

Голубенко О.Л., Чернецкая-Белицкая Н.Б., Кошечкина Н.И., Носко Г.С.

ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСА И РЕЛЬСА В АСПЕКТЕ ШУМООБРАЗОВАНИЯ

В статье показана схема силового взаимодействия колеса и рельса в плоской модели их контакта и приведены аналитические зависимости, определяющие шумообразование контактного процесса.

Ключевые слова: колесо, рельс, контакт, зубчатое колесо, шум, зона скольжения, зона сцепления, сжимающая сила.

Актуальность исследования. Украина имеет мощный материальный потенциал по производству подвижного состава железнодорожного транспорта, а также потребность и стимул в интенсификации перевозок, в частности и в высокоскоростном движении. С другой стороны остро стоит задача поддержания на должном уровне в этих условиях социально-экономических показателей влияния подвижного состава на окружающую среду и человека, в том числе и путем воздействия на акустические характеристики. Вместе с тем современное состояние уровня изученности шумового воздействия подвижного состава на окружающую среду показывает, что недостаточно раскрыты и исследованы, как причины шумообразования подвижного состава, так и предлагаемые известные средства его снижения.

Из изложенного видна актуальность темы исследования и это потребует дополнительного научного обеспечения этой задачи.

Постановка проблемы. В тоже время проблема взаимодействия железнодорожного транспорта с природной средой весьма сложна и подход к ее изучению, а следовательно и разработка мер защиты окружающей среды, предполагают глубокую всестороннюю проработку ряда важных научных проблем и, в частности, фундаментальных исследований в направлении прогнозирования воздействия новых технических решений на окружающую среду и поиска путей по ограничению его негативных сторон, заметно увеличивающихся по мере роста скоростей движения.

Теоретический анализ исследования. Известно, что определяющим фактором шумообразования железнодорожного подвижного состава, в том числе и локомотива, является процесс контактного взаимодействия колеса и рельса, где доминирующим считается его фрикционная составляющая. Последняя зависит главным образом от соотношения нагрузок сжимающей и сдвигающей, а также от состояния контактирующих поверхностей, которое определяется в основном шероховатостями различного уровня и особенностями поверхностных слоев, обуславливающих в условиях контакта одного твердого тела с другим твердым телом наличие промежуточного слоя типа «смазки». [2]

Цель и задачи исследования. Изучение физической сущности данной взаимосвязи с привлечением основ теории колебаний и законов трения есть цель данного исследования, что позволит глубже раскрыть причины шумообразования. Поэтому ставится задача:

- раскрыть физические основы шумообразования взаимодействия колеса и рельса;
- развить математические модели процесса шумообразования от колеса и рельса.

Изложение основного материала исследования. Контакт колеса и рельса осуществляется сжатием поверхностей несогласованных форм с образованием площадки овальной или эллипсной формы с осями x , y (рис. 1).

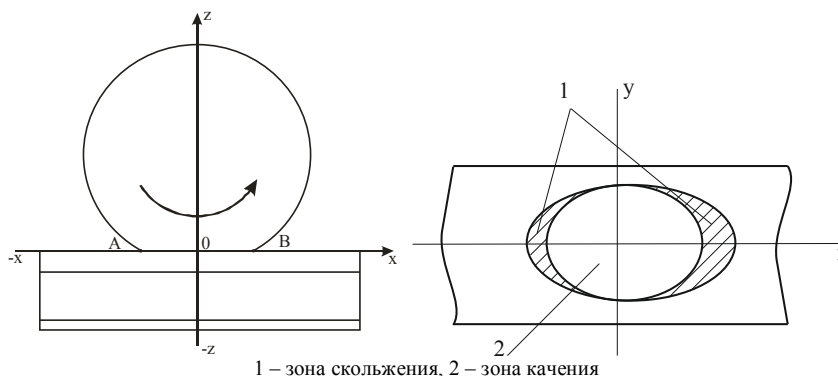


Рис. 1 - Схема контакта колеса и рельса

Тогда в области контакта, при одинаковых физических свойствах материала контактеров, создаются граничные усилия, содержащие попарно нормальные смещения z_n и нормальные усилия p_n , т.е. $z_n = z'_n$ и $p_n = p'_n$; а касательные усилия q_x и смещения x в зоне 2 полагаем равным 0, а в зонах 1 $q_x = q'_x$ и $x_q = x'_q$.

В целом шумообразующую систему «колесо-рельс» можно показать составляющими:

- собственно область контакта, как формирующую акустическое возмущение;

- излучатель шума в виде рельса;
- излучатель шума в виде колеса.

Выделение области контакта в отдельную составляющую как фактора шумообразования, обусловлено сингулярностью зоны контакта (зоны с особыми свойствами), вследствие того что в точках А и В имеются скачки напряжения σ_0 от нуля вне области нагружения до $-\sigma_{xy}$ внутри области нагружения.

Здесь шумообразование связано с наличием переменных сил в области их контакта, каковыми являются вертикальная осевая нагрузка, момент крутящий, подводимый к колесу от тягового привода и сила сопротивления его поступательному перемещению.

Считаем силы, обусловленные кинематикой периодического движения колеса, детерминированными, а силы вызванные трением из-за дефектов изготовления и состоянием поверхности контакта – случайными, вследствие произвольно распределенных по площади контакта субмикронеровностей. Но в пределе стохастические неровности переходят в квазипериодические, [16]. Эти силы вызывают вынужденные колебания колеса и рельса от кинематических факторов. А шпальная решетка вызывает «отпор» колесу из-за изменения локальной жесткости рельса в точке опоры, что создает колебания колеса и рельса на частоте, зависящей от скорости движения экипажа и шага решетки, обуславливая параметрическое возбуждение собственной частоты.

Указанные силы покажем в виде суммы двух составляющих: стационарного значения \bar{p} и возмущения p' , обусловленного динамическими явлениями, происходящими по различным причинам и, как правило, циклическими связанными с вращением колеса, т.е.

$$p = \bar{p} + p' e^{st}, \quad (1)$$

где $s = \delta + j\omega$ – комплексная скорость изменения возмущения, δ – коэффициент затухания колебания, ω – круговая частота.

Указанное предположение о постоянстве \bar{p} позволяет при анализе явлений шумообразования использовать принцип линеаризации и рассматривать раздельно процессы происходящие в зонах сцепления и скольжения с последующим суммированием их параметров.

Таким образом, имеем вынужденные колебания: от колеса, тяговой передачи и рельса, которые вследствие условия (1) рассматриваются самостоятельно.

При этом заметим, что стационарная составляющая \bar{p} обычно находится вне области звукового диапазона частот, регламентированного нормативными документами для подвижного состава железных дорог [14,15].

Механизм шумообразования в общих чертах известен [5].

Модель распространения шума от каждого вида колебания и может быть показана в виде [1]

$$P_r = S_{p(\omega)} \cdot T \cdot Nu, \quad (2)$$

Здесь P_r - звуковое давление в точке наблюдения, $S_{p(\omega)}$ – спектральная плотность функции источника возмущения (в данном случае функция возмущения в контакте взаимодействия колеса с рельсом), T – коэффициент передачи возмущения от его источника в смежные среды – воздух, рельс, колесо и Nu – коэффициент излучения колебаний в окружающую среду от колеса и рельса.

Поскольку коэффициенты T и Nu не связаны напрямую с процессом шумообразования, происходящим в контакте колесо-рельс, то в рассматриваемой работе их значения используются для качественного оценивания предполагаемых конструктивных решений, направленных на снижение шума качения. Поэтому они приводятся в самом общем виде, т.к. их точное определение задача достаточно сложная, представляющая самостоятельный интерес.

В рассмотрении колебаний колеса и рельса применим синусоидальный закон воздействия динамических составляющих внешних сил обусловленных периодическим движением колеса и элементов тягового привода, например, зубчатого редуктора. Тогда возмущение в виде смещения из-за накопленных отклонений геометрии контактирующих поверхностей выражается функцией вида

$$x(t) = \sum_k \eta \sin k\omega t, \quad (3)$$

где η - амплитуда k-й гармоники компоненты смещения; ω – круговая частота, в том числе для зубчатого привода с учетом пересопряжения зубьев; t - характерное время (для колеса продолжительность прохода области его контакта с рельсом, а для зубчатого зацепления - продолжительность обкатки профиля зуба).

Первая производная функции (3) определяет скорость колебания $v(t)$

$$v(t) = \sum_k \eta \omega \cos k\omega t, \quad (4)$$

а второй производной определяется колебание силы

$$p(t) = P \sum_k \eta \omega^2 \sin k \omega t, \quad (5)$$

где P - амплитуда возбуждающей силы;

для нормальной составляющей силы от действия вертикальной нагрузки P_0 , амплитуда P равна

$$P = \frac{3P_0}{2g}, \quad (4a)$$

и для касательной, определяемой вращающим моментом

$$P = \frac{3F_k}{2g}, \quad (5a)$$

где F_k - сила тяги.

