

УДК 621.01

А.А. Гнездилов

A.A. Gnezdilov

## О РЕАЛИЗАЦИИ РЕЗОНАНСНЫХ РЕЖИМОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН

### IMPLEMENTATION OF RESONANT MODES OF TECHNOLOGICAL VIBRATIONAL MACHINES

**Ключевые слова:** вибрация, вынужденные колебания, резонанс, резонансный режим, двухмассная система, виброизоляция, вибровозбудитель, частота колебаний.

Рассматриваются резонансные режимы работы технологических вибрационных машин, их преимущества и недостатки. Указываются причины, по которым большинство вибрационных машин работает на до- и зарезонансных режимах. Описываются поведение вибровозбудителя при прохождении зоны резонанса и возникающий при этом эффект. Приводятся современные пути достижения стабилизации резонансных режимов.

**Keywords:** vibration, forced vibration, resonance, resonant mode, dual-mass system, vibration isolation, vibration generator, vibration frequency.

Resonant modes of technological vibrational machines, their advantages and disadvantages are discussed. The reasons that most vibration machines work on the sub- and superresonance modes are indicated. The behavior of the vibration generator during the passage of the resonance line and the resulting effect is described. The modern ways of achieving the stabilization of resonant modes are presented.

**Гнездилов Александр Анатольевич**, к.т.н., доцент, каф. «Механика и инженерная графика», Алтайский государственный аграрный университет. Тел.: (3252) 203-364. E-mail: agau.sc@mail.ru.

**Gnezdilov Aleksandr Anatolyevich**, Cand. Tech. Sci., Assoc. Prof., Chair of Mechanics and Engineering Graphics, Altai State Agricultural University. Ph: (3852) 203-364. E-mail: agau.sc@mail.ru.

#### Введение

Развитие вибрационной техники и технологий тесно связано с увеличением количества промышленных технологических машин, реализующих во время работы колебательные процессы. Поставленная перед машиной вибрационная задача в полной мере выполняется при вынужденных колебаниях ее рабочего органа. Вынужденные колебания механической системы являются незатухающими с течением времени, поскольку поддерживаются внешними периодическими возмущающими силами. В такой системе различают частоту внешней возмущающей силы  $\omega$  и собственную частоту  $\omega_0$ . При их совпадении ( $\omega = \omega_0$ ) наблюдается явление резонанса, характеризующееся резким увеличением амплитуды вынужденных колебаний до бесконечно больших значений. Также возникают силы инерции, способные

вывести из строя машину и нарушить технологический процесс. Но самое главное, тяжело, а в ряде случаев невозможно настроить технологическую машину на резонансный режим из-за нелинейности колебательной системы. Именно поэтому вибрационные машины работают в основном на до- и зарезонансных режимах.

#### Основная часть

Дорезонансные машины работают на более низких частотах колебаний, чем зарезонансные, для которых рабочий диапазон частот начинается от  $\omega \approx (3 - 5) \cdot \omega_0$  [8]. Удаленностью от зоны резонанса объясняется нечувствительность зарезонансных режимов к изменению технологической нагрузки. В дорезонансных машинах энергия привода расходуется на преодоление сил упругости, а в зарезонансных – инерции. Таким образом,

зарезонансные режимы вибрации являются более предпочтительными, хотя и имеют один существенный недостаток.

Недостаток основывается на применении для возбуждения возмущающей силы центробежного дебалансного вибровозбудителя и так называемом эффекте Зоммерфельда. Если вибровозбудитель установлен на неподвижной платформе, то плавное увеличение вращающего момента электродвигателя  $L$  (или подводимой мощности  $N = L \cdot \omega$ ) ведет к плавному увеличению частоты вращения вала вибровозбудителя  $\omega$  (рис. 1, кривая 1). Если ротор связан с колебательной системой (кривая 2), то наблюдается эффект Зоммерфельда. На участке  $OA$  увеличение частоты  $\omega$  на кривых 1 и 2 происходит примерно одинаково. Когда частота  $\omega$  приблизится к частоте свободных колебаний  $\omega_0$ , то дальнейшее увеличение  $\omega$  (участок  $AB$ ) происходит очень медленно, несмотря на существенное увеличение подводимой мощности  $N$ , сопровождающееся ростом амплитуды колебаний  $a$ . При достижении значения  $N=N^*$  происходит скачкообразное увеличение частоты до некоторого зарезонансного значения  $\omega = \omega^*$ . При этом амплитуда колебаний (пунктирная линия со стрелками) резко падает (рис. 2). Таким образом, на классической резонансной кривой правый спуск (пунктирная линия) является нереализуемым. При дальнейшем плавном увеличении  $N$  частота  $\omega$  снова изменяется плавно (участок  $CD$ ) [2].

