

Rubber [2] membranes should be replaced with movable insulating diaphragm whereas sealed tanks should be replaced with rather long pipelines with the amount of pipes increased up to six.

Operating schedule of this device is given in Picture 1. Pressure increase during hydraulic impact depends on the type of valve resistance fluctuation and is an effective tool used to soften hydraulic impact that depends on the selection of such valve closure time where the pressure does not exceed the acceptable level. The less the speed loss in the pipeline is, the smaller the pressure increase will be. The lower the speed of valve closure is, in other words, the shorter impact T phase is comparing to the time of full closure of the valve t_3 , the less the change in the valve closure degree would be according to $\Delta\alpha / D = T / t_3$ during each $\Delta\alpha / D$ phase. To ensure ongoing operation of the system during cold bearer supply it is proposed to accept a minimum amount of 6 tanks, three of which will function as a cold bearer supplier supplied to the processed horizon and the other three will return defrosted cold bearer to refrigerating machine (Picture 1b). In [1] with the coefficient of local valve resistance $\xi = 0,46$ full closure of the valve is performed within 15 sec. With water velocity that equals to 1 meter per second head loss in the valve are calculated to be 0,025 m. Insulating membrane covers the distance equal to the length of sealed tank one way per minute. Opening of the valve is performed within 15 seconds, closure will be performed within 15 seconds and the work for the fully closed valve will be performed within 30 seconds – the period will be 1 minute.

Reliability of the elements combination that the present system represents is determined depending on the reliability of each its element taking into consideration their effect on the system operation. Reliability of the system depends on its elements, their role and the type of reciprocal junction.

Conclusion. 1. The economy of heat during the application of the proposed hydraulic distributor in the system of cold bearer of mine air conditioning system distribution will make approximately 30 – 40%.

2. With the application of proposed hydraulic distributor in the mine air conditioning system the technical effect lies in the fact that hydraulic impacts are eliminated, mine air conditioning system becomes simplified and more reliable.

3. In the process of choosing hydraulic distributor, its design and structure, the calculation of its performance reliability, graph illustrating conjugation of tanks functioning during liquid distribution (see Pic.1) was performed as well as utilization of total six tanks was decided. Three of them will accept cold bearer from the refrigerator situated at mine's surface and the other three supply it to cooling in the bottomhole directly to air-cooling units. The system will function without hydraulic impacts.

4. In case high pressure heat exchanger is replaced by hydraulic distributor, total electricity economy according to the given costs will be more than UAH 1,5 million per year for one mine with the utilization of one air-cooling unit.

REFERENCES

1. Pavlenko V. G. Osnovy mehaniki zhidkosti. – L.: Sudostroenie, 1988.–240s.
2. Avtorskoe svdetel'stvo 642486 SSSR, MKI E21 F 3/00 Ponizitel' davleniya / V. F. Rozhko, A. P. Vlasov, G. V. Duganov i dr./ Opubl. 15.01.70. Byul. № 2.
3. Patent 23867 A Ukraina, MPK E21 F 3/00. Gidrorozpodil'nik/ V.F. Rozhko, I.S. Ignashkin, L. O. Naruk, F.O. Korsun. Pridniprovs'ka derzhavna akademiya budivnictva ta arhitekturi. – №3769-XII; zayavl. 23.12.1993; opubl. 31.08.98. Byul. № 4.

УДК 65.012.8.628

МОДЕЛЬ РАСЧЁТА ЭКВИВАЛЕНТНОГО УРОВНЯ ЗВУКА ОТ ДВИЖУЩЕГОСЯ ПОТОКА АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

Ю. И. Захаров, к. т. н., проф., Е. С. Карнаух, асп.

Ключевые слова: транспортный поток, методика определения шумовой характеристики, эквивалентный уровень звука, расчётная модель

Постановка проблемы. Современные шумозащитные мероприятия устраивают, принимая во внимание характеристики потока транспорта, производимого около 45 лет назад. Данный

вопрос требует внимания, т. к. дорожно-транспортная сеть претерпела значительные изменения за этот промежуток времени: наблюдается рост интенсивности потока на фоне снижения скорости на урбанизированных территориях; геометрические и качественные параметры улично-дорожной сети отличаются от старых; парк автомобилей, пройдя через годы модернизации, также приобрёл иные качественные характеристики. В частности, шумовые показатели единичного транспортного средства снизились, а общее количество единиц транспорта возросло. Таким образом, использование старой методики для расчёта эквивалентного уровня звука не является целесообразным. Стоит вопрос о модернизации методики измерения и прогнозирования акустической ситуации на территории городской застройки.