Между тем область контакта содержит зоны сцепления и скольжения, каждая из которых создает свое шумообразование. В зоне сцепления возмущения вызваны в основном упругими деформациями неровностей, а в зоне скольжения – сдвиговыми деформациями и эти деформации могут быть описаны соответствующими гармоническими функциями [4].

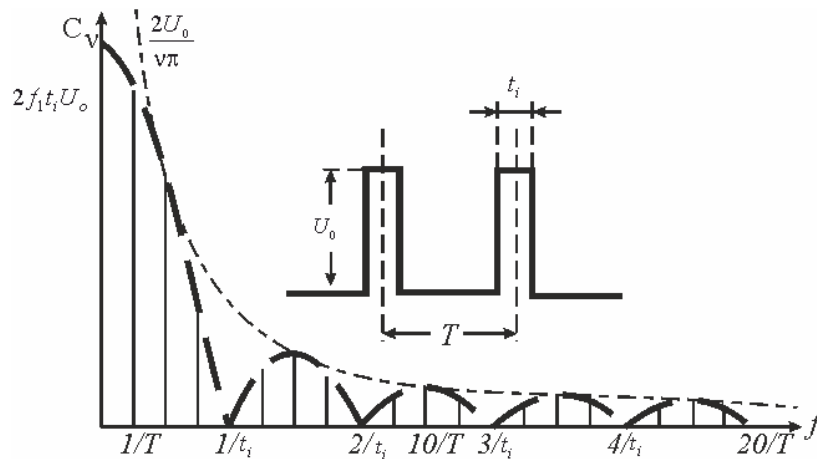


Рис. 2 – Спектр периодически повторяющихся импульсов в области качения

Так для зоны качения, (рис. 2) предполагаемую функцию нагружения представим спектром периодически повторяющихся импульсов прямоугольной формы, разложенным в гармонический ряд Фурье:

$$s(t) = \frac{A_0}{2} + \sum_{v=1}^{\infty} (A_v \cos \omega_v t + B_v \sin \omega_v t), \quad (6)$$

$$\text{где } A_0 = 2t_i U_0 f_i; A_v = \frac{2t_i U_0}{T} = 2f_1 t_i U_0 \left[\frac{\sin\left(\omega_v t_i \frac{1}{2}\right)}{\omega_v \frac{t_i}{2}} \right], \quad (7)$$

Здесь $f_1 = \frac{1}{T}$ – основная частота или скорость повторения процесса; v – переменный индекс.

Коэффициент $B_v = 0$, т.к. функция $s(t)$ четная.

А другая функция (рис. 3) соответствует зоне скольжения, где характер возмущения обусловлен сдвиговыми деформациями; она описывается также рядом (6).

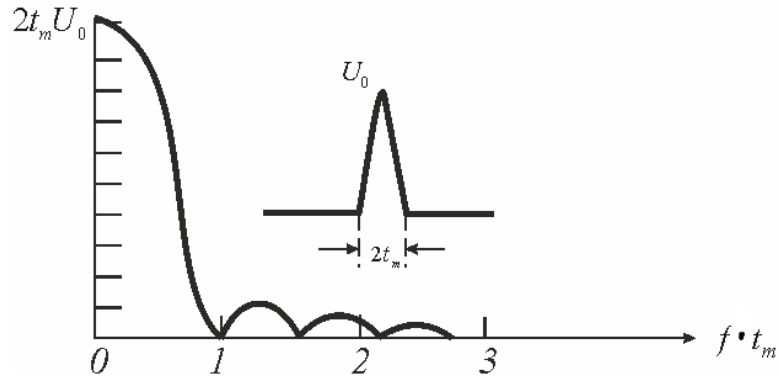


Рис. 3 Спектр периодически повторяющихся импульсов в области скольжения

Здесь аналогично $A_0 = 2t_m U_0$; $A_v = 2t_m U_0 \left[\frac{\sin\left(\omega \frac{t_m}{2}\right)}{\omega \frac{t_m}{2}} \right]^2$, (8)

A_0 – коэффициент Фурье – амплитуда падающей волны при частоте 0; U_0 – высота функции импульса нагрузки; t_i – продолжительность импульса; $v=1,2,3\dots$; $\omega_v = v\omega_1$, $\omega_1 = 2\pi f_1$, $t = \frac{l_{nl}}{v}$, l_{nl} – длина площадки контакта; v – скорость линейная. Основная частота $\omega_1 = 2\pi \frac{\pi D_k}{l_{nl}} \frac{n}{60}$, D_k – диаметр колеса по кругу катания, n – оборотная частота колеса; для области качения $t_i = \frac{\alpha \cdot l_{nl}}{v}$, где α – доля длины площадки контакта, соответствующая зоне качения, $(1 - \alpha)l_{nl}$ длина площадки, соответствующая зоне скольжения.

Высоту импульсов нагрузок U_0 и в формулах (7) и (8) определим по формулам (4а) и (5а) соответственно для зон качения и скольжения области контакта, где $t = \frac{\pi D_k}{v}$, $\omega = \frac{v}{r_k}$, v – скорость линейная, r_k – радиус по кругу катания колеса.

Определение величин P , F_k , t_i , f_1 , протяженности зон сцепления и скольжения в области контакта рассмотрено в [6]. Там показано, что часть момента крутящего от тягового электродвигателя затрачивается на проворот колесной пары относительно мгновенной оси вращения, которая расположена на краях продольной оси площадки его контакта с рельсом (в зависимости от направления поступательного движения). Сила, обуславливающая эту часть момента, содержит как нормальную, так и касательную составляющие. Тогда, если в качестве иллюстрации рассматривать тяговую передачу с опорно-осевой подвеской тягового электродвигателя, когда на оси колесной пары жестко закреплены зубчатое колесо привода и само колесо колесной пары, то суммарное воздействие динамических составляющих от осевой нагрузки и момента крутящего, как нормальных, так и касательных покажем модулированным колебанием, т.е. как суперпозицию Ψ двух гармонических колебаний $\Psi_s = \Psi_1$ (зубчатая передача) и $\Psi_k = \Psi_2$ (колесо), т.е.

$$\begin{aligned} \psi_1(t) &= A_1 \cos \omega_1 t \text{ и } \psi_2(t) = A_2 \cos \omega_2 t, \\ \Psi &= \psi_1 + \psi_2 = A_1 \cos \omega_1 t + A_2 \cos \omega_2 t, \end{aligned} \quad (9)$$

При этом средняя угловая частота ω_{cp} и угловая частота модуляции ω_{mod} равны:

$$\omega_{cp} = \frac{1}{2}(\omega_1 + \omega_2), \quad \omega_{mod} = \frac{1}{2}(\omega_1 - \omega_2).$$

Тогда суперпозиция $\Psi = \psi_1 + \psi_2$, выражаемая через ω_{cp} и ω_{mod} имеет вид:

$$A = (A_1 + A_2) \cos \omega_{\text{мод}} t \cdot \cos \omega_{\text{ср}} t$$

или

$$\psi(t) = (A_1 + A_2) \cos\left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{2}\right)t \cdot \cos\left(\frac{\omega_1 + \omega_2}{2}\right)t, \quad (10)$$

где ω_1 - круговая частота пересопряжения z зубьев большого колеса с частотой вращения n об/мин, т.е.

$$\omega_1 = 2\pi \frac{zn}{60}; \quad \omega_2 - \text{круговая частота вращения колесной пары } \omega_2 = 2\pi \frac{v}{\pi D_k}, \quad v - \text{скорость локомотива;}$$

D_k - диаметр колеса по кругу катания; $A_1 = \chi \frac{3}{2g} p_z \eta_z \omega_0^2$, χ - коэффициент учитывающий долю

момента крутящего M_t зубчатой передачи привода, затрачиваемую на проворот колесной пары относительно мгновенной оси вращения; p_z - сила в точке контакта зубчатого зацепления редуктора зубчатой передачи;

$A_2 = \frac{3}{2g} p_0 \eta_k \omega_1^2$, p_0 - осевая нагрузка на колесо; t - время прохождения зон области контакта.

Для нормальной составляющей функции A_2 $t = \frac{l_k}{v}$, l_k - протяженность зоны сцепления области

контакта, для зоны скольжения $t = \frac{l_{\text{нл}} - l_k}{v}$. Для касательной составляющей $A_1 = (1 - \chi) \frac{3}{2g} p_z \eta_z \omega_0^2$;

$$A_2 = 0.$$

Видно, что при малости величины t $A_1 \approx A_2$ и $A_1 + A_2 = A$.

Взаимодействие колеса и рельса с учетом влияния шпальной решетки также определяется колебанием (9), где модулируется круговая частота следования шпал $\omega_{\text{шп}}$ процессом модуляции с круговой частотой колеса

ω_1 , т.е. $\omega_{\text{шп}} = \omega_0 = 2\pi \frac{v}{l_{\text{шп}}}$, $l_{\text{шп}}$ - расстояние между осями шпал. В этом случае амплитуда A для нормальной

составляющей представляет нормальный реактивный отпор от шпалы на рельс, который равен

$$p_{\text{шп}} = \frac{p_0 K_z^0 l_{\text{шп}}}{2} \eta_z^0 + p_0 \quad (11)$$

где первое слагаемое учитывает влияние междушпального пролета [7]. Здесь p_0 - сила прижатия рельса; K_z^0 - коэффициент относительной жесткости рельса и подрельсового основания равный $K_z^0 \approx 0.01$ 1/см; η_z^0 - коэффициент, учитывающий прогиб рельса под силой p_0 , $\eta_z^0 \approx 1$.