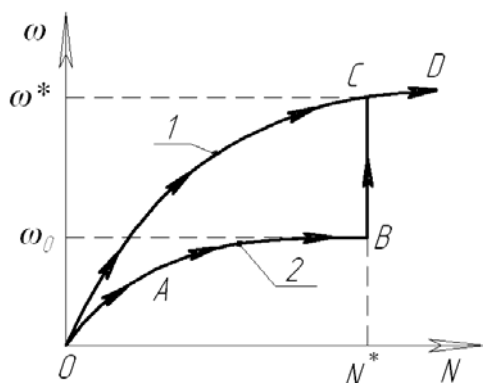


Рис. 1. Зависимость подводимой к валу ротора мощности от частоты колебаний

Таким образом, во время пуска и выбега машины часто возникают интенсивные колебания вала центробежного дебалансного вибровозбудителя при прохождении через резонанс. Амплитуды колебаний могут во много раз превышать рабочие значения. Соответственно, возрастают и силы, передающиеся через виброизоляторы на несущие конструкции [3].

При правильном подходе к проблеме резонансные режимы работы вибрационных машин позволяют значительно снизить энерго- и материалоемкость конструкции, повысить производительность и КПД, а также улучшить эффективность виброобработки.

Добиться стабильных резонансных режимов работы технологической вибрационной машины непросто.

Во-первых, в пиковой области резонансной кривой (рис. 2) диапазон изменения частоты  $\omega$  вынужденных колебаний небольшой, что свидетельствует о необходимости более точной настройки резонансных параметров системы [6].

Во-вторых, резонансный режим нестабилен и при изменении технологической нагрузки на рабочий орган машина быстро переходит в до- или зарезонансную область. Доказательством этого утверждения служит формула

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{M}}, \quad (1)$$

где  $c$  – коэффициент жесткости пружины;

$M$  – масса рабочего органа и обрабатываемого им материала.

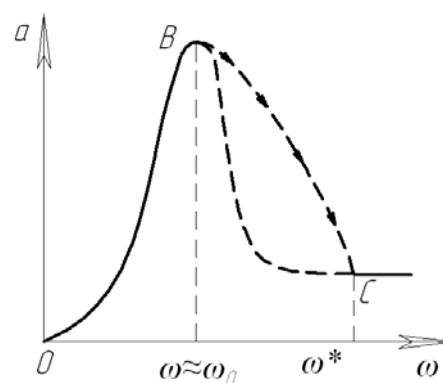


Рис. 2. Резонансная кривая

Согласно формуле 1, изменение массы обрабатываемого материала ведет к изменению массы  $M$ , следовательно, и параметра  $\omega_0$ . При этом частота вынужденных колебаний может остаться прежней или увеличиться в результате уменьшения нагрузки на асинхронный электродвигатель привода вибровозбудителя. При этом разность  $(\omega - \omega_0)$  увеличивается, резонанс исчезает, амплитуда колебаний падает, технологический процесс нарушается [8].

В-третьих, в режиме резонанса вибрация от рабочего органа и генерируемая при этом сила, значительно превышающая силу, создаваемую вибровозбудителем, распространяются на элементы машины и на поддерживающие конструкции (фундаменты, перекрытия, подвесы и т.д.). Это может привести к выходу из строя машины, разрушению фундаментов, отрыву подвесов вибромашины от перекрытий и стен, даже к обрушению самих перекрытий и стен зданий. На колебания поддерживающих конструкций расходуется немало энергии, особенно если в вибрационный процесс вовлекается прилегающий к фундаменту грунт. В результате может получиться не снижение затрат энергии резонансной машины, а наоборот, их увеличение.

Возможен случай, когда колебательная система становится двухмассной, а ее амплитудно-частотная характеристика – двухрезонансной [5]. В такой системе у одной массы (например, у рабочего органа) могут наблюдаться интенсивные вынужденные колебания, а у другой (например, у рамы машины с вибровозбудителем) – колебания минимальных значений. Вполне возможна обратная ситуация, когда от рамы машины вибрация будет передаваться на фундамент.

Для количественной оценки эффективности виброзащиты фундамента при силовом возбуждении колебательной системы, на котором установлена вибрационная технологическая машина, вводятся коэффициенты виброизоляции  $k_R$  и динамичности  $k_X$  [4]:

$$k_R = \sqrt{\frac{1 + 4\nu^2 z^2}{(1 - z^2)^2 + 4\nu^2 z^2}}; \quad (2)$$

$$k_X = \frac{1}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + 4\nu^2 z^2}}, \quad (3)$$

где  $\nu$  – относительное демпфирование,  
 $\nu = \frac{n}{\omega_0} = \frac{b}{2\sqrt{cm}}$ ,

где  $n$  – коэффициент демпфирования,  $n = \frac{b}{2m}$ ,

где  $b$  – коэффициент вязкости;

$z$  – частотная расстройка,  $z = \frac{\omega}{\omega_0}$ .