Анализ литературы. Основы современной градостроительной акустики в нашей стране были заложены такими знаменитыми учёными как Г. Л. Осипов [1], Е. Я. Юдин [2], И. А. Шишкин [3], С. Д. Ковригин [4], Е. П. Самойлюк [5] и многие другие. Благодаря их труду по развитию прикладных и теоретических вопросов шумозащиты возникла наука – современная градостроительная акустика, изучающая звуковые процессы и вопросы снижения шума в городах архитектурно-планировочными средствами. Развитие расчетного метода оценки шума автотранспортных потоков проводилось во многих странах. Этим вопросом занимались в 1930 г. Р. Гольт, в 1939 г. – С. П. Алексеев, в 1959 г. И. Ю. Шнейдер [6], в 1957 г. – Дж. Барух, в 1960 г. В. Моль, в 1975 г. коллектив во главе с Г. Л. Осиповым, в 1975 г. Е. П. Самойлюк, в 1980 г. НИИСФ с участием таких учёных как Г. Л. Осипов, В. Е. Коробков, И. А. Шишкин, Е. П. Самойлюк, в 1981 г. – В. И. Битюков.

В научных работах московских учёных П. И. Поспелова и В. Н. Покидько [7] в 1986 г. был предложен метод вычисления уровней звукового давления от одиночного автомобиля и уровней звука, учитывающих появление интерференционных пиков в пределах октавы. Для этой цели была разработана подпрограмма «FILTER». В исследованиях П. И. Поспелова [8] уровень звукового давления, вызванного движущимся потоком автомобилей, рассчитывается с учётом средней скорости движения, геометрических параметров дороги, шероховатости поверхности, интенсивности, состава потока, характера прилегающих территорий. Методика измерения претерпевает изменения в зависимости от величины интенсивности движения. Данные исследования, несомненно, ценны в общей картине научных знаний по данной теме, однако обладают рядом недостатков. К ним можно отнести тот факт, что полученная модель включает только один усреднённый тип транспортных средств, классификация в зависимости от характерных параметров отсутствует. Соответственно, скорость автомобилей вычисляется как усреднённая величина. Автомобили условно движутся по одной полосе. Для учёта вышеуказанных параметров вводятся дополнительные формулы, что делает процесс определения уровня звукового давления достаточно трудоёмким и снижает точность полученных результатов.

Исследованием транспортных шумов занимались также японские учёные Kato Yuichi, Ohtsuki Ryuichi и Yamaguchi Shizuma [9]. В их работах рассмотрены вопросы измерения и исследования распределения уровня звукового давления, вызываемого дорожно-транспортными шумами при сравнительно низкой интенсивности движения. Приведены средние уровни шумов, экспоненциально распределённые модели транспортных сетей, равно-удалённые модели и т. п.

Цель статьи – предложить новую модель для определения эквивалентного уровня звука от движущегося автомобильного потока на территории городской застройки.

Изложение материала. Исследования проводились на улицах г. Днепропетровск. Полученные данные были обработаны и занесены в таблицы. Выполнив проверку данных на нормальность и выявив выбросы, можно определить характер влияния изучаемых факторов на уровень звука. В ходе исследования было замечено, что наибольшее влияние на результирующий уровень звука имеют скорость и интенсивность потока, уклон и характер дорожного полотна, а также рядность движения.

Для описания уровня шума будем строить линейные регрессионные модели. Линейные модели отличаются простотой и нахождение решения не требует громоздких вычислений. Кроме того, интерпретация параметров для линейных моделей достаточно ясна.

Определим регрессию измеренного уровня по расчётному:

$$Y = 34,85 + 0,48 \times Y_c, \quad (1)$$

где Y_c – расчётный уровень звука, дБА;
 Y – измеренный уровень звука, дБА.

Из уравнения можно сделать вывод, что расчетный уровень звука объясняет 60,66 % поведения измеренного уровня.