Реактивный отпор продольным перемещением рельса создают касательная сила тяги и деформация от прогиба рельса. Тогда амплитуда A здесь будет равна $A = q = (q_x^0 + q_k)$, где q_k - касательная сила тяги, определенная по (10), и q_x^0 - реактивный отпор рельса из-за его прогиба, равный $q_x^0 = U_x^0 x_p^0$, при условии,

что $U_x^0 x_p^0 \leq (q_x^0 + \frac{p_{\text{шп}}}{l_{\text{шп}}}) f$. Здесь f - коэффициент трения подошвы рельса в промежуточных рельсовых

скреплениях; x_p^0 - сдвиг рельса; U_x^0 - модуль упругости основания в направлении x ; q_x^0 - нагрузка обусловленная деформацией из-за прогиба рельса, равная $q_z^0 = U_z^0 z_p^0$; U_z^0 - расчетной модуль упругости;

$$z_p^0 = \frac{p_0 K}{2U_z^0} - \text{прогиб рельса.}$$

Колебания колеса и рельса под воздействием внешних сил, изменяющихся по периодическому закону, устанавливают вынужденные колебания с частотой внешних сил, продолжающихся в течение времени их

действия, тогда как свободные (собственные) колебания колеса и рельса быстро затухают. При этом амплитуда вынужденных колебаний без учета затухания в общем виде определится по формуле:

$$A = \frac{A_0}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right)^2}}, \quad (12)$$

где A_0 - смещение от силы равной амплитуде гармонического возбуждения, определяемой в данном случае по формулам (9) и (10) ω и ω_0 – частота вынужденных колебаний и собственных; $A_0 = \frac{P}{C}$, где P - нагрузка и C – жесткость, определяемые для колеса и рельса при нормальных и касательных смещениях.

Между тем импульсы, вызванные гармоническими силами, определенными по (9) и (10) вызывают колебания поверхностей колеса и рельса в соответствии с их жесткостями. Но, следуя известному допущению, принятому в теории контактных задач, согласно которому контактные напряжения исследуются независимо от общих распределений напряжений в контактирующих телах, определяемых их формой и способами закрепления [8], представим модель колеса и рельса в пределах области их контакта в виде сжатых стержней с одинаковыми физическими параметрами и с равной площадью поперечного сечения, но с разной длиной. Тогда колебания из области контакта распространяются в направлении колеса и рельса, без учета податливости их

опор, в соответствии с величинами их динамических жесткостей, которые соотносятся как $\chi = \frac{r_k}{h_p}$, где r_k - радиус колеса по кругу катания, h_p - высота рельса.

Следовательно как для колеса, так и для рельса частоту ω_0 в (12) определим как для стержней заземленных с обеих сторон с площадью поперечного сечения равной площади области контакта.

В таком случае для колеса:

$$\omega_0 = \frac{\lambda_k^2}{r^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho}}, \quad (13)$$

$$\text{и для рельса } \omega_0 = \frac{\lambda_k^2}{h^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho}}, \quad (14)$$

где E – модуль упругости; I - момент инерции поперечного сечения; ρ - единичная масса; r - радиус колеса; h - высота рельса; λ_k - постоянная для собственных колебаний порядка k , зависящая от способов закрепления; при $k = 1$ $\lambda_k = 4.73$ [9].

Для условий контакта колеса с рельсом над шпалой частота ω_0 в формуле (11) определяется по формуле (13)

$$\omega_0 = \frac{\lambda_k}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho}}, \quad (15)$$

где L - расстояние между осями шпал.

При определении звуковой вибрации колеса в направлении нормали к его плоскости представим его однородной пластиной толщиной h с диаметром $2r_k$ заземленной по контуру.

Используя формулу (1), считаем, что возмущения

$$p(x, r, \theta, t) = 1 + p'(x, r, \theta, t)$$

должны соответствовать волновому уравнению

$$\frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p'}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial p'}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial \theta^2} = p',$$

где p' - зависящая от пространственных координат амплитуда возмущения. Предполагаем, что его решение имеет вид, [10]

$$p' = P(x)\psi(r)\Theta(\mathcal{G}), \quad (16)$$

где P - функция распределения возмущения; $\psi(r)$ - функция поперечного колебания в зависимости от r ; $\Theta(\mathcal{G})$ - функция поперечного колебания в круговом направлении.

В предположении большой жесткости колеса и в отсутствие его «верчения» колебания могут осуществляться с одной узловой окружностью (граничной) и одним узловым диаметром, т.е $m = 1$, $n = 1$ (с учетом «верчения» $n = 2$).

В уравнении (16) радиальная собственная функция выражается через функцию Бесселя

$$\psi(r) = I_1(\gamma_{mn}r), \quad (17)$$

где $\gamma_{mn} = \left(\frac{\pi}{r_k}\right)\beta_{mn}$; m и n - индексы собственных функций, β_{mn} - характеристическое число; $r = r_k$;

При $m=1$ и $n=1$ $\beta_{11} = 1.468$ и $I_1\left(\frac{\pi}{r_k}\beta_{mn}r\right) = -0.2566$; с учетом верчения, когда $m = 2$ и

$n = 1$, $\beta_{12} = 2.483$ и $I_1\left(\frac{\pi}{r_k}\beta_{mn}r\right) = 0.201$.

Функция $\Theta(\mathcal{G})$ в предположении стоячей моды равна $\Theta(\mathcal{G}) = \cos V$, где V - показатель числа узловых диаметров.

Функция $P(x)$ в (16) равна $P(x) = \psi(t)$, определенной по (9), тогда скорость поперечных колебаний равна

$$V = \psi(t)I_1(\gamma_{mn}r)\cos V.$$

Модель рельса, имея в виду акустическую составляющую колебаний, представим балкой лежащей на сплошном упругом основании со свободно опертыми концами [7, 9]. Тогда уравнение динамического равновесия при поперечных колебаниях имеет вид, [9]

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + K_n y = -\rho F \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}$$

где E - модуль упругости; I - момент инерции поперечного сечения F стержня; ρ - плотность материала; K_n - сила, отнесенная к единице длины балки, необходимая для создания прогиба балки равного единице.

Для установившегося вынужденного колебания, решение этого уравнения дается в виде, [9]:

$$y = \frac{V_0 L^3}{m \pi^4 c^3} \left\{ \sum_{i=1}^5 \frac{1}{i^4} \frac{\sin i \frac{\pi x}{L}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2}} \right\} \sin \omega_k t, \quad (18)$$

где V_0 - амплитуда колебаний, c - скорость распространения изгибных колебаний, m - единичная масса, x - координата приложения возмущения, ω_0 - частота собственных колебаний, ω - частота вынужденного колебания, ω_k - частота гармоник возмущающей силы.

В формуле (2) коэффициент передачи T определяется как

$$T = \frac{4m}{(m+1)^2}, \quad (20)$$

где $m = \frac{\rho_2 c_2}{\rho_1 c_1}$, $\rho_1 c_1$ и $\rho_2 c_2$ - волновые сопротивления для стали и воздуха соответственно.

Коэффициент излучения Nu ориентировочно можно определять в зависимости от величины критической частоты $f_{кр}$, принятой для плоских излучателей по формуле $f_{кр} = \frac{c_0^2}{1,8c_n h}$, [14].

На частотах $f \ll f_{кр}$ $Nu = 1$, при $f \gg f_{кр}$ $Nu \approx \frac{Uc_0}{\pi^2 S f_{кр}} \sqrt{\frac{f}{f_{кр}}}$

где U - периметр излучателя с площадью S , что позволяет считать $Nu \approx 1$; c_0 - скорость звука в воздухе; c_n - скорость продольной волны в материале излучателя; h - толщина излучателя, представляемого пластиной.

