

УДК 621.43.065.001.57

В. Я. Груданов¹, доктор технических наук, профессор,
Л. Т. Ткачёва¹, кандидат технических наук, доцент,
Г. И. Белохвостов¹, кандидат технических наук, доцент,
М. В. Кунаш²

¹Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет»,
пр-т Независимости, 99, 220023 Минск, Республика Беларусь, +375 (017) 267 47 71

²Учреждение образования «Барановичский государственный университет», ул. Войкова, 21,
225404 Барановичи, Республика Беларусь, +375 (0163) 66 53 74, marinavainilovich@mail.ru

НОВЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ В КОНСТРУИРОВАНИИ ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Представлены научные основы проектирования новых конструкций глушителей шума двигателей внутреннего сгорания, обеспечивающих выпуск газовых потоков с улучшенными газодинамическими и акустическими характеристиками. Предложены инновационные модели глушителей шума поршневых двигателей внутреннего сгорания с улучшенными гидравлическими и акустическими характеристиками на основе теории чисел и конфузорно-диффузорных вставок, имеющих вид трубы Вентури, с помощью которых осуществляется контроль и управление газовым потоком по всей длине корпуса глушителя шума от впускного патрубка до выпускного, в результате чего происходит эффективное шумоглушение при минимально возможном гидравлическом (аэродинамическом) сопротивлении.

Ключевые слова: глушители шума; двигатель внутреннего сгорания; отработавшие газы; предпочтительные числа; ряды предпочтительных чисел; золотая пропорция; перфорированная перегородка; труба Вентури; инновационные модели глушителей шума.

Рис. 6. Табл. 2. Библиогр.: 21 назв.

V. Ya. Grudanov¹, DSc in Technical Sciences, Professor,
L. T. Tkacheva¹, PhD in Technical Sciences, Associate Professor,
G. I. Belokhvosov¹, PhD in Technical Sciences, Associate Professor,
M. V. Kunash²

¹Educational institution "Belarusian State Agrarian Technical University",
99 Nezavisimosti Ave., 220023 Minsk, the Republic of Belarus, +375 (017) 267 47 71

²Educational institution "Baranovichi State University", 21 Voykova Str., 225404 Baranovichi,
the Republic of Belarus, +375 (0163) 66 53 74, marinavainilovich@mail.ru

NEW DIRECTIONS IN THE NOISE MUFFLERS DESIGN OF RECIPROCATING INTERNAL COMBUSTION ENGINES

The scientific bases of new noise mufflers designs of internal combustion engines, providing the gas flows release with improved gas dynamic and acoustic characteristics are presented. Innovative models of noise silencers of reciprocating internal combustion engines with improved hydraulic and acoustic characteristics based on the theory of numbers, and confusor-diffuser inserts having the form of a Venturi pipe are proposed. The gas flow along the entire length of the noise silencer body from the inlet pipe to the exhaust is monitored and controlled with their help. As a result, effective noise reduction occurs at the lowest possible hydraulic (aerodynamic) resistance.

Key words: noise mufflers; internal combustion engine; exhaust gases; preferred numbers; rows of preferred numbers; golden ratio; perforated partition; Venturi pipe; innovative models of noise silencers.

Fig. 6. Table 2. Ref.: 21 titles.

Введение. Среди глобальных проблем развития современной цивилизации шум относится к числу наиболее важных. Он является общебиологическим раздражителем, способным влиять на все органы и системы организма, вызывая разнообразные физиологические

изменения. Неблагоприятное воздействие шума в той или иной степени ощущает на себе каждый второй человек на планете. Энергетические установки, такие как двигатель внутреннего сгорания (далее — ДВС), являются основными источниками шума в окружающей среде. Уже сейчас, например, передовые страны расходуют на борьбу с шумом транспортных средств около 1 % своего бюджета [1; 2].

Шум определяют как всякий нежелательный для человека звук. С физической точки зрения шум — это беспорядочное сочетание звуков различной частоты и интенсивности (силы), возникающих при механических колебаниях в твердых, жидких и газообразных средах, частоты которых лежат в диапазоне от 16 до 20 000 Гц (звуковые, или акустические, колебания). Колебания с частотой ниже 16 Гц (инфразвук) и выше 20 кГц (ультразвук), хотя и не воспринимаются органами слуха, также могут оказывать неблагоприятное воздействие на организм человека [3].