Таблица 1

Доверительные интервалы для коэффициентов уравнения 1

	2,5 %	97,5 %
Intercept	28,6878149	41,0035555
Y_c	0,3981249	0,5667164

Рассмотрим первую простейшую модель, предсказывающую уровень шума по величине интенсивности движения:

$$Y_c = 67,43 + 0,0015 X_1, \quad (2)$$

где Y_c – расчётный уровень звука, дБА;
 X_1 – интенсивность потока автомобилей, экип./ч.

Такая модель описывает 61,73 % вариативности уровня шума. Стандартное отклонение предсказанного от измеренного уровня шума при использовании в расчётах составляет 1,86 Дб.

Таблица 2

Доверительные интервалы для коэффициентов уравнения 2 (модель 1):

	2,5 %	97,5 %
Intercept	66,710846438	67,886044403
X_1	0,001291291	0,001790583

Модель 2 представляет собой двумерную регрессию. Она несколько сложнее, чем модель 1 и учитывает наиболее влиятельный, согласно значениям корреляционной функции, параметр — ширину дороги.

$$Y_c = 66,46 + 0,00086 X_1 + 0,72 X_3, \quad (3)$$

где Y_c – расчётный уровень звука, дБА;
 X_1 – интенсивность потока автомобилей, экип./ч.;
 X_3 – ширина проезжей части, м.

Такая модель описывает 73,24 % вариативности уровня шума. Стандартное отклонение предсказанного от измеренного уровня шума составляет 1,56 дБА. Очевидно, что добавление второго параметра повышает точность модели. Кроме того, в этом случае немного снижается роль количества транспортных средств, проходящих за единицу времени. Это связано с тем, что по широким дорогам ездит большее количество автомобилей, чем по узким. Факт связи между этими двумя факторами подтверждает также высокое значение корреляционной функции (0,81) для пары $X_3 - X_1$.

Таблица 3

Доверительные интервалы для коэффициентов уравнения 3 (модель 2)

	2,5 %	97,5 %
Intercept	65,85	66,07
X_1	0,00055	0,0011
X_3	0,072	0,14

Рассмотрим модель, учитывающую интенсивность потока машин, скорость движения, ширину дороги и уклон:

$$Y_c = 63,27 + 0,00045 X_1 + 0,013 X_2 + 0,075 X_5 + 0,25 Q + 0,95 X_3 \quad (4)$$

где Y_c – расчётный уровень звука, дБА;
 X_1 – интенсивность потока автомобилей, экип./ч;
 X_2 – средняя скорость потока, км/ч;
 X_3 – ширина проезжей части, м;
 X_5 – коэффициент уклона дорожного полотна, дБА;

$Q = 10 \times \lg(N/V)$ – один из параметров в исходной расчётной формуле.

Таблица 4

Доверительные интервалы для коэффициентов уравнения 4 (модель 3)

	2,5 %	97,5 %
Intercept	59,26	67,28
X_1	-0,00013	0,001036
X_2	-0,021	0,048
X_5	-0,16	0,311
Q	-0,028	0,532
X_3	0,053	0,137

Модель 3 описывает 76,32 % вариативности уровня шума. Стандартное отклонение предсказанного от измеренного уровня шума составляет 1,50 Дб.

Линейный вклад скорости и интенсивности движения в этой модели становится статистически несущественным ($p = 0,22$ и $p = 0,83$ соответственно). Причина этого та же, что и в модели 2. Кроме того, логично предположить, что введение члена Q , нелинейно связывающего скорость и интенсивность, также берет на себя часть функций, которые выполняли две данные переменные в модели. Влияние уклона также остается сомнительным ($p = 0,07$).

Впоследствии модель можно привести к виду:

$$Y_c = 62,02 + 0,29 Q + 0,21 X_5 + 0,69 X_4, \quad (5)$$

где Y_c – расчётный уровень звука, дБА;

X_4 – количество полос движения, шт;

X_5 – коэффициент уклона дорожного полотна, дБА;

$Q = 10 \times \lg(N/V)$ – один из параметров в исходной расчётной формуле.

Следовательно, путём преобразования получаем:

$$Y_c = 62,02 + 0,29 Q + 0,69 X_4, \quad (6)$$

где Y_c – расчётный уровень звука, дБА;

X_4 – количество полос движения, шт;

X_5 – коэффициент уклона дорожного полотна, дБА;

$Q = 10 \times \lg(N/V)$ – один из параметров в исходной расчётной формуле.