Тогда колебание уровня звукового давления на расстоянии R от колеса или рельса равно

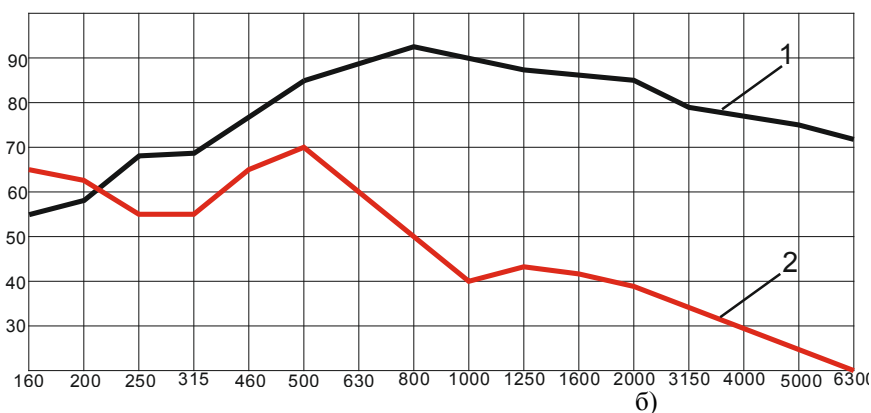
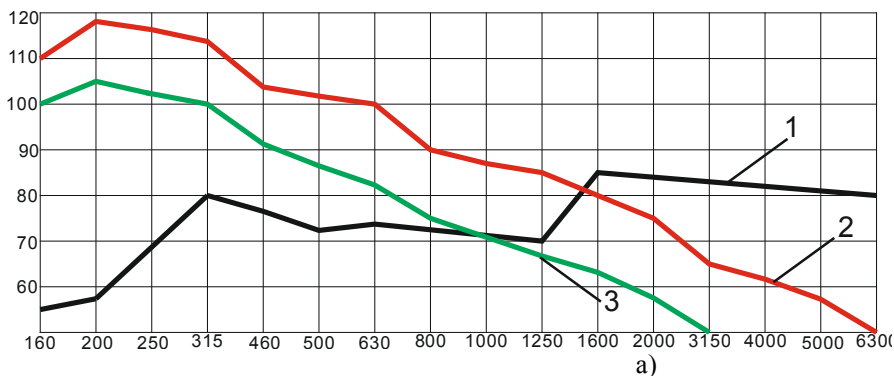
$$L_{Pi} = \left(\bar{L}_{P0i} + L_S - \beta 10 \lg \frac{R}{r_i} \right) T, \quad (21)$$

где \bar{L}_{P0i} - уровень звукового давления на расстоянии 1 м от излучателя, $L_S = 10 \lg \frac{S}{S_0}$, $S_0 = 1 \text{ м}^2$, S -

площадь излучателя; $\beta=1.67$ - коэффициент, учитывающий расстояние R от излучателя и до точки измерения при R до 25 м; r - расстояние от оси колеи до внешней поверхности излучателя.

При этом в расчете учитываются значения уровней колебательной скорости поверхности излучателя, а у источника измерения на расстоянии R - значения уровней колебания давления. Переход осуществляется через соответствующие соотношения волновых сопротивлений сред излучателя и воздуха.

Результаты расчета по приведенной схеме (2-21) спектров уровня внешнего шума на расстоянии $R=3.7$ м от локомотива с такими данными: осевая нагрузка 200 кН, передаточное отношение зубчатого редуктора тяговой передачи 4.41, диаметр колеса колесной пары по кругу катания 1.05 м, при движении со скоростью 100 км/ч, показаны на рис. 4 и 5 в сравнении с известными экспериментальными данными [3, 16, 17].



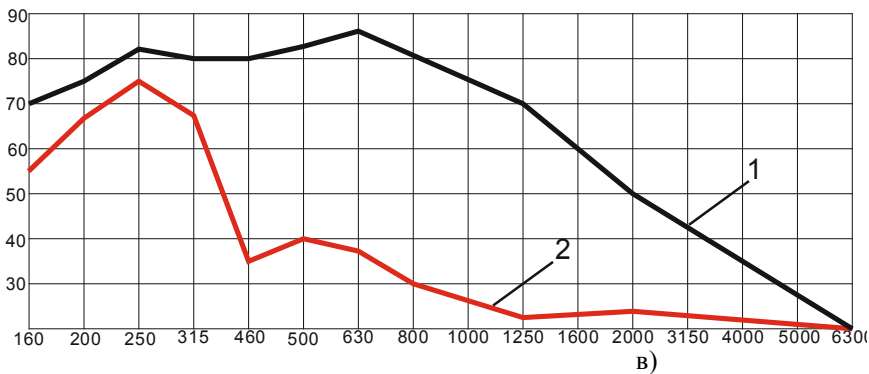


Рис. 4. – Уровни шума, излучаемого колесом (а), рельсами (б) и шпалами (в) на расстоянии 3,7 м от рельса; 1 – измерения, 2 – расчет, 3 – измерения на стенде.

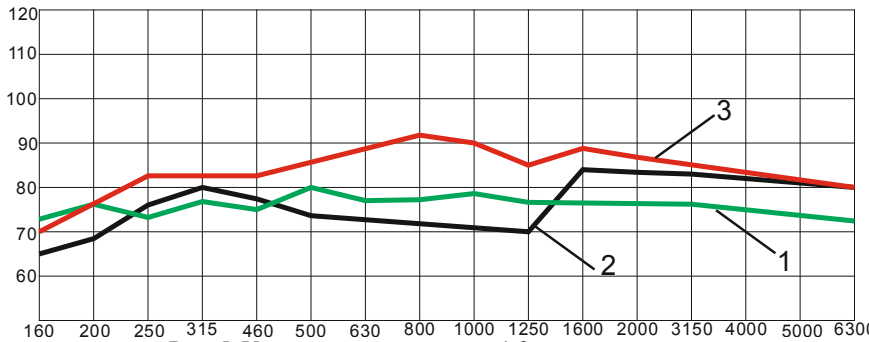


Рис. 5. Уровни внешнего шума: 1,2 – известные экспериментальные данные, 3 – результаты расчетов

Видно, что имеется качественное сходство спектров расчетных и экспериментальных, в том числе в большей мере для колеса (график 3 на рис 4а) при исследовании на стенде и для внешнего шума локомотива при движении по перегону (рис. 5).

Выводы: Величина уровней зависит в основном от величины и распределения внешних усилий, воздействующих в области контакта и характеристик их поверхностей.

Приведенная методика оценки внешнего шума локомотива может быть использована для его прогнозирования при проектировании нового тягового средства.

Литература

1. Юдин Е.Я. Справочник проектировщика. Защита от шума / Е.Я. Юдин – М.: Строитиздат, 1974.-134с.
2. Крагельский И.В., Михин Н.В. Узлы трения машин: Справочник. I / И.В. Крагельский, Н.В. Михин - М.:Машиностроение, 1984г. – 280 с. ISBN 5-256-00361-5.
3. Кошечкина Н.И. О распространении энергии колебаний от поверхности контакта колеса и рельса в смежные структуры // Вісник Східноукраїнського національного ун-ту ім. В. Даля –Луганськ: Вид-во СХУ В. Даля, 2010.– № 5 (147). – Ч.1, С. 61– 63.
4. Скучик Е. Основы акустики: пер. с англ.: [в 2 т.]. Т. 1 / Е. Скучик. - М.: Мир, 1976. – 520 с.
5. Голубенко А.Л., Кошечкина Н.И., Носко Г.С. Особенности механики контактного взаимодействия колеса и рельса в процессе его звукообразования / А.Л. Голубенко, Н.И. Кошечкина, Г.С. Носко // «Вісник» Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля [Наук. журнал]. - №18(207) – Частина 1, 2013 р., С. 6- 10.
6. Кошечкина Н.И., Носко Г.С. К вопросу о механизме звукообразования от контактного взаимодействия колеса и рельса / Н.И. Кошечкина, Г.С. Носко // Вісник Східноукраїнського національного ун-ту ім. В. Даля –Луганськ: Вид-во СХУ В. Даля, 2011
7. Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути подвижного состава / Под ред. М.Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
8. Джонсон К. Механіка контактного взаємодія / К. Джонсон - М.: «Мир», 1989, - 510 с.
9. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле / Пер. с англ. Л.Г. Корнейчука; Под ред. Э.И. Григолюка. – М.: Машиностроение, 1985. – 472с.
10. Морз Ф. Колебания и звук / Ф. Морз. // Пер. со 2-го англ. издан. под ред.. С.Н. Ржевкина. Гос. изд-во Техн-теор. лит-ры М., Л., 1949. – 496 с.
11. Кошечкина Н.И., Кашура А.Л., Носко Г.С. Рельс как источник шума / Н.И. Кошечкина, А.Л. Кашура, Г.С. Носко // Вісник Східноукраїнського національного ун-ту ім. В. Даля –Луганськ: Вид-во СХУ В. Даля., – 2008.
12. Исакович М.А. Общая акустика / М.А. Исакович. - Изд-во «Наука», М., 1973г.
13. Контюри Л. Акустика в строительстве / Л. Контюри - Под ред. В.В. Фурдуева. ГСИ., М., 1960 – 235 с.

14. Справочник по механической акустике.: Пер. с нем. / Под ред. М. Хекла и Х.А. Мюллера. – Л.: Судостроение, 1980. – 440 с.
15. Способы защиты от шума и вибрации железнодорожного подвижного состава/ И.И. Балтер, А.М. Березовский, Г.В. Бутаков и др./ Под ред. Г.В. Бутакова. - М., «Транспорт», 1978.-231с.
16. Klimpel T., Knothe K. ЖДМ 12-2003. Шум качения и методы борьбы с ним/ Т. Klimpel, К. Knothe. Glasers Annalen, 2002, № 10, S. 450 – 457.
17. Хекл М., Мюллер Х.А. Справочник по механической акустике.: Пер. с нем. / Под ред. М. Хекла и Х.А. Мюллера. – Л.: Судостроение, 1980. – 440 с.

