АКУСТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Том XIV 1968 Вып. 2

УДК 534.833.46

ОСОБЕННОСТИ ВОЗНИКНОВЕНИЯ И ИЗЛУЧЕНИЯ ШУМА ВИБРОПЛОЩАДОК

И. В. Горенштейн, В. И. Заборов

Исследуются причины возникновения шума виброплощадок с электромеханическими вибраторами, применяемых в технологии изготовления железобетонных изделий. Показано, что значительное снижение шума может быть достигнуто путем замены в вибраторах подшипников качения на подшипники скольжения. Обсуждаются особенности излучения звука в зависимости от способа установки виброплощадки в цехе. Для уменьшения шума на средних и высоких частотах предлагается ввести упругую связь между вибраторами и подвижной рамой.

В работах [1—3] было показано, что основным источником шума виброплощадок (при условии надежного закрепления формы с бетоном к подвижной раме и отсутствия соударений между металлическими частями формы) являются вибраторы с валами на подшипниках качения. Результаты исследований шума подшипников качения при отбалансированном вале приведены в работе [4], однако в вибромашине подшипник и вибратор работают в тяжелых условиях, вызванных значительной центробежной силой и силами инерции, в десятки раз превосходящими вес вибратора. Удары, возникающие в вибраторе, складываются из соударений в подшипниках качения при перекатывании шаров (вследствие дискретного характера контакта шаров с кольцами, волнистости дорожек, гранности шаров и т. п.) и соударений между деталями подшипника при направленных колебаниях вибратора с ускорениями, превышающими ускорение силы тяжести.

Поскольку особенностью работы подшипника является ударный характер взаимодействия между деталями, для оценки его шума могут быть использованы некоторые результаты теории изоляции от ударного шума [5]. Выражение для уровня шума L, излучаемого конструкцией при действии периодических ударов, с точностью до постоянной k, в зависимости от времени между ударами T и импульса силы I можно представить в виде

$$L = 10 \lg kI^2 / T. \tag{1}$$

Изменение временных характеристик удара приводит к изменению уровня шума на

$$\Delta L = 20 \lg v_1 / v_2 + 10 \lg T_2 / T_1, \tag{2}$$

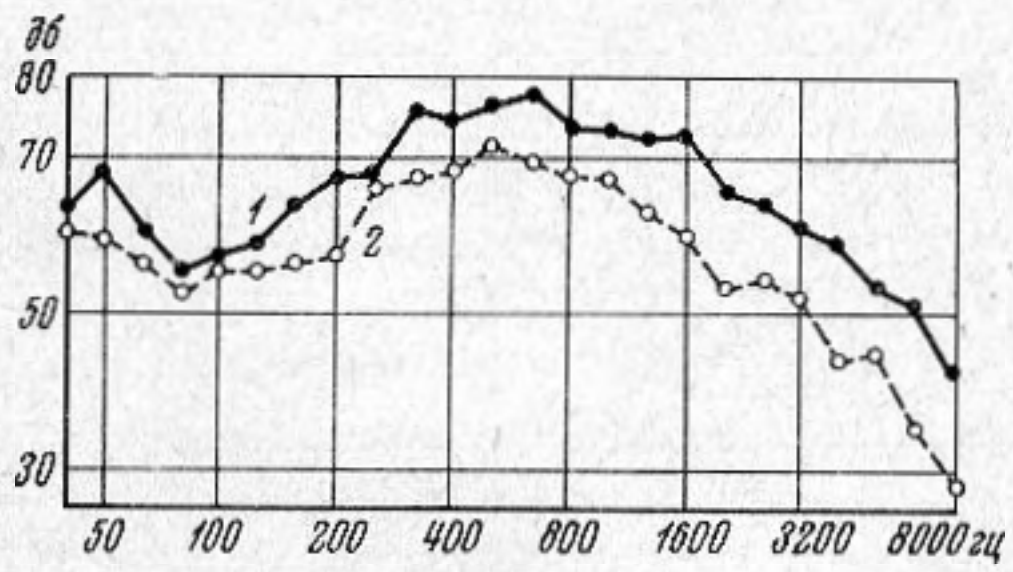
где v_1 и v_2 — скорости падения тела в момент удара. Поскольку при падении тела с высоты H под действием собственного веса P и приложенной силы $F \gg P$ $v = (2gHF / P)^{1/2}$, то

$$\Delta L = 10 \lg F_1 / F_2 + 10 \lg T_2 / T_1, \tag{3}$$

где силы F_1 и F_2 соответствуют скоростям v_1 и v_2. Используем зависимость (3) для анализа соударений под действием центробежной силы