Условия эффективной виброзащиты через безразмерные коэффициенты  $k_R$  и  $k_X$  записываются в виде неравенств

$$k_R \leq 1, \quad k_X \leq 1. \quad (4)$$

Эффективность виброзащиты по критериям  $k_R$  (рис. 3) и  $k_X$  (рис. 4) обеспечивается при любом уровне демпфирования в частотном диапазоне

$$z \geq \sqrt{2}. \quad (5)$$

По критерию  $k_R$  эффективность тем выше, чем слабее демпфирование. По критерию  $k_X$  при  $\nu > \frac{1}{\sqrt{2}}$  виброзащита эффективна во всем диа-

пазоне частот  $0 < z < \infty$ ; при  $\nu < \frac{1}{\sqrt{2}}$  – в диапазоне  $z > \sqrt{2(1 - 2\nu^2)}$ .

Рассмотренные выше причины объясняют, с какими трудностями приходится сталкиваться при проектировании высокоэффективных технологических вибрационных машин, работающих на резонансных режимах, и как тяжело настроить и удержать параметры режимов на требуемом диапазоне резонансных частот.

Из известных способов стабилизации резонансных режимов заслуживают внимания приведенные ниже.

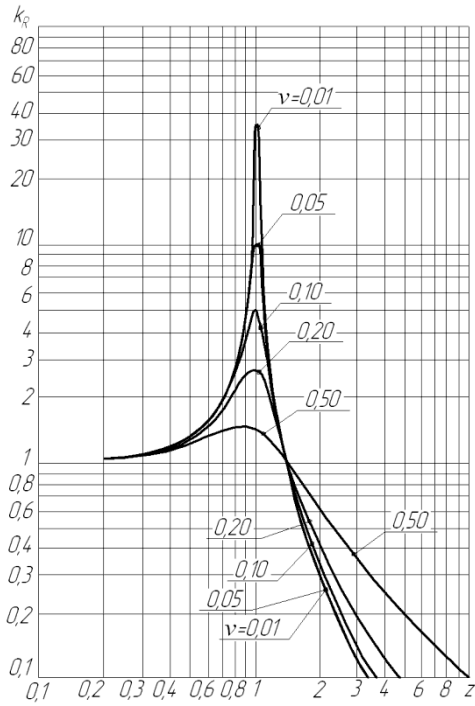


Рис. 3. Зависимость коэффициента

виброизоляции  $k_R$  от расстройки  $z = \frac{\omega}{\omega_0}$

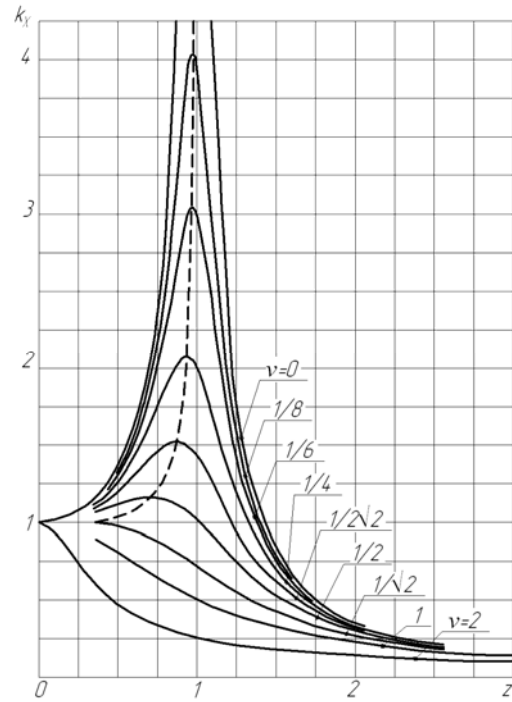


Рис. 4. Зависимость коэффициента

виброизоляции  $k_x$  от расстройки  $z = \frac{\omega}{\omega_0}$

Стабильные резонансные режимы вибрационной машины можно автоматически удерживать на заданном уровне, используя явление авторезонанса [1]. При этом в конструкцию машины вводят специальные автоматические устройства, служащие для возбуждения резонансных колебаний силами, зависящими от движения самой колебательной системы. Возбуждение автоколебаний вносит фазовые изменения в цепь обратной связи, что позволяет реализовать даже неустойчивые ветви амплитудно-частотной характеристики.

Другим способом поддержания стабильных резонансных режимов машин без применения дорогостоящих автоматических устройств является возбуждение комбинационных параметрических колебаний. Периодическое изменение одного или нескольких параметров системы за счет вращения уравновешенных роторов с инерционными телами между ними способно возбуждать многократные комбинационные резонансы.