По данным Всемирной организации здравоохранения (2002), в глобальном грузе болезней по вкладу профессиональных факторов потери слуха от шума занимают 2-е место (16 %) после болей в спине (37 %). Более 12 % несчастных случаев на производстве были вызваны сочетанием высокого уровня шума (90 дБА и более) и наличием потери слуха у работника [3].

Более 30 % работников, занятых в сельскохозяйственном производстве, подвергаются неблагоприятному воздействию шума, превышающего допустимые нормы. Организм человека, не приспособленный к перманентному воздействию шума, реагирует на звуковые раздражители достаточно негативно. Отрицательное влияние шума на работоспособность проявляется даже при его небольшой интенсивности.

В нозологической структуре профзаболеваемости основное место занимает нейросенсорная тугоухость (порядка 41,5 %), а анализ профессиональных заболеваний по этиологическим факторам показывает, что порядка 44 % заболеваний возникает по причине воздействия физических факторов (в основном шума).

По международным данным, длительное воздействие интенсивного шума на человека приводит к развитию шумовой болезни, являющейся самостоятельной формой профессиональной патологии. Шумовая болезнь — это общее заболевание организма с преимущественным поражением органа слуха, центральной нервной и сердечно-сосудистой систем, развивающееся в результате длительного воздействия интенсивного шума. Формирование патологического процесса при шумовом воздействии происходит постепенно и начинается с неспецифических проявлений вегетативно-сосудистой дисфункции. Далее развиваются сдвиги со стороны центральной нервной и сердечно-сосудистой систем, затем специфические изменения в слуховом анализаторе [3].

Несмотря на исключительную научную направленность и экономические усилия, переход от ДВС к полностью электрическим двигателям будет долгим и сложным. Двигатели внутреннего сгорания в ближайшие годы будут по-прежнему играть фундаментальную роль как в качестве традиционных двигателей, так и в составе гибридных силовых агрегатов. Исходя из изложенного, снижение уровня шума тракторов, самоходных сельскохозяйственных и транспортных машин совершенствованием системы выпуска отработанных газов является важной народно-хозяйственной задачей [4].

Материалы и методы исследования. Шум ДВС с учетом механизмов образования его отдельных составляющих подразделяют на аэродинамический и структурный. Изначально аэродинамический шум по своему уровню значительно превышает структурный [5]. Проблема снижения этого шума решается с помощью применения эффективных глушителей. Глушители шума должны уменьшать уровень шума и не препятствовать функционированию устройства, генерирующего шум. Кроме того, к глушителям в зависимости от эксплуатаци-

онных особенностей предъявляются требования по габаритам, форме, массе, стоимости, использованию конструкционных и поглощающих звук материалов и т. п. [2].

Задача глушителя состоит в том, чтобы сгладить пульсации струи отработавших газов в такой мере, чтобы на выходе из выпускного органа двигателя в свободную среду газовая струя не содержала составляющих, оказывающих заметное с точки зрения громкости влияние на ухо.

Аналогичная задача в области электротехники состоит в сглаживании пульсирующего тока от однофазного выпрямителя, пропущенного через фильтр, в такой степени, чтобы после фильтрующего устройства получался только постоянный ток с допустимой мерой пульсации. Для этой цели обычно применяют электрический фильтр.

Для целей глушения выхлопа необходимо подобрать такой акустический фильтр, который по возможности уничтожал бы все пульсации газового потока, а постоянный поток газовой струи пропускал неослабленным.

Пульсации газовой струи можно свести к минимуму двумя путями:

1) превращением энергии пульсации газового потока в тепловую энергию. Для этого ДВС следует нагрузить активным акустическим сопротивлением, в котором осуществляется поглощение энергии пульсирующего газового потока, а постоянный поток газа пропускается в окружающую среду неослабленным;

2) не пропускать энергию пульсации из источника в среду. Для этой цели ДВС следует нагружать реактивным акустическим сопротивлением, представляющим собой глушитель, работающий по принципу акустического фильтра. В подобном глушителе энергия пульсации газового потока возвращается источнику, а постоянная составляющая потока беспрепятственно выпускается в среду.