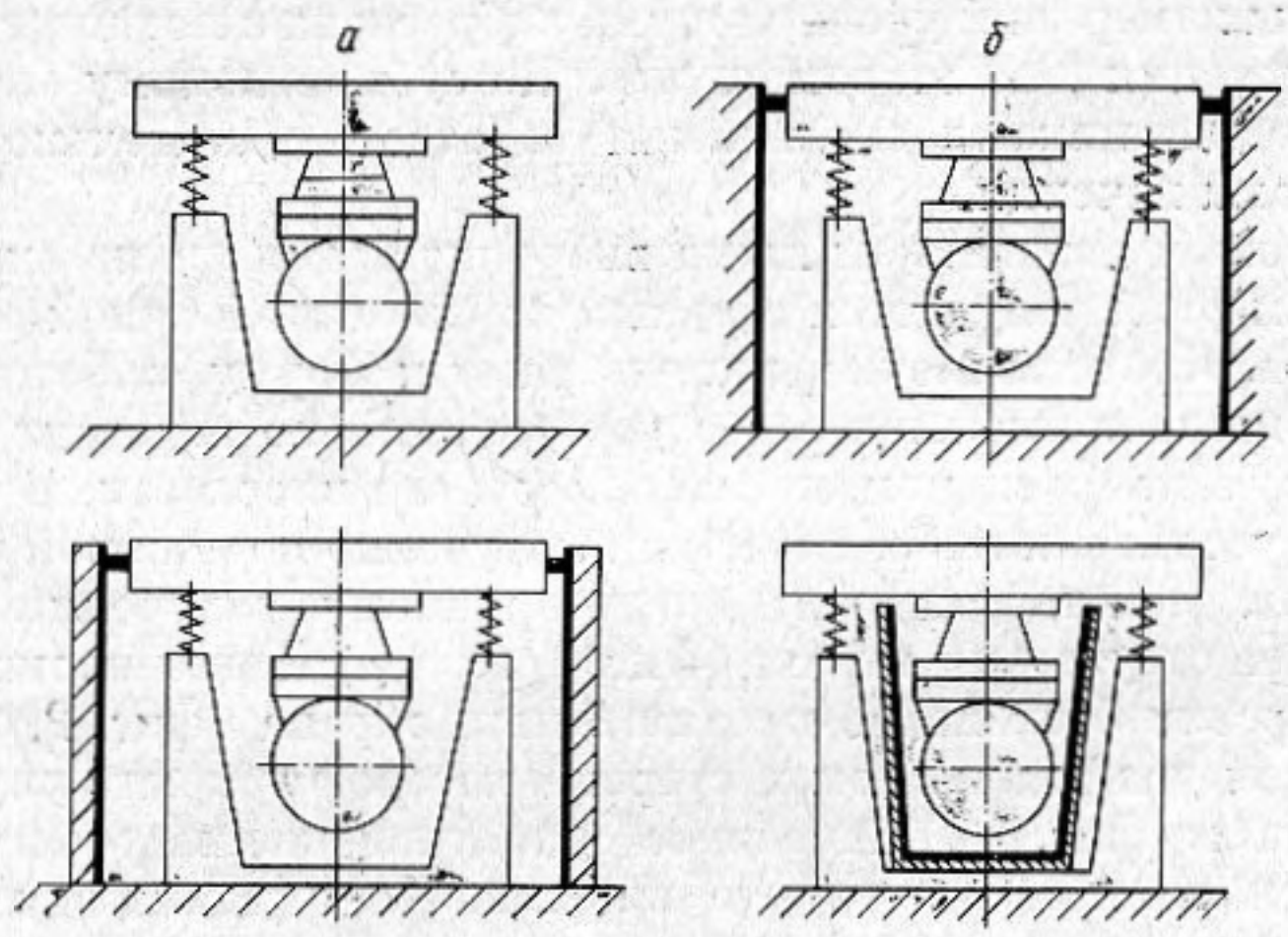
$F_ц = M_{ст}\omega^2 / g$ и практически равной ей в нашем случае силы инерции $F_и = aM\omega^2$, где $M_{ст}$ — статический момент массы эксцентриков вибратора, ω — круговая частота вращения, a — амплитуда направленных колебаний виброплощадки, M — масса вибрирующих частей.

