: (3852) 62-83-83. E-mail: agau.sc@mail.ru.

### Введение

В настоящее время в науке и технике наблюдается повышенный интерес к вибрации. И это неслучайно. Вибрация обладает уникальными эффектами и явлениями. Эффект псевдооживления рабочего зернистого материала широко используется в различных отраслях промышленности, строительстве и сельском хозяйстве. Каждый эффект сопровождается определенным технологическим процессом. Так, эффект вибрационного псевдооживления используется в машиностроении для обработки деталей (шлифования и полирования, упрочнения поверхности и ее очистки) путем создания виброкипящего слоя зернистого материала [1]. Виброкипящий слой применяется и во многих других технологических процессах: сепарации, теплообмена, измельчения, сегрегации, смешивания, нанесения полимерных покрытий, сушки и др. [2-5]. Вибрационные эффекты также имеют место в процессах транспортирования, грохочения, бункерования, дозирования, уплотнения и разрыхления, просеивания, резания и т.д. Кроме эффектов, вызываемых вибрацией, следует отметить явление резонанса, на котором остановимся более подробно.

### Актуальность применения резонанса

Развитие вибрационной техники и технологий невозможно без знания физических основ явления резонанса. Резонансные вибрации способны не только вывести из строя машину, но и повысить ее производитель-

ность и КПД, улучшить эффективность виброобработки, а также снизить энерго- и материалоемкость конструкции. Добиться стабильных резонансных режимов работы вибрационной технологической машины не просто. Во-первых, если рассмотреть резонансную кривую, представленную на рисунке 1 [6], то видно, что в пиковой области диапазон изменения частоты вынужденных колебаний небольшой, что свидетельствует о необходимости более точной настройки параметров системы. Во-вторых, резонансный режим нестабилен и при изменении технологической нагрузки на рабочий орган машина быстро переходит в до- или зарезонансную область. Поэтому большинство вибрационных машин работает в до- и зарезонансных режимах, не требующих дорогостоящих устройств для автоматического поддержания резонансных частот.

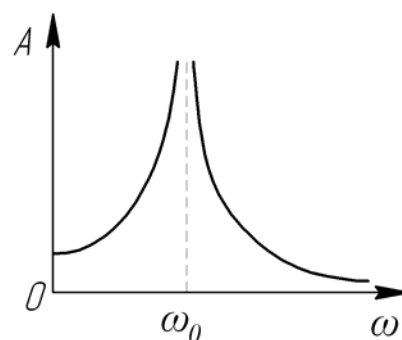
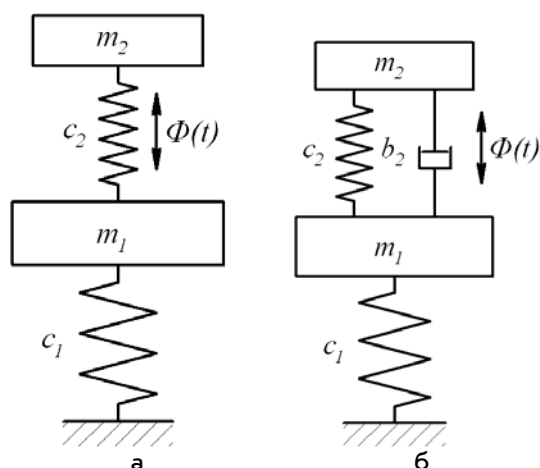


Рис. 1. Амплитудно-частотная характеристика одномассной системы (резонансная кривая)

**Теоретические исследования**

Исследование механических колебаний и, в частности, явление резонанса, легче проводить для одномассных систем с одной степенью свободы. Такие системы являются наиболее простыми, и их положения однозначно определяются одной координатой. Вибрационные машины, выполненные по данной схеме, имеют один существенный недостаток – высокие динамические нагрузки от рабочей зернистой среды передаются на раму, а затем на фундамент, разрушая его. Проблема решается выполнением вибрационной технологической машины двухмассной с двумя степенями свободы.

У двухмассной машины (рис. 2а) рама  $m_1$  сообщается с фундаментом посредством пружины с коэффициентом жесткости  $c_2$ . На раме установлена виброемкость с рабочим органом  $m_2$ , который сообщает интенсивные вынужденные колебания зернистой среде, реологические свойства которой характеризует идеально-упругий элемент с коэффициентом жесткости  $c_2$ .

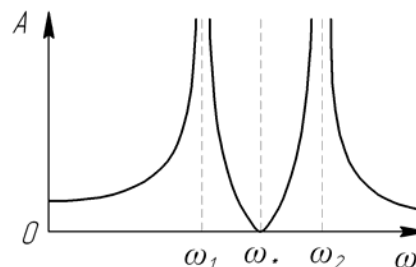


**Рис. 2. Динамическая схема двухмассной вибрационной технологической машины:**  
 а – с учетом упругих свойств обрабатываемого материала;  
 б – с учетом упругих и вязких свойств обрабатываемого материала

Присоединив к раме вибровозбудитель, амплитудно-частотная характеристика двухмассной системы становится двухрезонансной (рис. 3). Между резонансными областями есть точка и притом для систем с двумя степенями свободы только одна, колебаний которой может не наблюдаться при выполнении некоторых условий [7, 8]. Подобное явление в теории колебаний называется антирезонансом.