Во втором случае коэффициент уклона можно учитывать в виде поправки аналогично старой формуле.

Очевидно, что модели 1 – 3 предоставляют более точные данные при расчёте, чем модель, взятая за основу. Модели, описанные выше, являются наиболее простыми, линейными по исходным параметрам интенсивности, скорости, ширины проезжей части, количества полос движения, уклона дорожного полотна, качества дорожного покрытия. Однако есть вероятность повышения точности путём введения двумерной модели, обращаясь к произведению известных параметров. В ходе экспериментальной работы было выявлено, что наибольшую точность модели придаёт введение произведения параметров $10 \times \lg(N/V)$ и величины коэффициента уклона дорожного полотна. Таким образом, имеем модель 4, которая является наиболее сложной и даёт возможность получить результаты максимальной точности.

Учёт более сложных членов в модели позволяет улучшить её точность. Рассмотрим следующую модель:

$$Y_c = 63,422 + 0,184 X_5 + 0,256 Q + 0,807 X_4, \quad (7)$$

где Y_c – расчётный уровень звука, дБА;

X_5 – коэффициент уклона дорожного полотна, дБА;

$Q = 10 \times \lg(N/V)$ – один из параметров в исходной расчётной формуле;

X_4 – количество полос движения, шт.

Погрешность такой модели составляет 1,07 дБА.

Доверительные интервалы для коэффициентов уравнения 7 (модель 4)

	2,5 %	97,5 %
Intercept	61,855	64,99
X ₅	-0,0432	0,412
Q	0,085	0,428
X ₄	0,564	1,051

Такая модель описывает 82,85 % вариативности уровня шума. Стандартное отклонение предсказанного от измеренного уровня шума составляет 1,27 дБА.

Все параметры модели являются статистически существенными.

После некоторых преобразований получим модификацию модели 4.

$$Y_c = 61,85 + 0,42 Q + 2,97 X_5 + 0,65 X_4 - 0,22 Q \times X_5, \quad (8)$$

где Y_c – расчётный уровень звука, дБА;

X_1 – интенсивность потока автомобилей, экип./ч;

X_4 – количество полос движения, шт;

X_5 – коэффициент уклона дорожного полотна, дБА;

$Q = 10 \times \lg(N/V)$ – один из параметров в исходной расчётной формуле.

Такая модель описывает 85 % вариативности уровня шума. Стандартное отклонение предсказанного от измеренного уровня шума составляет 1,266 дБА, корреляция с измеренным уровнем звука 0,9 дБА.

Вывод. Все параметры модели являются статистически существенными. Введение в модель более «сложного» члена $Q \times X_5$ заметно увеличило точность. Возможно, в будущем имеет смысл исследовать взаимодействия между параметрами для выявления моделей, более полно описывающих уровень шума.

Доверительные интервалы для коэффициентов уравнения 8 (модель 4)

	2,5 %	97,5 %
Intercept	60,50	63,2
X ₄	0,46	0,84
X ₅	2	3,9
Q	0,28	0,56
Q × X ₅	-0,29	-0,15

Есть место предположению о повышении точности вследствие эффекта модерации. Наблюдается зависимость связи между двумя переменными (влияние Q на $L_{A_{екв}}$) от третьей (X_5). В теоретической статистике и регрессионном анализе эффект модерации происходит, когда отношение между двумя переменными зависит от третьей переменной. Третья переменная называется модератором [13]. В данной модели в качестве модулирующего признака выступает коэффициент уклона дорожного полотна. Таблица 7 позволяет сравнить приведенные модели с базовой формулой.

Очевидно, что все 4 модели описывают уровень шума точнее, чем базовая формула. Модели 2 и 3 довольно просты и приводят к неплохим и близким результатам, тем не менее, сравнение этих двух моделей с помощью компьютерной среды ANOVA указывает на то, что отличие между ними статистически существенно ($p = 0,02$) и, следовательно, модель 3 предпочтительней как более точная. Наилучшие с заметным отрывом результаты дает модель 4, описывающая более сложную связь между исследуемыми параметрами.