При действии этих сил и увеличении скорости вращения эксцентриков с ω_1 до ω_2 для $M_{ст} = \text{const}$ мы имеем $\Delta L = 30 \lg \omega_1 / \omega_2 + 3$. По данным измерений различие в уровнях шума виброплощадки СМ-476Б при частотах вибрирования 50 и 25 *гц* и $M_{ст} = \text{const}$ составило в среднем 11 *дб*. Увеличение скорости вращения в два раза при постоянной интенсивности вибрации $a^2\omega^3$ приводит, как следует из выражения (3), к повышению шума на 7,6 *дб*, а по экспериментальным данным — на $6 \div 9$ *дб* [3].



Фиг. 1

Увеличение скорости вращения сопровождается, согласно уравнению (3), одинаковым ростом уровней шума на всех частотах. Однако, начиная с частоты $f_0 = 0{,}45 / \tau$ (τ — продолжительность удара), на характер удара начинает оказывать существенное влияние местное смятие в месте контакта соударяющихся тел [6]. В результате возникающего виброизоляционного эффекта уровень шума, определяемый формулой (1), снижается со скоростью 12 *дб* на октаву. Поскольку $\tau \sim v^{-1/5}$ и $\tau_1 / \tau_2 = (F_2 / F_1)^{1/10}$, при удвоении скорости вращения вибраторов и $M_{ст} = \text{const}$ мы имеем $f_{02} / f_{01} = 1{,}15$, т. е. сни-



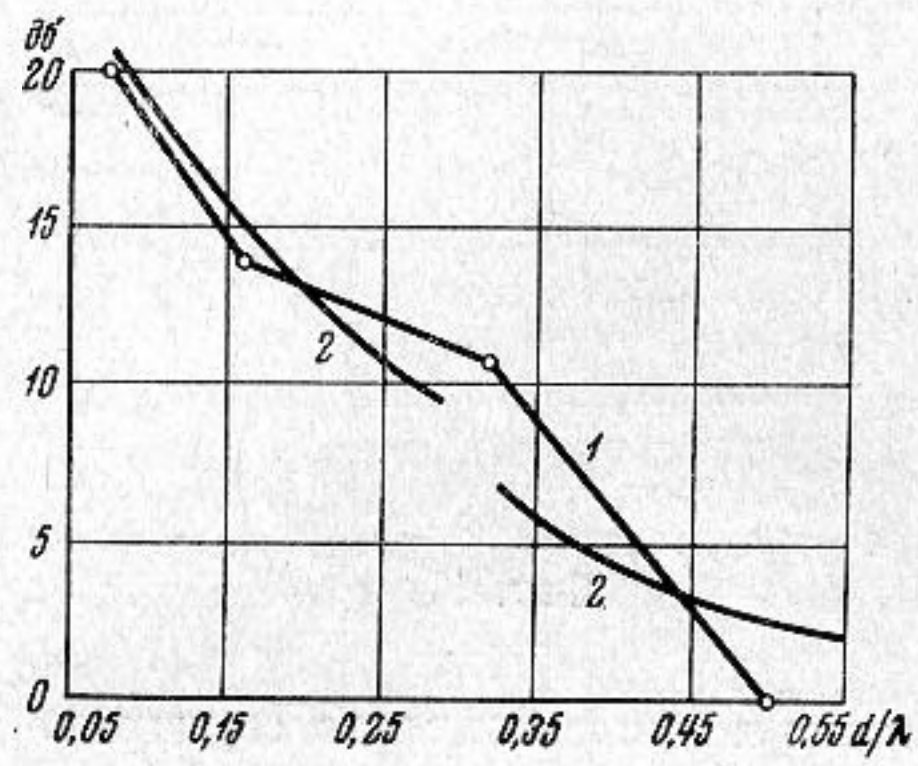
Фиг. 2

жение уровня шума при большей скорости вращения начинается на 0,15 октавы позже, что приводит к повышению уровня на 2,5 *дб*. По измерениям на виброплощадке СМ-476Б для указанных условий оказалось, что различие в уровнях шума на высоких частотах на $4 \div 5$ *дб* больше, чем на средних частотах. Для частот $f > f_0$ выражение (3) принимает вид