У статті показана схема силової взаємодії колеса і рейки в плоскій моделі їх контакту і приведені аналітичні залежності, що визначають шумообразование контактного процесу.

Ключові слова: колесо, рейок, контакт, зубчасте колесо, шум, зона ковзання, зона зчеплення, що стискає сила.

Голубенко О.Л. - докт.техн.наук, профессор ВНУ им. В.Даля;

Чернецкая-Белицкая Н.Б. - докт.техн.наук, профессор кафедры «Организация перевозок и управления на железнодорожном транспорте» ВНУ им. В.Даля;

Носко Г.С. – к.т.н., доцент кафедры «Организация перевозок и управления на железнодорожном транспорте» ВНУ им. В.Даля;

Кошечкина Н.И. – ассистент кафедры «Метрология» ВНУ им. В.Даля.

Рецензент: Кириченко И.А. докт.техн.наук, профессор ВНУ им.В.Даля

WHEELS AND RAIL INTERACTION IN THE CONTEXT OF NOISE CREATION

The article shows a diagram of the power wheel-rail interaction in two-dimensional model of their contact and the analytical dependences determining the noise level of the contact process are introduced.

Keywords: *wheel, rail, contact, gear wheel, noise, slip zone, adhesion zone, the compressive force.*

Actuality of research. Ukraine has a powerful potential material for the manufacturing of railway rolling stock, as well as the need and incentive to intensify transport, particularly in the high-speed running. On the other hand, there is an acute problem of maintaining in these conditions an adequate level of socioeconomic indicators of the impact of rolling stock on the environment and humans, including by influencing the acoustic characteristics. However, the current state of exploration of level of the noise impact of the rolling stock on the environment shows that the causes of rolling stock noise as well as known suggested means of its reducing are insufficiently disclosed and investigated.

From the stated above, the actuality of research topic is outstanding and this task will require additional scientific support.

Problem statement. At the same time the problem of interaction of rail transport with the natural environment is greatly complicated and the approach to its study therefore the development of measures to protect environment suggest a deep comprehensive study on a number of important scientific problems and, in particular, the fundamental research in the direction of forecasting the effects of new technical solutions on environment and searching the ways to limit its negative sides, markedly increased with increasing speeds.

Theoretical analysis of the study. It is known that the determining factor of railway rolling stock noise, including locomotives, is the process of contact interaction of wheel and rail, where the frictional component is considered to be the dominant. The latter depends mainly on the ratio of compression and shearing loads, and the condition of the contacting surfaces, which is determined mainly by the level of roughness and various features of the surface layers, causing presence, in condition of contact of one solid body with another, of intermediate layer sort of like "lubricant". [2]

The purpose and objectives of study. Examination of the physical nature of this relationship involving the basic theory of vibrations and friction laws is the goal of this study which will reveal the deeper causes of noise. Therefore, the task is:

- to reveal the physical basis of noise of wheel and rail interaction;
- to develop mathematical models of the process of noise from the wheel and rail.

The main material of the study. Contact of wheel and rail is performed by compression of surfaces of uncoordinated forms with formation of platform of oval or elliptic shape with x, y axes (Fig. 1).

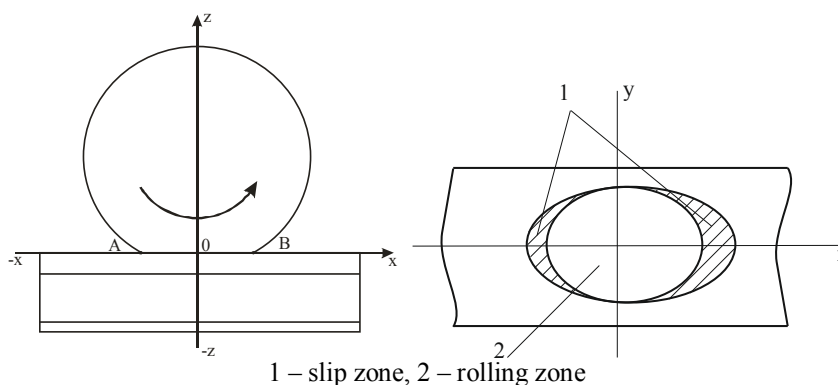


Fig. 1 - Diagram of wheel-rail contact

Then, in the contact area with the identical physical properties of contactees' material, the boundary forces created containing pairwise normal displacements z_n and axial forces p_n i.e. $z_n = z'_n$ and $p_n = p'_n$; and tangential forces q_x and displacements x in zone 2 set equal to 0, and in zone 1 $q_x = q'_x$ и $x_q = x'_q$.

Generally noise creation system "wheel-rail" can be presented with compounds:

- the actual contact area as forming acoustic disturbance;
- transmitter of noise in the form of the rail;
- transmitter of noise in the form of the wheel.

Isolation of the contact area in a separate component as a factor of noise, due to the singularity of the contact zone (zone with special properties), along with the fact that at points A and B there are step voltages σ_0 from zero outside the range of loading to $-\sigma_{xy}$ inside the range of loading.

Here noise creation related to the presence of variable forces in the area of their contact, which is the vertical axial load, torsion torque supplied to the wheel from a traction drive and the power of resistance to its translational movement.

Consider forces, due to the kinematics of the periodic movement of the wheel, as deterministic, and the forces caused by friction due to manufacturing defects and condition of the contact surface - random, as a consequence to sub-microroughness randomly distributed over the contact area. But in the limit the stochastic roughness transformed into quasiperiodic [16].

These forces cause the forced vibrations of the wheel and the rail of the kinematic factors. A sleeper grid causes a wheel "rebuff" due to changes in local stiffness of the rail at the fulcrum that creates vibrations of wheel and rail at a frequency that depends on the speed of the crew and grid spacing, causing the parametric excitation of the natural frequency.

Let's show the indicated forces in view of sum of two components: a stationary value \bar{p} , and agitation p' , caused by dynamic phenomena occurring for various reasons, and are generally associated with cyclic wheel rotation, i.e.

$$p = \bar{p} + p'e^{st}, \quad (1)$$

where $s = \delta + j\omega$ - complex velocity of agitation changes, δ - subsidence ratio, ω - angular rate.

This assumption of the constancy \bar{p} for the analysis of the phenomena of noise creation allows to use the principle of linearization and consider separately the processes occurring in the adhesion and slip zones and then summing their parameters.

Thus, we have forced vibrations: from the wheel, transmission and rail, which, because of the conditions (1) are considered independently.

At the same time, we note that the stationary component \bar{p} is usually beyond the audio-frequency range, regulated by normative for railway rolling-stock [14,15].

The mechanism of noise creation in general is known [5].

The propagation model of each type of vibrations can be shown as [1]

$$P_r = S_{p(\omega)} \cdot T \cdot Nu, \quad (2)$$

where P_r - sound pressure at the observation point,

$S_{p(\omega)}$ - Spectrum function of disturbance source (in this case the disturbance function in contact of the rail - wheel interaction), T - disturbance transfer coefficient from its source to the adjacent environment - air, rail, wheel and Nu - emissivity oscillations into the environment from the wheel and the rail.

Since the coefficients T and Nu are not connected directly with the process of noise creation in the wheel-rail contact so their values are used in current work for the qualitative evaluation of assumed constructive solutions to reduce rolling noise. Therefore, they are listed in the most general form, as their exact definition is quite complicated task which is of independent interest.

In considering the wheel and rail oscillations the sinusoidal law of dynamic components of applied forces' effects associated with periodic motion of the wheels and traction drive elements, such as the reduction gear is applied. Then perturbation in the form of displacement because of the accumulated deviations of the geometry of contacting surfaces is expressed by the function

$$x(t) = \sum_k \eta \sin k\omega t, \quad (3)$$

where η - the amplitude of the k- th harmonic of displacement component; ω - angular frequency including for the gear drive, considering tooth changeover; t - characteristic time (for the wheel - duration of the passage of the area of its contact with the rail, and for gearing - the duration of the running profile of the tooth).

The first derivative of function (3) determines the rate of oscillation $v(t)$

$$v(t) = \sum_k \eta \omega \cos k\omega t, \quad (4)$$

and second derivative determines the force oscillation

$$p(t) = P \sum_k \eta \omega^2 \sin k\omega t, \quad (5)$$

where P - is the amplitude of the excitation force,

for the normal force component from the vertical load action P_0 , the amplitude is equal to

$$P = \frac{3P_0}{2g}, \quad (4a)$$

and for tangent defined by torque

$$P = \frac{3F_k}{2g}, \quad (5a)$$

where F_k - tractive force.

Meanwhile, the contact area comprises the adhesion and slip zones each of which creates its own noise level. In adhesion area perturbation caused mainly by elastic contraction of the irregularities, and in the slip zone its caused by shear deformations and these deformations can be described by the corresponding harmonic functions [4].