Представив модель 4, используя общепринятые обозначения, получим:

$$L_{A_{екв}} = 61,85 + 0,42 \times 10 \lg \frac{N_3}{V_3} + 2,97 \times \Delta L_{Анакл} + 0,65 \times n - 0,22 \times 10 \lg \frac{N_3}{V_3} \times \Delta L_{Анакл} + \Delta L_{Апокр}. \quad (9)$$

Путём элементарных преобразований получаем результирующую формулу для расчёта уровня звука, создаваемого движущимся потоком современного транспорта:

$$L_{A_{екв}} = 61,85 + 10 \lg \frac{N_3}{V_3} (0,42 - 0,22 \times \Delta L_{Анакл}) + 2,97 \times \Delta L_{Анакл} + 0,65 \times n + \Delta L_{Апокр}, \quad (10)$$

где N_s – приведенная интенсивность движения в ед/ч;

V_s – приведенная средняя скорость транспортного потока на участке дороги, км/ч;

$\Delta L_{A_{пок}}$ – коэффициент покрытия дорожного полотна, дБА;

$\Delta L_{A_{накл}}$ – коэффициент уклона дорожного полотна, дБА;

n – количество полос движения, шт.

Таблица 7

Сравнение расчётных моделей 1 – 4 и базовой формулы

Модель	Корреляция с измеренным уровнем звука	Погрешность, Дб (95 % интервал)
Базовая формула	0,74	8,27
1	0,79	3,65
2	0,86	3,06
3	0,87	2,94
4	0,91	2,49

Рисунки 1 и 2 показывают связь расчетного и измеренного уровня шума для базовой (старой) формулы и модели 4. По ним наглядно видно улучшение точности в предлагаемой модели в сравнении с базовой формулой.

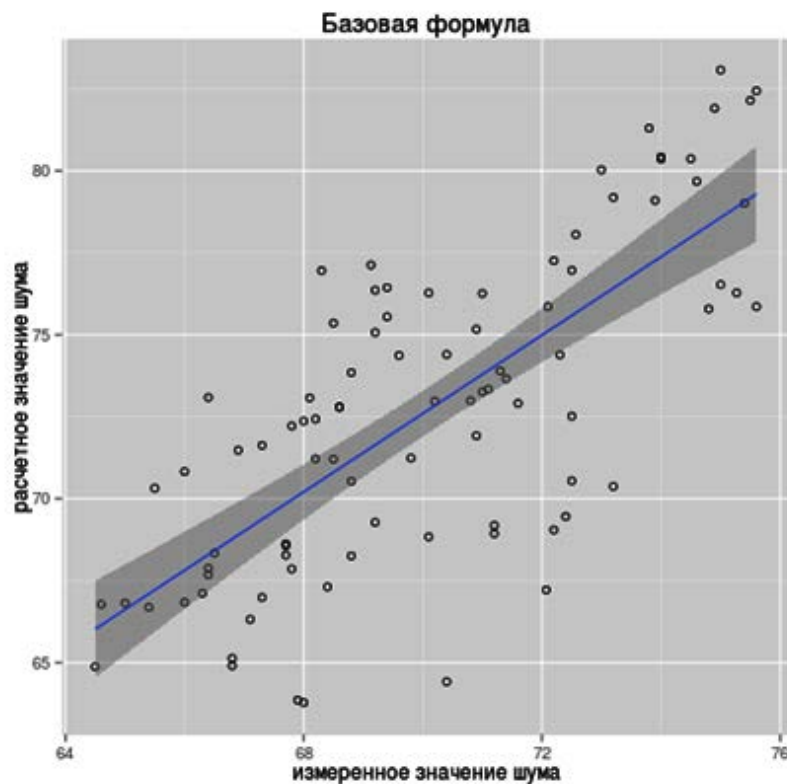


Рис. 1. Сравнения расчётного и измеренного уровней шума при использовании старой формулы