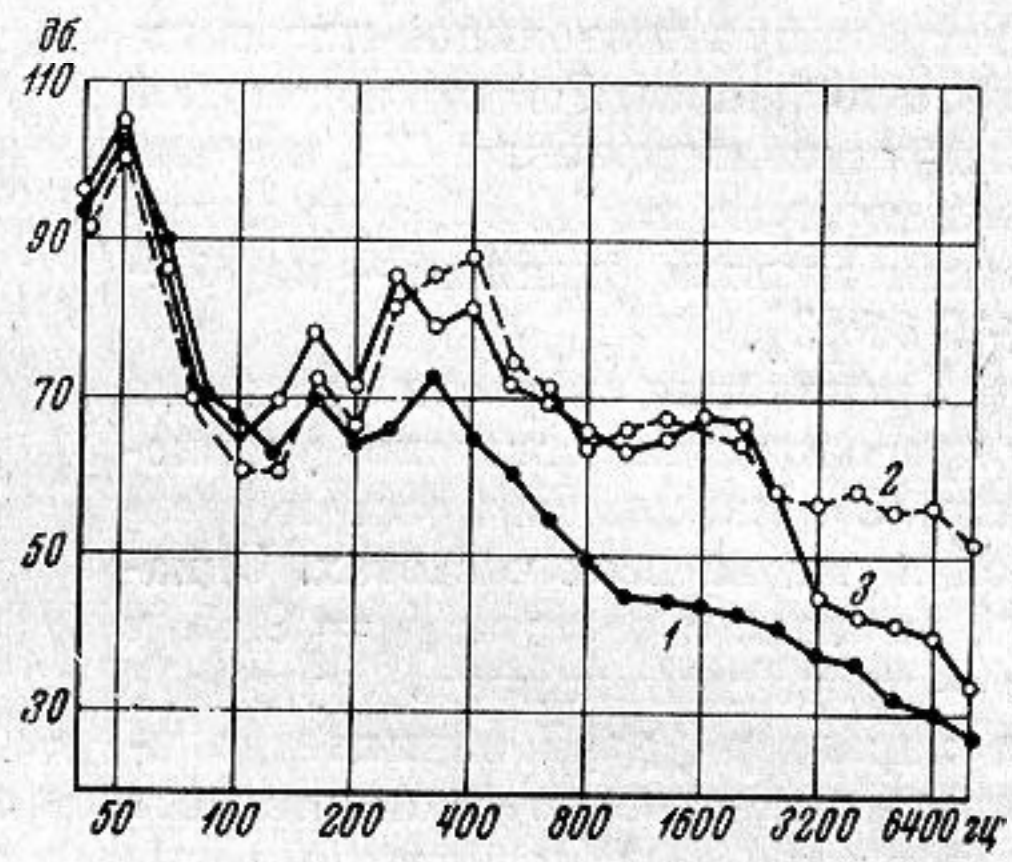
$$\Delta L = 14 \lg F_1 / F_2 + 10 \lg T_2 / T_1.$$

Таким образом, изменения уровня шума вибраторов и характера спектров определяются временными характеристиками соударений между деталями подшипников качения (скоростью падения шаров, продолжительностью удара и временем между ударами), которые в свою очередь зависят от частоты и амплитуды колебаний виброплощадки.

Резкое снижение шума вибраторов путем устранения источников соударений достигается заменой подшипников качения на подшипники скольжения. Такой эксперимент был проведен на одном столе виброплощадки СМ-476Б. При вращении вибраторов через клиноременную передачу снижение уровней вибрации на раме площадки на средних и высоких частотах составило около 30 *дб*. При работе стола от обычного привода площадки снижение вибраций при использовании подшипников скольжения составило лишь 10—15 *дб*, вследствие передачи значительных вибраций от



Фиг. 3



Фиг. 4

шестеренчатого синхронизатора через карданные валы. На фиг. 1 показаны результаты измерений уровней шума вибростола с подшипниками качения *1* и скольжения *2* во втором случае. По субъективному ощущению вибростол с подшипниками скольжения работает значительно мягче, чем с подшипниками качения.