Еще один способ настройки машины на резонансный режим колебаний, возбуждаемых центробежным дебалансным вибровозбудителем асинхронного электродвигателя переменного тока, основан на системе управления по каналу обратной связи между потокосцеплениями и токами при условии равновесия напряжений для всех фаз статора и ротора, что позволяет управлять работой двигателя [7].

### Вывод

Каждый из способов имеет право на существование, свои достоинства и недостатки. Совершенствование уже имеющихся или создание принципиально новых способов реализации и стабилизации резонансных режимов технологических вибрационных машин является важной задачей, которую предстоит в ближайшем будущем решать ученым, опираясь на труды прошлых поколений.

## Библиографический список

1. Асташев В.К. О новых направлениях использования явления резонанса в машинах // Вестник научно-технического развития: Интернет-журнал. – 2011. – № 8 (48). – Режим доступа: <http://www.vntr.ru/nomera/2011-848/> (14.12.2011). – 0421100120\0032.
2. Блехман И.И. Вибрационная механика. – М.: Физматлит, 1994. – 400 с.
3. Вибрации в технике: справочник в 6 т. Т. 4. Вибрационные процессы и машины / под ред. Э.Э. Лавендела. – М.: Машиностроение, 1981. – 509 с.
4. Вибрации в технике: справочник в 6 т. Т. 6. Защита от вибрации и ударов / под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с.
5. Гнездилов А.А., Федоренко И.Я. Динамические свойства двухмассной вибрационной технологической машины // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2016. – № 3 (137). – С. 179-183.
6. Гнездилов А.А. Резонансные режимы как одно из перспективных направлений в развитии вибрационных машин // Аграрная наука – сельскому хозяйству: матер. VII Междунар. науч.-практ. конф.: в 3 кн. – Барнаул: Изд-во АГАУ, 2012. – Кн. 3. – С.17-18.
7. Пановко Г.Я., Шохин А.Е. К вопросу о резонансной настройке транспортно-технологических вибромашин // Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем – DYVIS-2015, посвященный 100-летию со дня рождения д.т.н., проф. А.Е. Кобринского: XVIII Междунар. симпозиум (Москва-Бекасово, 17-23 мая 2015 г.) / под ред. В.К. Асташева, В.Л. Крупенина, Г.Я. Пановко и др. – М.: ИМАШ РАН, 2015. – С. 213-217.
8. Федоренко И.Я. Вибрационные процессы и устройства в АПК: монография. – Барнаул: РИО Алтайского ГАУ, 2016. – 289 с.

## References

1. Astashhev V.K. O novykh napravleniyakh ispolzovaniya yavleniya rezonansa v mashinakh [Elektronnyy resurs] // Vestnik nauchno-tehnicheskogo razvitiya: Internet-zhurnal. – No. 8 (48). – 2011. – <http://www.vntr.ru/nomera/2011-848/> (14.12.2011). – 0421100120\0032.
2. Blekhman I.I. Vibratsionnaya mekhanika. – M.: Fizmatlit, 1994. – 400 s.
3. Vibratsii v tekhnike: spravochnik. V 6 t. T. 4. Vibratsionnye protsessy i mashiny / pod red. E.E. Lavendela. – M.: Mashinostroenie, 1981. – 509 s.
4. Vibratsii v tekhnike: spravochnik. V 6 t. T. 6. Zashchita ot vibratsii i udarov / pod red. K.V. Frolova. – M.: Mashinostroenie, 1981. – 456 s.
5. Gnezdilov A.A., Fedorenko I.Ya. Dinamicheskie svoystva dvukhmassnoy vibratsionnoy tekhnologicheskoy mashiny // Vestnik Altayskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – 2016. – No. 3 (137). – S. 179-183.
6. Gnezdilov A.A. Rezonansnye rezhimy kak odno iz perspektivnykh napravleniy v razvitii vibratsionnykh mashin // Agrarnaya nauka – selskomu khozyaystvu: mater. VII Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.: v 3 kn. – Barnaul: Izd-vo AGAU, 2012. – Kn. 3. – S.17-18.
7. Panovko G.Ya., Shokhin A.Ye. K voprosu o rezonansnoy nastroyke transportno-tekhnologicheskikh vibromashin // XVIII Mezhdunarodnyy Simpozium «Dinamika vibroudarnykh (silno nelineynykh) sistem» – DYVIS-2015, posvyashchenny 100-letiyu so dnya rozhdeniya d.t.n., prof. A.Ye. Kobrinskogo: Sbornik trudov (Moskva – Bekasovo, 17-23 maya 2015 g. / pod red. V.K. Astasheva, V.L. Krupenina, G.Ya. Panovko i dr. – M.: IMASH RAN, 2015. – S. 213-217.
8. Fedorenko I.Ya. Vibratsionnye protsessy i ustroystva v APK: monografiya. – Barnaul: RIO Altayskogo GAU, 2016. – 289 s.