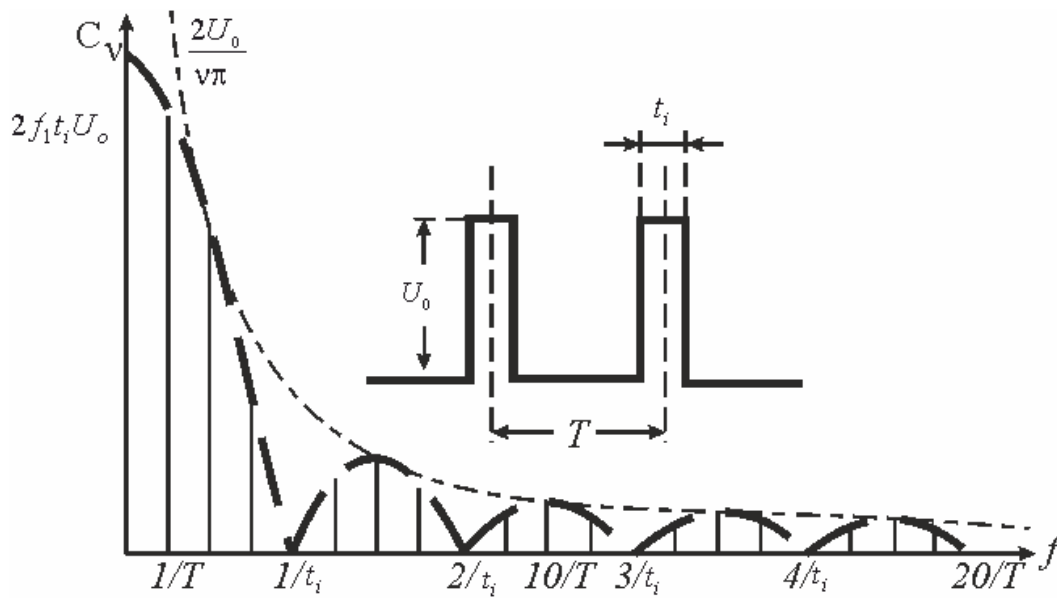


Fig. 2 - Spectrum of periodically recurring pulse in the rolling area

Thus for rolling zone (Fig. 2) the intended function of loading can be represented by spectrum of periodically recurring impulses of rectangular shape, decomposed in harmonic Fourier series:

$$s(t) = \frac{A_0}{2} + \sum_{v=1}^{\infty} (A_v \cos \omega_v t + B_v \sin \omega_v t), \quad (6)$$

$$\text{where } A_0 = 2t_i U_0 f_i; \quad A_v = \frac{2t_i U_0}{T} = 2f_1 t_i U_0 \left[\frac{\sin\left(\omega_v t_i \frac{1}{2}\right)}{\omega_v \frac{t_i}{2}} \right], \quad (7)$$

here $f_1 = \frac{1}{T}$ - fundamental frequency or recurrence rate of the process; v - variable index .

Coefficient $B_v = 0$, since function $s(t)$ is even.

And another function (Fig. 3) corresponds to the slip zone where the perturbation character is determined by shear deformations; it is described also by series (6).

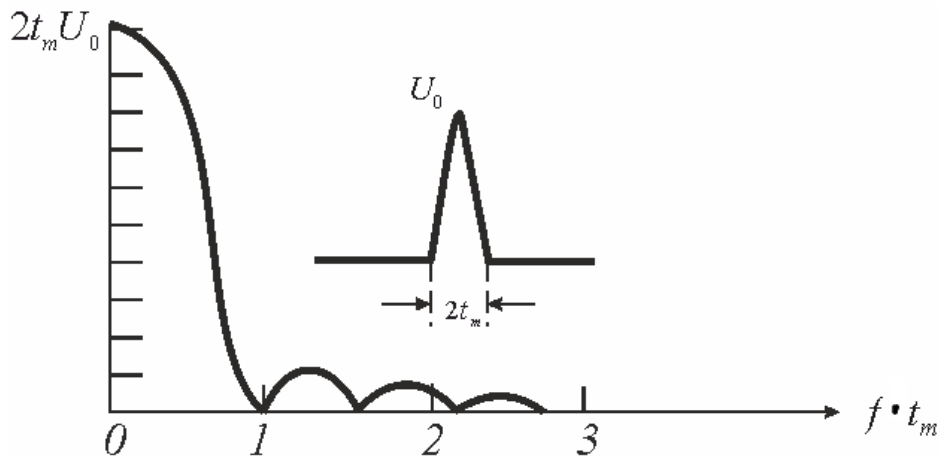


Fig. 3 - Spectrum of periodically recurring pulse in the slip zone

$$\text{Here similarly } A_0 = 2t_m U_0; A_v = 2t_m U_0 \left[\frac{\sin\left(\omega \frac{t_m}{2}\right)}{\omega \frac{t_m}{2}} \right]^2, \quad (8)$$

A_0 – Fourier constant - amplitude of the incident wave at a frequency of 0;

U_0 – height of function of load impulse; t_i – pulselength;

$v=1,2,3,\dots$; $\omega_v = v\omega_1$, $\omega_1 = 2\pi f_1$, $t = \frac{l_{nn}}{v}$, l_{nn} – length of the contact area

v – linear speed

Basic frequency $\omega_1 = 2\pi \frac{\pi D_\kappa n}{l_{nn} 60}$, D_κ – diameter of the wheel rolling circle, n – wheel rotational

frequency, for rolling area $t_i = \frac{\alpha \cdot l_{nn}}{v}$, where α – the rate of the length of the contact area corresponding to

rolling zone, $(1 - \alpha)l_{nn}$ length of the platform corresponding to slip zone .

The height of pulse loads U_0 in formulas (7) and (8) can be defined by the formulas (4a) and (5a) respectively

$$t = \frac{\pi D_\kappa}{v}, \quad \omega = \frac{v}{r_\kappa}$$

for rolling and slip zones of the contact area, where v – linear speed, r_κ – radius of the rolling circle wheel.

Determining of P , F_κ , t_i , f_1 , length of adhesion and slip zones in the contact area is considered in [6]. There it is shown that part of the torque from the traction motor consumed by wage wheels turn toward the instantaneous axis of rotation which is located at the edges of the longitudinal axis of the site of its contact with the rail (depending on the direction of forward motion). Force defining this part of the moment, contains both normal and tangential components.

Then, if we consider traction transmission by way of illustration with bearing axial suspension of the drive motor, when the gear wheel of the drive and the wheel of the wheelset are fixed on the wheelset axle, then the total effect of the dynamic components of the axial load and the torsion moment as both normal and tangent can be shown by modulated oscillation i.e. composition ψ of two harmonic oscillations $\psi_3 = \psi_1$ (gearing) and $\psi_\kappa = \psi_2$ (wheel) i.e.

$$\begin{aligned} \psi_1(t) &= A_1 \cos \omega_1 t \text{ и } \psi_2(t) = A_2 \cos \omega_2 t, \\ \psi &= \psi_1 + \psi_2 = A_1 \cos \omega_1 t + A_2 \cos \omega_2 t, \end{aligned} \quad (9)$$

Herewith the average angular rate ω_{cp} and angular frequency modulation ω_{mod} are:

$$\omega_{cp} = \frac{1}{2}(\omega_1 + \omega_2), \omega_{mod} = \frac{1}{2}(\omega_1 - \omega_2).$$

Then composition $\psi = \psi_1 + \psi_2$, expressed through ω_{cp} and ω_{mod} appears like:

$$(A_1 + A_2) \cos \omega_{mod} t \cdot \cos \omega_{cp} t$$

or

$$\psi(t) = (A_1 + A_2) \cos\left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{2} t\right) \cdot \cos\left(\frac{\omega_1 + \omega_2}{2} t\right), \quad (10)$$

where ω_1 - angular rate of tooth changeover z of the big wheel with rotational speed n rpm, i.e. $\omega_1 = 2\pi \frac{zn}{60}$; ω_2 -

angular rate of the wheelset rotation, $\omega_2 = 2\pi \frac{v}{\pi D_\kappa}$, v - locomotive speed; D_κ - diameter of the wheel rolling

circle; $A_1 = \chi \frac{3}{2g} p_z \eta_z \omega_0^2$, χ - coefficient considering part of torsion torque M_t of the drive gearing expended

on wheelset turn toward the instantaneous axis of rotation; P_z - force at the contact point of the toothed of reducing

gear of the gearing; $A_2 = \frac{3}{2g} p_0 \eta_\kappa \omega_1^2$, p_0 - axial load on the wheel; t - the passage time of the contact zones.

For the normal component of the function $A_2 t = \frac{l_\kappa}{v}$, l_κ - length of adhesion zone of the contact area, for the slip

zone $t = \frac{l_{nl} - l_\kappa}{v}$. For the tangential component $A_1 = (1 - \chi) \frac{3}{2g} p_z \eta_z \omega_0^2$; $A_2 = 0$.

We see that at the smallness of t $A_1 \approx A_2$ и $A_1 + A_2 = A$.