Если основным источником шума виброплощадки являются вибраторы, то звуковая энергия излучается главным образом подвижной рамой и формой с бетоном. Представим подвижную раму и форму с бетоном в виде жесткого поршня, колеблющегося с усредненной по площади колебательной скоростью в направлении, нормальном к его плоскости. В зависимости от характера установки виброплощадки излучение подвижной рамы и формы с бетоном можно уподобить двустороннему излучению поршневой диафрагмы при отсутствии экрана (фиг. 2, *а*), излучению поршневой диафрагмы в отверстии бесконечно протяженного экрана (фиг. 2, *б*) и излучению поршневой диафрагмы, одна сторона которой закрыта звуконепроницаемым кожухом (фиг. 2, *в*). Активное сопротивление излучения на низких частотах и, в частности, на частоте вибрирования (длина звуковой волны в воздухе λ велика по сравнению с размерами излучателя d) в случаях *б* (r_2) и *в* (r_3) значительно больше, чем в случае *а* (r_1) [7], что приводит к повышению излучаемой звуковой мощности. На фиг. 3 приведены измеренные *1* отношения мощностей, излучаемых лабораторной виброплощадкой типа 435 А при установке ее по схемам *а* и *б*, и вычисленные *2* отношения r_3 / r_1 для круглой диафрагмы диаметром $d = 0{,}55$ *м* (равновеликой по площади подвижной раме вибростола с размерами $0{,}6 \times 0{,}4$ *м*) в зависимости от d / λ. Отсюда видно, что виброплощадки целесообразно устанавливать без заглубления, с устройством звукоизолирующего кожуха на вибраторы для снижения шума, излучаемого ими в воздух (фиг. 2, *г*).

Для уменьшения шума, излучаемого рамой на средних и высоких частотах, целесообразно устранить жесткое соединение между вибраторами и подвижной рамой, введя между ними упругую связь (например, в виде резиновых амортизаторов), играющую роль частотного фильтра, который, не снижая амплитуду колебаний на основной частоте колебаний, подавляет

колебания более высоких частот [5]. Наиболее выгодна работа такой системы в режиме, близком к антирезонансу, при котором колебания вибратора значительно меньше, чем колебания подвижной рамы и формы с бетоном, что снижает интенсивность ударов и улучшает условия работы вибратора. Амплитуды колебаний подвижной рамы и вибратора виброплощадки типа 435А с применением резиновых амортизаторов составили соответственно 0,45 и 0,1 *мм*, а вибрации на средних и высоких частотах подвижной рамы уменьшились на 15 ÷ 20 *дб*. На фиг. 4 приведены частотные характеристики шума виброплощадки с упругой связью при установке на вибратор звукоизолирующего кожуха *1*, а также в обычном исполнении без кожуха *2* и с кожухом *3*.

Для снижения шума на низких частотах нужно, чтобы направление колебаний было нормально грани изделия с наименьшей площадью излучающей поверхности. В частности, плиты покрытий целесообразно изготавливать на виброплощадках с горизонтальным направлением колебаний. Проведенные измерения показывают, что снижение шума при этом составляет на низких частотах 10—12 *дб*.

ЛИТЕРАТУРА

1. И. В. Горенштейн, В. И. Заборов, И. Н. Ильин. Снижение шума виброплощадок. Сб. тр. VI конференции по бетону и железобетону (Рига, июнь, 1966). Уралниистройпроект, 1966.
2. И. В. Горенштейн, И. Н. Ильин. О характере частотных спектров виброплощадок. Сб. «Борьба с шумами и вибрациями», доклады на Совещании по борьбе с шумами и вибрациями методами строительной акустики (Челябинск, июнь, 1966 г.). М., Госстройиздат, 1966.
3. И. В. Горенштейн. Влияние частоты вибрирования на шум виброплощадок. Там же.
4. Борьба с шумом, под ред. Е. Я. Юдина. М., Стройиздат, 1964.
5. В. И. Заборов. Теория звукоизоляции ограждающих конструкций. М., Госстройиздат, 1962.
6. В. И. Заборов, Л. П. Тюменцева. Об учете местного смятия при расчете изоляции ударного шума. Акуст. ж., 1965, 11, 1, 57—61.
7. В. В. Фурдуев. Электроакустика. М., ГТТИ, 1948.

Уральский н.-и. и проектный институт
строительных материалов
Челябинск

Поступила в редакцию
27 января 1967 г.