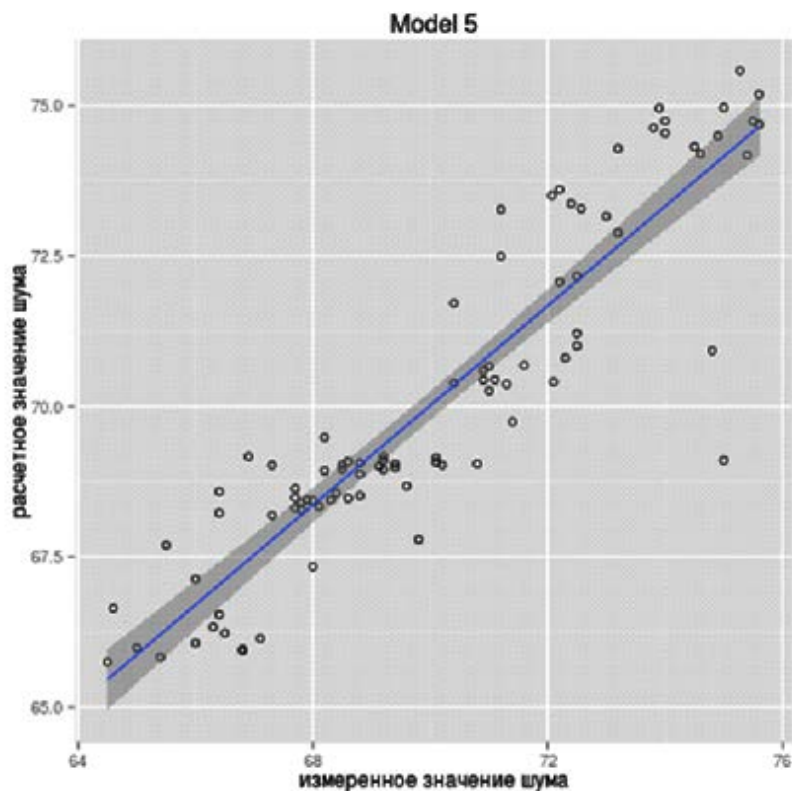


Рис. 2. Сравнения расчётного и измеренного уровней шума при использовании формулы модели 4

Результаты исследования показывают, что новая формула более точно описывает процесс распространения звука. Средняя погрешность при использовании старой формулы составляла 3,49 дБА, новой — 0,91 дБА. Формула, представленная моделью 4, несколько завышает истинные значения уровня звукового давления (0,00063 %), однако в сравнении с завышением при использовании базовой формулы (3,7 %) погрешность является незначительной.

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. **Осипов Г. Л.** Снижение шума в зданиях и жилых районах / Г. Л. Осипов, Е. Ю. Юдин, Г. Хюбнер и др.; под ред. Г. Л. Осипова, Е. Ю. Юдина. – М. : Стройиздат, 1987. – 558 с.
2. **Юдин Е. Я.** Метод расчета шума поезда на примагистральной территории / Е. Я. Юдин, И. Д. Котова // Защита от шума в зданиях и на территории застройки : сб. науч. тр. под ред. Е. Я. Юдина. – М. : НИИСФ, 1987. – 143 с.
3. **Карагодина И. Л.** Городские и жилищно-коммунальные шумы и борьба с ними / И. Л. Карагодина, Г. Л. Осипов, И. А. Шишкин. – М. : Медицина, 1964. – 231 с.
4. **Ковригин С. Д.** Архитектурно-строительная акустика / С. Д. Ковригин. – М. : Высшая школа, 1980. – 184 с.
5. **Самойлюк Е. П.** Борьба с шумом в градостроительстве / Е. П. Самойлюк. – К. : Будівельник, 1975. – 128 с.
6. **Алексеев С. П.** Борьба с городскими и заводскими шумами / С. П. Алексеев, Ю. И. Шнейдер. – М. ; Л. : Госстройиздат, 1939. – 196 с.
7. **Поспелов П. И.** Модель распространения шума от одиночного автомобиля // Повышение транспортных качеств автомобильных дорог / П. И. Поспелов, В. Н. Покидько. – М., 1986. – С. 114–125.
8. **Поспелов П. И.** Борьба с шумом на автомобильных дорогах / П. И. Поспелов. – М. : Транспорт, 1981. – 88 с.
9. **К. Yuichi.** Исследование транспортных шумов / К. Yuichi, О. Ryuichi, Y. Shizuma. – Nihon onkyo gakkaiishi: J. Acoust. Soc. Jap., 2001.–№ 3. – 195 с.

