

А.Ф. АНДРЕЕВ, канд. техн. наук (БПИ),
 М.А. РАЗУМОВСКИЙ, канд. техн. наук (БИМСХ),
 Р.И. КРЖИВИЦКИЙ (МТЗ)

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАКТОРА

При планировании шумозащитных мероприятий на тракторах возникает необходимость в математическом моделировании процесса передачи звуковой энергии от источников в расчетную точку измерения внешнего шума или на рабочее место оператора. В связи с тем что источники шума и средства шумозащиты обладают различными акустическими характеристиками и имеют различное относительное расположение на тракторе, расчет потока звуковой энергии, проникающего в кабину, представляет сложную задачу с многочисленными промежуточными вычислениями. Значительное упрощение расчетного анализа может быть достигнуто за счет применения теории сигнальных графов [1, 2].

На рис. 1 с использованием теории сигнальных графов изображена схема передачи звуковой энергии от источников в расчетную точку измерения внешнего шума и на рабочее место тракториста, где $1И...5И$ — источники шума (число источников шума и элементов кабины выбирается в зависимости от поставленных задач); $P_{1И}...P_{5И}$ — мощности источников звука; P — рабочее место тракториста; r — расчетная точка измерения внешнего шума трактора; $1...13$ — элементы кабины. Коэффициенты, характеризующие спад интенсивности звука при передаче энергии от источников в расчетную точку измерения внешнего шума трактора, изображены в виде направленных ветвей $C_{1r}...C_{5r}$. Направленные ветви K представляют собой коэффициенты передачи, характеризующие ослабление звуковой энергии на пути ее распространения, а индексы — направление передачи звука.

Так, например, ветви сигнального графа

$$P_{1И} \begin{array}{c} \circ \\ \ominus \end{array} \xrightarrow{K_{12}} \begin{array}{c} \circ \\ \ominus \end{array} \xrightarrow{K_{2P}} \begin{array}{c} P \\ \circ \\ \ominus \end{array} P_{1И}^{2P}$$

обозначают, что от источника $1И$ со звуковой мощностью $P_{1И}$ звуковая энергия воздействует на элемент кабины 2 и далее излучается на рабочее место оператора P ; $P_{1И}^{(2P)}$ — поток звуковой энергии, проходящий в кабину от источника $1И$ через элемент кабины 2 . Доля звуковой мощности источника, действующая на элемент кабины 2 , оценивается коэффициентом передачи K_{12} . Ослабление потока звуковой энергии при прохождении через элемент кабины 2 на рабочее место оператора характеризуется коэффициентом передачи K_{2P} . Такая система обозначений принята для всех путей прохождения звука в кабину.

В общем случае внешний шум трактора определяется интенсивностью звука I_r на расстоянии r от источника со звуковой мощностью $P_{1И}$

$$I_r = P_{1И} C_r, \quad (1)$$

где C_r — коэффициент, характеризующий спад интенсивности звука по мере удаления расчетной точки от источника. Для условий свободного звукового