Wheel-rail interaction taking into account the influence of the cribbing is also determined by oscillation (9), where the angular rate of sleepers' passing frequency ω_u is modulated with the angular rate of the wheel ω_1 , i.e.

$$\omega_u = \omega_0 = 2\pi \frac{v}{l_u}, l_u - \text{sleepers axle base.}$$

In this case, the amplitude A for the normal component shows the normal bearing reaction from sleeper to the rail which is equal to

$$p_u = \frac{p_0 K_z^0 l_u}{2} \eta_z^0 + p_0 \quad (11)$$

where the first term considers inter-sleeper' passage [7]. Here p_0 - rail pressing force; K_z^0 - the coefficient of relative stiffness of the rail and rail base equal $K_z^0 \approx 0.01$ 1/cm; η_z^0 - coefficient considering deflection of the rail under the force p_0 , $\eta_z^0 \approx 1$.

Reactive rebuff to longitudinal movement of the rail is created by rail tractive effort and bending deformation of the rail. Then the amplitude A is equal here

Then the amplitude A is equal here to $A = q = (q_x^0 + q_\kappa)$, where q_κ - rail tractive effort, defined by (10), and q_x^0

- reactive rebuff of the rail due to its deflection equal $q_x^0 = U_x^0 x_p^0$, assuming that $U_x^0 x_p^0 \leq (q_x^0 + \frac{p_u}{l_u}) f$. Here

f - coefficient of friction of the rail base in intermediate fastenings; x_p^0 - rail displacement; U_x^0 - modulator of

elasticity of basement in direction x ; q_x^0 - load caused by deformation from rail deflection equal to $q_z^0 = U_z^0 z_p^0$; U_z^0

- calculated modulator of elasticity; $z_p^0 = \frac{p_0 K}{2U_z^0}$ - rail deflection.

Vibrations of wheel and rail under the influence of external forces, changing by periodic law, establish forced oscillations with a frequency of external forces continuing during their lifetime, whereas free oscillations of wheel and rail are rapidly damped. With that, amplitude of the forced oscillations without damping generally determined by the formula

$$A = \frac{A_0}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right)^2}}, \quad (12)$$

where A_0 - offset from strength equal to the amplitude of the harmonic excitation, defined by formulas (9) and (10) ω

and ω_0 – frequency of forced and free oscillations; $A_0 = \frac{P}{C}$, where P – load and C – stiffness determined for wheel and rail under normal and tangential displacements.

Meanwhile pulses caused by harmonic forces defined by (9) and (10) induce oscillation of the wheel and the rail according to its stiffness. But, following the well-known assumptions underlying the theory of contact problems, according to which the contact stresses are studied regardless of overall stress distribution in the contacting bodies, determined by their shape and fastening methods [8], imagine model wheel and rail within the area of their contact in the form of compressed rods with the same physical parameters and with equal cross-sectional area, but different length. Then the fluctuation of the contact area extend in the direction of wheel and the rail, ignoring compliance of supports in

accordance with the values of their dynamic stiffness which correspond as $\chi = \frac{r_k}{h_p}$, where r_k - radius of a wheel

rolling circle, h_p - rail height. Consequently the frequency ω_0 both for wheel and rail in (12) can be defined for rods clamped on both sides with a cross sectional area equal to the area of the contact area.

In this case for a wheel:

$$\omega_0 = \frac{\lambda_k^2}{r^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho}}, \quad (13)$$

and for rail $\omega_0 = \frac{\lambda_k^2}{h^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho}}, \quad (14)$

where E – modulator of elasticity; I - sectional moment of inertia; ρ - unit mass, r - radius of the wheel; h - rail height, λ_k - constant for the natural oscillations of k order, depending on the method of fixing, with $k = 1$ $\lambda_k = 4.73$ [9].

For the conditions of contact of wheel and rail above the sleeper, ω_0 frequency in formula (11) is defined by formula (13)

$$\omega_0 = \frac{\lambda_k}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho}}, \quad (15)$$

where L - sleepers wheelbase.

When determining the sound vibration of the wheel in the direction normal to its plane, lets figure out it like uniform plate of h thickness and $2r_k$ diameter edges fixed.

Using formula (1), we assume that the perturbation $p(x, r, \theta, t) = 1 + p'(x, r, \theta, t)$ must conform to the wave equation

$$\frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p'}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial p'}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial \theta^2} = p',$$

where p' - disturbance range depending on the spatial coordinates. Assume that its solution has the form [10]

$$p' = P(x)\psi(r)\Theta(\vartheta), \quad (16)$$

where P - disturbance distribution function; $\psi(r)$ - transverse vibration function depending on r ; $\Theta(\vartheta)$ - function of transverse oscillation in the circumferential direction.

Under the assumption of the high roughness of the wheel and in the absence of its "spinning" oscillations can be performed with one nodal circle (boundary) and one nodal diameter, i.e. $m = 1$, $n = 1$ (considering "spinning" $n=2$).

In equation (16) the radial eigenfunction is expressed through the Bessel function

$$\psi(r) = I_1(\gamma_{mn} r), \quad (17)$$

were $\gamma_{mn} = \left(\frac{\pi}{r_k}\right) \beta_{mn}$; m and n - indexes of eigenfunctions, β_{mn} - eigenvalue; $r = r_k$;

When $m=1$ and $n=1$ $\beta_{11} = 1.468$ and $I_1\left(\frac{\pi}{r_k} \beta_{mn} r\right) = -0.2566$; considering spinning when $m = 2$

and $n = 1$, $\beta_{12} = 2.483$ and $I_1\left(\frac{\pi}{r_k} \beta_{mn} r\right) = 0.201$.

Function $\Theta(\vartheta)$ on assumption of standing mode is equal to $\Theta(\vartheta) = \cos \nu$, where ν - an indicator of nodal diameters.

Function $P(x)$ in (16) is equal to $P(x) = \psi(t)$, defined by (9) then the speed of the transverse oscillations is $V = \psi(t)I_1(\gamma_{mn} r) \cos \nu$.

Model of the rail, with an acoustic oscillation component, can be presented as a beam lying on a continuous elastic foundation with simply supported ends [7, 9]. Then the equation of dynamic equilibrium in the transverse vibrations has the form [9]

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + K_n y = -\rho F \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}$$

where E - modulator of elasticity; I - moment of inertia of cross section F of the pin;

ρ - material density; K_n - force per unit length of the beam needed to produce deflection of a beam is equal to unity.

For the forced oscillation, the solution of this equation is given in the form [9]:

$$y = \frac{V_0 L^3}{m \pi^4 c^3} \left\{ \sum_{i=1}^5 \frac{1}{i^4} \frac{\sin i \frac{\pi x}{L}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2}} \right\} \sin \omega_k t, \quad (18)$$

Where V_0 - amplitude of oscillation, c - propagation velocity of flexural vibrations,

m - unit mass, x - coordinate of perturbation apply, ω_0 - free frequency, ω - forced oscillation frequency, ω_k - harmonic frequency of the disturbing force.

In formula (2) transmission coefficient is determined as

$$T = \frac{4m}{(m+1)^2}, \quad (20)$$

where $m = \frac{\rho_2 c_2}{\rho_1 c_1}$, $\rho_1 c_1$ and $\rho_2 c_2$ - wave resistance for steel and air, respectively.

Emissivity Nu can be determined approximately depending on the critical frequency f_{kp} accepted for planar radiator by formula $f_{kp} = \frac{c_0^2}{1,8c_n h}$, [14].

$$\text{On a frequency of } f \ll f_{kp} \quad Nu = 1, \text{ when } f \gg f_{kp} \quad Nu \approx \pi \pi \frac{U c_0}{\pi^2 S f_{kp}} \sqrt{\frac{f}{f_{kp}}}$$

where U - emitter perimeter with square S , that allows to assume $Nu \approx 1$; c_0 - sound speed in air; c_n - longitudinal wave velocity in the material of the emitter; h - thickness of emitter presented by plate.