10. Юдин Е. Я. Справочник проектировщика. Защита от шума. – М. : Стройиздат, 1974. – 134 с.
11. Самойлюк Е. П. Исследование и применение шумозащитных экранирующих сооружений в градостроительстве. – Дис. канд. техн. наук. – К., 1968. – 125 с.
12. Иванов Н. И. Теория и практика борьбы с шумом : учебник / Н. И. Иванов. – М. : Университетская книга. – Логос, 2008. – С. 103.
13. Прикладная множественная регрессия / корреляционный анализ для поведенческих наук / [Коэн Я., Коэн П., Леона С. Айкен; Стивен Х.]. – L. Erlbaum Associates, ISBN 0-8058-2223-2, 2003.

SUMMARY

Problem statement. Right calculation of the equivalent loudness level caused by moving vehicle flow is a serious problem nowadays. It is a questionable task because the most recent investigations in this field of science were held thirty years ago and they need to be modernized. Thereby the new model of equivalent loudness level is required nowadays.

Analyzing of the resent research. Origins of a mathematical theory of traffic flow date back to the 1920s, when Frank Knight first produced an analysis of traffic equilibrium, which was refined into Wardrop's first and second principles of equilibrium in 1952.

A lot of scientists all over the world such as R. Kartabaev, V. Syl'yanov, F. Kheyta, D. Dryu et al. were working on the problem of the equivalent loudness level calculation. However, their research was being conducted long ago. In the modern world the new model for the traffic noise calculation is required.

Research objective. The aim of the article is to suggest 4 calculation models for traffic noise calculation and compare their results with the outdate base formula.

Conclusions. According to the results obtained during the research and using mathematical statistics methods including regression analysis calculation models were detected. There are 4 models for modern traffic flow noise characteristics accurate measurement. The comparative method of inquiry is performed between 4 suggested models and the base one. The most optimal model was chosen. Calculated results make evident that the new model describes the process of noise diffusion more clearly and accurate. Calculation mean error while using the base formula is 3,49 dBA, while the new one (model 4) is 0,91 dBA. Model 4 insignificantly overrates the real noise value (0,00063%). However, comparing with the overrating while using the base formula (3,7%), the error is negligible.

REFERENCE

1. Osipov G. L. Snizhenie shuma v zdaniyah i zhilyih rayonah / G. L. Osipov, E. Y. Yudin, G. Hyubner i dr. – Pod red. G. L. Osipova, E. Yu. Yudina. – М. : Stroyizdat, 1987. – 558 s.
2. Yudin E. Y. Metod rascheta shuma poezda na primagistralnoy territorii / E. Y. Yudin, I. D. Kotova // Zashchita ot shuma v zdaniyah i na territorii zastroyki: sb. nauch. tr. pod red. E. Y. Yudina. – М. : NIISF, 1987. – 143 s.
3. Karagodina I. L. Gorodskie i zhilishchno-kommunalnyie shumyi i borba s nimi / I. L. Karagodina, G. L. Osipov, I. A. Shishkin. – М. : Meditsina, 1964. – 231 p.
4. Kovrigin S. D. Arhitekturno-stroitel'naya akustika. – I: Vysshaya shkola, 1980. – 184 s.
5. Samoylyuk E. P. Borba s shumom v gradostroitel'stve / E. P. Samoylyuk. – Kiev, «BudIvelnik», 1975. – 128 s.
6. Alekseev S. P. Borba s gorodskimi i zavodskimi shumami / S. P. Alekseev, Y. I. Shneyder. – М.; L. : Gosstroyizdat, 1939. – 196 s.
7. Pospelov P. I. Model rasprostraneniya shuma ot odinochnogo avtomobilya // Povyishenie transportnyih kachestv avtomobilnyih dorog / P. I. Pospelov, V. N. Pokidko. – М., 1986. – S. 114 – 125.
8. Pospelov P. I. Borba s shumom na avtomobilnyih dorogah / P. I. Pospelov. – М. : Transport, 1981. – 88 s.
9. Yuichi K. Issledovanie transportnyih шумов / K. Yuichi, O. Ryuichi, Y. Shizuma. – Nihon onkyo gakkaiishi: J. Acoust. Soc. Jap., 2001. – № 3. – S. 184 – 191.
10. Yudin E. Y. Spravochnik proektirovshchika. Zashchita ot shuma. – М. : Stroyizdat, 1974. – 134 s.
11. Samoylyuk E. P. Issledovanie i primeneniye shumozaschitnyih ekraniruyuschih sooruzheniy v gradostroitel'stve. – Dis. kand. tehn. nauk. – Kiev, 1968. – 125 s.