Таким образом, можно выдвинуть следующую гипотезу. В режиме антирезонанса рама машины с вибровозбудителем  $m_1$  остается неподвижной, а рабочий орган  $m_2$  со-

вершает интенсивные вынужденные колебания. В этом случае на фундамент колебания не передаются (поскольку пружина  $c_1$  не колеблется), а рабочий орган вибрирует с достаточной амплитудой. Для рассмотрения реалистичности такого предположения необходимо учесть диссипацию энергии, обусловленную обработкой рабочей зернистой среды.



**Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика двухмассной системы**

Для этого в динамическую схему двухмассной вибрационной технологической машины с идеально-упругими элементами (пружинами) (рис. 2а) добавим идеально-вязкий элемент (демпфер) с коэффициентом вязкости  $b_2$ , расположенный между массами  $m_1$  и  $m_2$  (рис. 2б). Включение демпфера в схему позволяет получить более полную реологическую картину поведения рабочей зерновой среды под воздействием вибрации.

С учетом этого добавления дифференциальные уравнения движения масс  $m_1$  и  $m_2$  примут вид [9, 10]:

$$m_1 \ddot{x}_1 = -c_1 x_1 + c_2 (x_2 - x_1) + b_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \Phi_0 \sin \omega t ;$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -c_2 (x_2 - x_1) - b_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1). \quad (1)$$

Решения для амплитуд колебаний будут таковыми:

$$A_1 = \Phi_0 \sqrt{\frac{(c_2 - m_2 \omega^2)^2 + b_2^2 \omega^2}{\Delta^2 + \Delta_1^2}} ;$$

$$A_2 = \Phi_0 \sqrt{\frac{c_2^2 - b_2^2 \omega^2}{\Delta^2 + \Delta_1^2}} , \quad (2)$$

где  $\Delta$  определяется выражением

$$\Delta = (c_1 + c_2 - m_1 \omega^2) \cdot (c_2 - m_2 \omega^2) - c_2^2, \quad (3)$$

а  $\Delta_1$  – формулой

$$\Delta_1 = b_2 \omega (c_1 - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2). \quad (4)$$

Проанализируем сначала поведение массы  $m_1$  (рамы машины с вибровозбудителем). Из первого выражения (2) видно, что числитель никогда не обращается в нуль. Это означает, что при диссипации амплитуда колебаний рамы не может быть равна 0, хотя и может принимать малые значения. Таким образом, в данной системе антирезонанс в полной мере не проявляется (рис. 4).

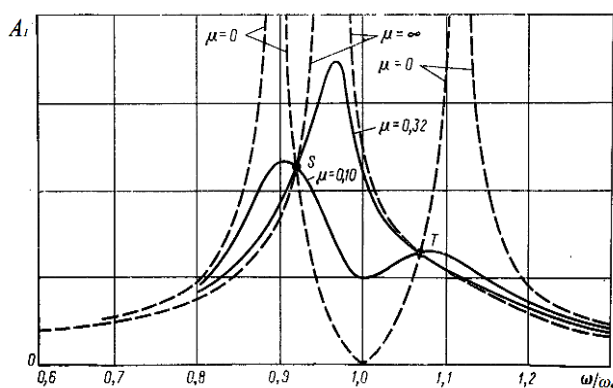


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика двухмассной вибрационной машины с различной степенью диссипации

Следует отметить, что на рисунке 4 использована безразмерная величина затухания  $\mu$ , равная

$$\mu = \frac{b_2}{2c_2 m_2}. \quad (5)$$

Далее, при  $\mu \rightarrow \infty$  система с двумя степенями свободы трансформируется в систему с одной степенью свободы, поскольку демпфер в этом случае превращается в недеформируемый стержень. При  $\mu \rightarrow 0$  (без затухания колебаний) имеем два четких резонанса и один антирезонанс. Резонансные частоты этих явлений определяются из условия  $\Delta = 0$ , т.е.

$$(c_1 + c_2 - m_1 \omega^2) \cdot (c_2 - m_2 \omega^2) - c_2^2 = 0, \quad (6)$$

а частота антирезонанса – по формуле

$$\omega_* = \sqrt{\frac{c_2}{m_2}}, \quad (7)$$

в т.ч. и для случая с диссипацией.

Обратим внимание, что все кривые пересекаются в двух точках S и T, причем, если одна точка опускается, то другая – поднимается. Можно так подобрать параметры вибромашины, что эти точки S и T будут на одной высоте. Эти два варианта представлены на рисунке 5, причем даны графики и для амплитуды  $A_2$  рабочего органа  $m_2$ .