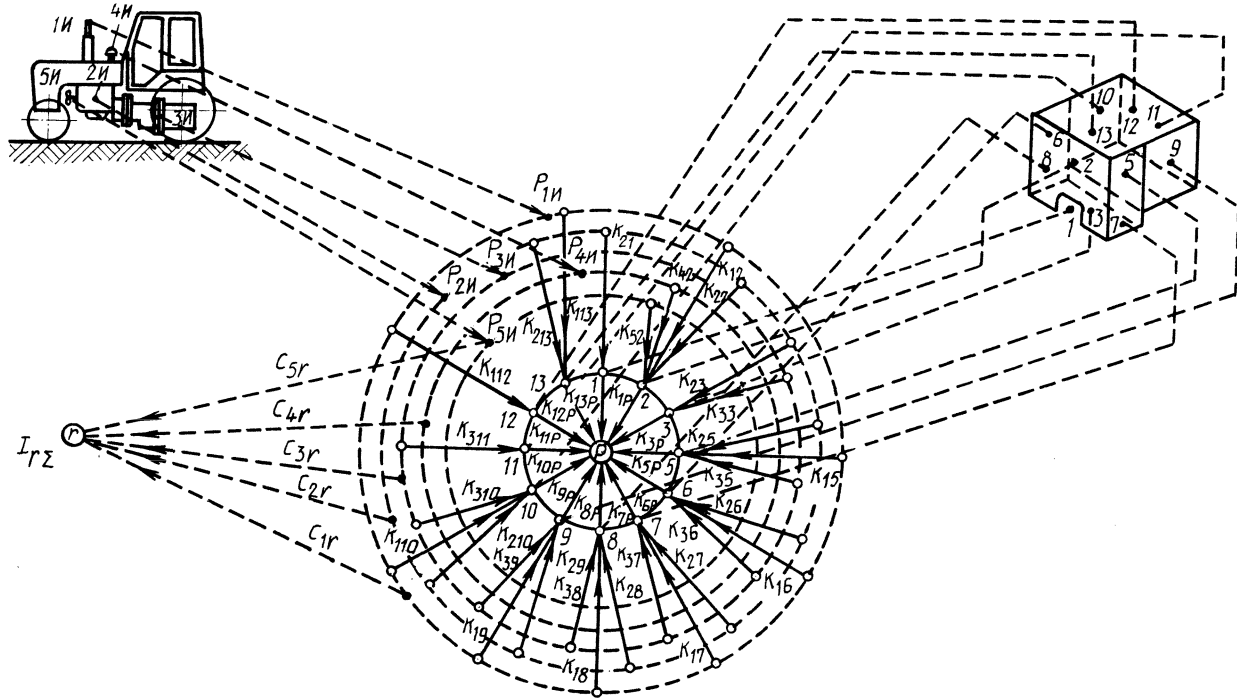


Рис. 1. Схема передачи звуковой энергии от источников в расчетную точку измерения внешнего шума и на рабочее место оператора

поля $C_r = 1/A$ (A – площадь поверхности с интенсивностью звука I_r). Для источника сферических звуковых волн $A = 4\pi r^2$ (r – расстояние от источника до расчетной точки внешнего шума).

Поток звуковой энергии P_A , действующий на ограждение A , можно выразить как

$$P_A = P_{\text{И}} K. \quad (2)$$

Руководствуясь рис. 1 и согласно выражению (1), для суммарной интенсивности звука в расчетной точке внешнего шума $I_{r\Sigma}$ можно записать:

$$I_{r\Sigma} = P_{1\text{И}} C_{1r} + P_{2\text{И}} C_{2r} + \dots + P_{5\text{И}} C_{5r}. \quad (3)$$

Выполнив суммирование ветвей сигнальных графов, характеризующих прохождение звуковой энергии от источника ИИ на рабочее место тракториста, получим суммарный коэффициент передачи звука

$$K_{1\text{И}} = K_{12} K_{2\text{П}} + K_{15} K_{5\text{П}} + \dots + K_{113} K_{13\text{П}}. \quad (4)$$

Для потока энергии $P_{1\text{И}}^{(\text{П})}$, проходящего через элементы кабины на рабочее место тракториста от источника ИИ, аналогично выражению (2) можно записать:

$$P_{1\text{И}}^{(\text{П})} = P_{1\text{И}} K_{1\text{И}}. \quad (5)$$

Суммарный поток звуковой энергии, проходящий на рабочее место тракториста через элементы кабины от всех источников, можно выразить как

$$P_{\Sigma\text{И}}^{(\text{П})} = P_{1\text{И}} K_{1\text{И}} + P_{2\text{И}} K_{2\text{И}} + \dots + P_{5\text{И}} K_{5\text{И}}, \quad (6)$$

где $K_{1\text{И}} \dots K_{5\text{И}}$ – суммарные коэффициенты передачи звука от источников ИИ...ИИ, определяемые аналогично выражению (4).