12. Ivanov N. I. Teoriya i praktika borbyi s shumom: uchebnyk / N. I. Ivanov. – M. : Universitetskaya kniga. – Logos, 2008. – S. 103.

13. Prikladnaya mnozhestvennaya regressiya / Korrelyacionnyj analiz dlya povedencheskix nauk / [Y. Koen, P. Koen, Leona S. Ajken; H. Stiven]. – L. Erlbaum Associates, ISBN 0-8058-2223-2, 2003.

УДК 628. 89

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ МІКРОКЛІМАТУ ПРИМІЩЕННЯ

В. О. Ужеловський, к. т. н., доц., В. Б. Глінкін, магістр

Ключові слова: математичне моделювання, мікроклімат, імітаційне моделювання, температура, вологість

Постановка проблеми. Для поліпшення роботи системи управління мікрокліматом приміщень необхідно мати адекватну математичну модель будівлі. Із цією метою виконується математичний опис його параметрів. Математична модель будівлі є багаточисловою структурою і будується у вигляді субблока, що складається зі стін, даху, підлоги, вікон, внутрішніх джерел тепла, системи вентиляції приміщення.

Аналіз літератури. У працях сучасних фахівців у галузі управління мікрокліматом приміщень вже склалося стійке та якісне уявлення про керування температурою та вологістю. Зокрема, Е. В. Сазонов стверджує, що в автоматизації технологічного процесу мікроклімату в приміщеннях вирішальну роль відіграє створення адекватної математичної моделі. Саме правильна математична модель в сукупності з елементами системи автоматики значною мірою визначають якість регулювання параметрів мікроклімату [9].

Особливості та характеристики створення математичної моделі мікроклімату широко розглянуті в публікаціях А. А. Калмакова, Ю. А. Кувшинова, С. С. Романова [3]. Проте, серед них недостатньо інформації про створення та реалізацію математичних моделей мікроклімату в приміщеннях. Такі відомості можна знайти в дослідженнях суміжних тем І. Г. Мясковського [7], Ж.-Л. Ліоне [6].

Мета статті. Розробка математичної моделі мікроклімату в приміщеннях для забезпечення комфортних умов і економічних режимів експлуатації.

Виклад матеріалу. Розробляючи математичний опис мікроклімату в приміщеннях будівель і споруд, необхідно враховувати мінливі зовнішні і внутрішні параметри.

Змінними зовнішніми параметрами є: температура зовнішнього повітря; сонячний теплоприток; внутрішній теплоприплив від допоміжного обладнання; кількість тепла, що генерується системою.

До змінних внутрішніх параметрів належать: об'єм приміщення; конструкція стін і підлоги; елементи стін, їх теплоємність і питомий опір.

Є два типи стін: з високою теплоємністю – капітальні споруди; з низькою – легкі конструкції.

Для створення математичного опису стін із високою і низькою теплоємністю з довідника з фундаментів ASHRAE [10] були обрані значення повного і емнісного опорів.

Вихідні параметри імітаційної моделі: температура внутрішнього повітря, підлоги і зовнішніх стін; теплоємність і охолоджувальна здатність.

Температура повітря всередині будівлі залежить від інфільтрації повітря, вентиляції і описується певним рядом величин. До них належать: (питомий) тепловий потік, що входить в кімнату через стіни, вікна та дах, внутрішній теплоприплив. Рівняння енергетичного балансу температури повітря в приміщенні:

$$m_a c_a \frac{dT_i}{dt} = Q_{кон} + Q_{вент} + Q_{инф} + Q_{ст} + Q_{вн}, \quad (1)$$

де m_a – маса повітря;

c_a – питома теплоємність повітря;

$Q_{кон}$ – конвекційний теплоперенос;

$Q_{вент}$ – тепловіддача від природної вентиляції;

$Q_{инф}$ – потік тепла внаслідок інфільтрації;

$Q_{ст}$ – кондукційний теплоперенос крізь стіни;