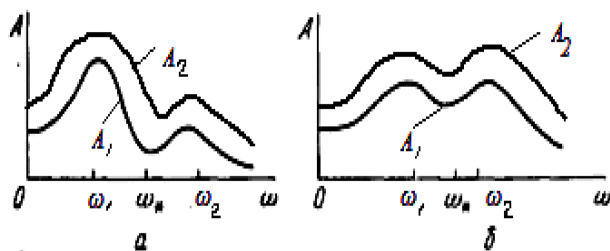


Рис. 5. Настройка двухмассной вибромашины: а – вариант настройки на гашение колебаний массы  $m_1$ ; б – вариант расширения резонансной зоны колебаний рабочего органа

Из рисунков следует, что первая настройка (рис. 5а) обеспечивает удовлетворительную виброизоляцию рамы машины, вторая (рис. 5б) – сглаживание зоны между резонансными пиками. Таким образом, во втором случае имеется «плато» резонанса рабочего органа, и ему будет трудно выйти из этой зоны (чего и добиваются от резонансной машины).

Режим «плато» осуществляется при выполнении условия

$$\frac{c_2}{c_1} = \frac{m_1 m_2}{(m_1 + m_2)^2}. \quad (8)$$

При этом одинаковые ординаты точек S и T (рис. 4) составляют

$$A_1 = \frac{\Phi_0}{c} \sqrt{\frac{2m_1}{m_2} + 1}. \quad (9)$$

Амплитуда колебаний рабочего органа (массы  $m_2$ ) может быть подсчитана из сопоставления выражений для  $A_1$  и  $A_2$  (2):

$$A_2 = A_1 \sqrt{\frac{c_2^2 + b_2^2 \omega}{(c_2 - m_2 \omega^2) + b_2^2 \omega^2}}. \quad (10)$$

Подробнее об этих настройках, хотя они касаются виброгасителей, можно прочитать в книгах С.П. Тимошенко.

### Вывод

Таким образом, можно констатировать, что по сравнению с одномассной двухмассная система представляет большие возможности для виброизоляции машины и ее резонансной настройке без применения специальных автоматических устройств.

### Библиографический список

1. Обработка деталей свободными абразивами в вибрирующих резервуарах / И.Н. Карташов и др. – Киев: Изд-кое объединение «Вища школа», 1975. – 188 с.
2. Членов В.А., Михайлов Н.В. Виброкипящий слой. – М.: Наука, 1972. – 343 с.
3. Федоренко И.Я., Пирожков Д.Н. Вибрируемый зернистый слой в сельскохозяйственной технологии: монография. – Барнаул: Изд-во АГАУ, 2006. – 166 с.
4. Гончаревич И.Ф., Фролов К.В. Теория вибрационной техники и технологии. – М.: Наука, 1981. – 320 с.
5. Вибрации в технике: справочник; в 6 т. Т. 4. Вибрационные процессы и машины / под ред. Э.Э. Лавендела. – М.: Машиностроение, 1981. – 509 с.
6. Греков И. Резонанс. – М.: Гос. энергетич. изд-во, 1952. – 104 с.
7. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.

8. Вибрации в технике: справочник; в 6 т. Т. 1. Колебания линейных систем / под ред. В.В. Болотина. – М.: Машиностроение, 1978. – 352 с.

9. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Наука, 1967. – 444 с.

10. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. – М.: Гос. науч.-техн. изд-во машиностроит. Лит-ры, 1957. – 336 с.

#### References

1. Obrabotka detalei svobodnymi abrazivami v vibriruyushchikh rezervuarakh / I.N. Kartashov [i dr.]. – Kiev: Izdatel'skoe ob"edinenie «Vishcha shkola», 1975. – 188 s.

2. Chlenov V.A., Mikhailov N.V. Vibrokipyashchii sloi. – М.: Nauka, 1972. – 343 s.

3. Fedorenko I.Ya., Pirozhkov D.N. Vibriruemyyi zernistyiy sloi v sel'skokhozyaistvennoy tekhnologii: monografiya. – Barnaul: Izd-vo AGAU, 2006. – 166 s.

4. Goncharevich I.F., Frolov K.V. Teoriya vibratsionnoi tekhniki i tekhnologii. – М.: Nauka, 1981. – 320 s.

5. Vibratsii v tekhnike: Spravochnik. V 6 t. T. 4. Vibratsionnye protsessy i mashiny / pod red. E.E. Lavendela. – М.: Mashinostroenie, 1981 – 509 s.

6. Grekov I. Rezonans. – М.: Gos. energetich. izd-vo, 1952. – 104 s.

7. Biderman V.L. Teoriya mekhanicheskikh kolebaniy. – М.: Vysshaya shkola, 1980. – 408 s.

8. Vibratsii v tekhnike: Spravochnik. V 6 t. T. 1. Kolebaniya lineinykh sistem / pod red. V.V. Bolotina. – М.: Mashinostroenie, 1978 – 352 s.

9. Timoshenko S.P. Kolebaniya v inzhenernom dele. – М.: Nauka, 1967. – 444 s.

10. Panovko Ya.G. Osnovy prikladnoi teorii uprugikh kolebaniy. – М.: Gos. nauch.-tekhnich. izd-vo mashinostroit. lit., 1957. – 336 s.