Тракторная кабина представляет собой замкнутое пространство со средним коэффициентом звукопоглощения $\bar{a} \leq 1$. Поэтому при расчете уровня шума на рабочем месте тракториста необходимо учитывать приращение звуковой энергии, обусловленное отражениями от внутренних поверхностей кабины. В условиях звукового поля, приближающегося к диффузному, суммарная интенсивность звука на рабочем месте тракториста $I_{\text{П}}$ определяется по выражению:

$$I_{\text{П}} = 4P_{\Sigma\text{И}}^{(\text{П})} / (\bar{a}A_{\text{каб}}), \quad (7)$$

где $A_{\text{каб}}$ – площадь внутренних поверхностей кабины.

Переходя к уровню звукового давления, можно записать

$$L_p = 126 + 10 \lg P_{\Sigma\text{И}}^{(\text{П})} - 10 \lg \bar{a} A_{\text{каб}}, \quad (8)$$

где L_p – уровень звукового давления на рабочем месте тракториста.

Коэффициенты передачи звука, обозначенные на рис. 1, определяются на основе известных закономерностей технической акустики [3] и могут быть заменены математическими выражениями.

Теория сигнальных графов позволяет систематизировать процесс расчета шумовых характеристик трактора и упрощает составление программы вычислений на ЭВМ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Д ж. А б р а х а м с, Д ж. К а в е р л и. Анализ электрических цепей методом графов. — М.: Энергия, 1967. — 45 с.
2. Р а з у м о в с к и й М.А. Борьба с шумом на тракторах. — Минск: Наука и техника, 1973. — 208 с.
3. С п р а в о ч н и к по технической акустике / Под ред. М. Хекла и Х.А. Мюллера. — Л.: Судостроение, 1980. — 438 с.

УДК 629.114.2

В.С.БАЕВ (БПИ)

РАСЧЕТ ЗАТРАТ МОЩНОСТИ НА БУКСОВАНИЕ ТРАКТОРА ТИПА 4К4 НА ПОВОРОТЕ

При выполнении механизированных полевых работ машинотракторный агрегат совершает большое количество поворотов.

Поворот полноприводного трактора сопровождается перераспределением тяговых нагрузок по мостам, соотношение значений которых зависит от типа межосевого привода. Это приводит к изменению буксований колес и, следовательно, к изменению такого важного эксплуатационного показателя, как потеря мощности на буксование, которое принято оценивать через КПД. КПД полноприводного трактора на повороте изучен недостаточно, хотя время поворотов трактора может составлять треть всего времени его работы.

Для вывода формул КПД буксования на повороте тракторов типа 4К4 воспользуемся велосипедной его схемой, в которой колеса каждого моста заменены одним. В этом случае КПД трактора в общем виде определяют по формуле

$$\eta_{\delta} = P_v / (P_v + P_{\delta 1} + P_{\delta 2}), \quad (1)$$

где P_v — мощность, передаваемая на остов трактора; $P_{\delta 1}, P_{\delta 2}$ — потери мощности на буксование соответственно переднего и заднего ведущих мостов.

Величины, входящие в формулу (1), определяют следующим образом:

$$P_v = \Sigma F_{ki} v_{ki}; \quad P_{\delta i} = F_{ki} v_{ti} \delta_i, \quad (2)$$

где i — номер моста; F_{ki} — касательная сила тяги моста; δ_i — буксование моста; v_{ki} — действительная скорость моста в плоскости качения колес; v_{ti} — теоретическая скорость моста.

Из кинематики поворота трактора следует, что между скоростями v_{k1} и v_{k2} в общем случае существует зависимость [1]

$$v_{k2} = v_{k1} \frac{\cos(\alpha - \psi_1)}{\cos \psi_1}, \quad (3)$$

где α, ψ_1 — соответственно угол поворота и увода передних управляемых колес.

Распределение касательных сил тяги и скоростей по мостам трактора зависит от типа межосевого привода. В настоящее время есть два основных типа межосевого привода — блокированный и дифференциальный.