Then oscillation of the sound pressure level at a distance R from the wheel or rail is equal to

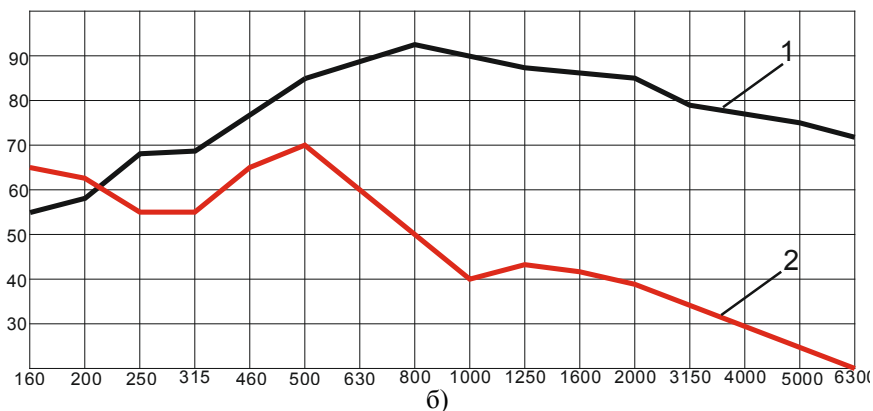
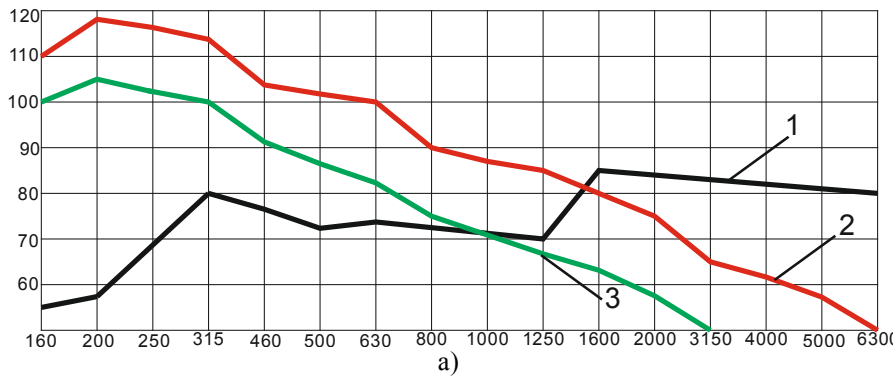
$$L_{Pi} = \left(\bar{L}_{P0i} + L_S - \beta 10 \lg \frac{R}{r_i} \right) T, \quad (21)$$

where \bar{L}_{P0i} - sound pressure level at 1m distance from the transmitter, $L_S = 10 \lg \frac{S}{S_0}$, $S_0 = 1 \text{ m}^2$, S -

transmitter area, $\beta=1.67$ - coefficient considering distance R from transmitter to measuring point at R is up to 25 m; r - distance from the axis to the outer surface of emitter.

Herewith in calculation the values of the particle velocity of the surface of emitter are considered, and at the source of measured at a distance R - values of pressure oscillation levels. The junction is carried out through corresponding correlations of the iterative impedances of emitter and air environments.

The results of calculation for this scheme (2-21) of spectrums of external noise level at distance $R = 3.7 \text{ m}$ from the locomotive with the following data: axial load of 200 kN, the reduction gear ratio of the traction transmission 4.41, diameter of wheel of a wheel set in a rolling circle 1.05 m, with moving at 100 km / h speed are shown in Fig. 4 and 5 in comparison with known experimental data [3, 16, 17].



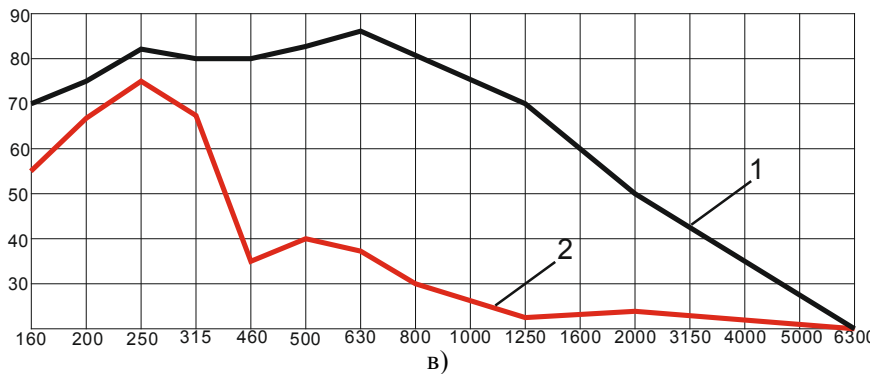


Fig .4 .- The levels of noise emitted by a wheel (a) , the rails (b) and the sleepers (a) at a distance of 3.7 m from the rail ; 1 – measurements, 2 – calculation, 3 – measurement on stand

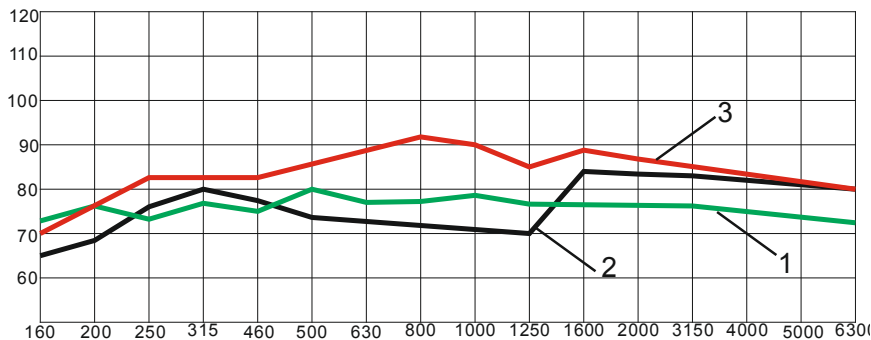


Fig .5. Ambient noise levels: 1, 2- known experimental data , 3 - calculation results

It is evident that there is a qualitative similarity between the calculated and experimental spectrums, including a greater extent for the wheel (curve3 figure 4a) in the study on the stand and for external noise of locomotive when driving on the haul (Fig. 5).

Conclusion: The values of levels depend mainly on value and distribution of external forces acting in the contact area and characteristics of their surfaces.

The above method of estimating ambient noise of the locomotive may be used for its prediction in the design of new traction means.

References

1. E.Y. Yudin Directory designer. Protection against noise / E.Y. Yudin - M. Stroitizdat, 1974.-134p.
2. Kragelsky I.V, Mihin N.V. Friction units of machines: A Handbook. I / IV kragelsky, N.V. Mihin - M.: Engineering, 1984. - 280. ISBN 5-256-00361-5.
3. N.I. Koshechkina Expansion of the oscillation energy of the contact surface in the wheel-rail adjacent structures // Bulletin of East Ukrainian National University named after Dahl-Luhansk: EUNU named after Dahl publishing, 2010. - № 5 (147). - Part 1, pp. 61 - 63.
4. Skuchik E. Fundamentals of acoustics: transl. from English. [2 t]. T. 1 / E. Skuchik. - New York: Wiley, 1976. - 520.
5. Golubenko A.L., N.I. Koshechkina Nosko G.S. Features of mechanics of contact interaction of wheel and rail in the process of sound creation/ A.L., Golubenko N.I. Koshechkina, G.S. Nosko // Bulletin of Shidnoukraïnskogo EUNU named after Dahl [Sciences. magazine]. - № 18 (207) - Part 1, 2013 p., Pp. 6 - 10.
6. Koshechkina N.I., Nosko G.S. On the mechanism of sound creation from the contact interaction of wheel and rail / N.I. Nosko // bulletin of EUNU named after I.M. Dahl-Luhansk: EUNU named after Dahl publishing, 2011
7. Verigo M.F., Kogan A.Y. Interaction of rolling equipment / Ed. M.F. Verigo. - Moscow: Transport, 1986. - 559 p.
8. K. Johnson Mechanics of contact interaction / K. Johnson - M.: "Mir", 1989, - 510 p.
9. Timoshenko S.P., Young D.H., Weaver W. Oscillations in engineering / transl. from engl. L.G. Korneychuk, ed. E.I. Grigolyuk. - M.: Mechanical Engineering, 1985. – 472p.
10. F. Morse, Vibrations and sound / F. Morse. // Transl. from engl. published under edition of S. Rzhhevkin. State. publ Support theory. lit-ry M., L. 1949. - 496.
11. Koshechkina N.I. Kashura A.L., Nosko G.S. Rail as a source of noise / N.I. Koshechkina, A.L. Kashura, G.S. Nosko: Bulletin of EUNU named after V. Dahl. - 2008.
12. Isakovitch M.A. General acoustics / M.A. Isakovitch. - Publishing House "Nauka", Moscow, 1973.
13. Kontyuri L. Acoustics in construction / L. Kontyuri - Ed. V.V. Furdueva. GSI., M., 1960 - 235 p.
14. Handbook of mechanical acoustics. Translated from German. / Ed. M. Heckl and H.A. Muller. - L.: Shipbuilding, 1980. – 440p.

15. Ways to protect against noise and vibration of railway rolling stock / I.I. Balter, A.M. Berezovsky, G.V. Butakov etc. / Ed. G.V Butakov. - M., "Transport", 1978.-231p.
16. Klimpel T., Knothe K. CFM 12-2003. Rolling noise and methods of its control / T. Klimpel, K. Knothe. Glasers Annalen, 2002, № 10, P. 450 - 457.
17. Hekl M. , Mueller H.A. Handbook of mechanical acoustics. Transl. from German/ Ed.M. Heckl and H.A. Muller.- L.: Shipbuilding , 1980 .- 440p .

Golubenko A.L. - doctor of technical sciences, professor EUNU named after V. Dahl;

Cherneckaya-Belitskaya N.B. - doctor of technical sciences, professor department "Organization and management of railway transport" EUNU named after V. Dahl;

Koshechkina N.I. - assistant of the department "Metrology" EUNU named after V. Dahl;

Nosko G.S. - candidate of technical sciences, assistant professor department "Organization and management of railway transport" EUNU named after V. Dahl.