Заметим, что во всех случаях глушения выхлопа двигателя постоянный поток газа должен выпускаться в среду с возможно меньшим сопротивлением.

Очевидно, что чем меньше сопротивление глушителя постоянному потоку, тем меньше глушитель снижает мощность двигателя [6].

Разработка глушителей шума выпуска — важное направление шумозащиты транспортных машин. Над проектированием и производством глушителей работает множество фирм и специалистов. В этой области отсутствует сколько-нибудь серьезная унификация, почти к каждой новой транспортной машине создается свой глушитель. Несмотря на многообразие технических решений [7—10], до настоящего времени не создана единая научно обоснованная методика расчета геометрических параметров перфорации внутренних элементов глушителя, что существенно усложняет их разработку [1].

При распространении плоской звуковой волны в канале и отсутствии отражения звуковых волн за глушителем величина снижения шума глушителем определяется зависимостью

$$\Delta Z = 10 \lg(1 + \rho_c / 2SZ_a)^2,$$

где ρ_c — удельное акустическое сопротивление среды в канале;

S — площадь поперечного сечения канала;

Z_a — акустическое сопротивление глушителя, представляющее собой сумму активного R_a и реактивного φ_a сопротивлений, $Z_a = R_a + i\varphi_a$ [11].

Эффективность глушителя характеризуют эффектом установки глушителя: по звуковому давлению в точке контроля шума $\Delta L = L_1 - L_2$ и по звуковой мощности $\Delta L_p = L_{p1} - L_{p2}$, где L_{p1} и L_{p2} — уровни звуковой мощности в системе за глушителем до и после его установки.

Эффект глушителя по мощности, измеренной при установке не отражающих звук воздухопроводов на входе и выходе глушителя, вычисляют по формуле $\Delta L_T = 10 \lg(P_{\text{пад}} / P_{\text{прош}})$, называют трансмиссионными потерями и чаще всего используют для оценки эффективности конструкции глушителя.

Уровень баланса звуковой энергии (мощности) в глушителе (рисунок 1) имеет вид:

$$P_{\text{прош}} = P_{\text{пад}} - (P_{\text{отр}} + P_{\text{погл}} + P_{\text{изл}}) + P_{\text{ген}},$$

где $P_{\text{прош}}$, $P_{\text{пад}}$, $P_{\text{отр}}$, $P_{\text{погл}}$, $P_{\text{изл}}$, $P_{\text{ген}}$ — звуковая энергия прошедших, падающих, отраженных волн, энергия, поглощенная в глушителе, излучаемая в пространство и генерируемая в нем в единицу времени соответственно.

В правильно спроектированном глушителе энергией $P_{\text{ген}}$ в приведенном уравнении баланса можно пренебречь. Эффективными средствами уменьшения генерации энергии являются уменьшение скорости потока в глушителе и придание внутренним элементам глушителя обтекаемой формы.

Передача звука через глушитель происходит по газу, находящемуся в полости глушителя, и по элементам конструкции глушителя. Энергия, передаваемая по конструкции, обычно невелика вследствие большой разницы акустических сопротивлений воздуха и металла (материала корпуса глушителя) [2].

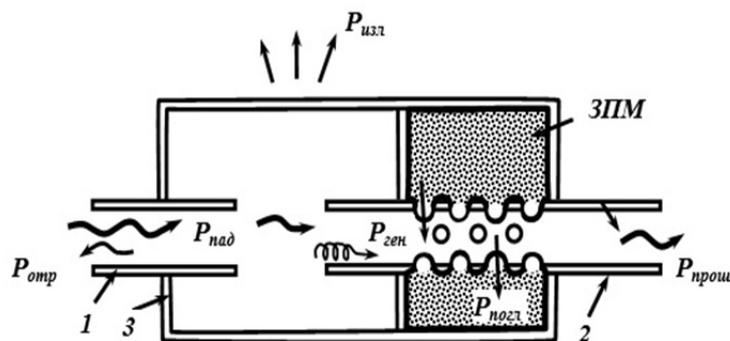
Вопросам проблемы шума и разработке современных методов расчета и проектирования автомобильных и тракторных глушителей шума посвятили свои работы белорусские и российские учёные: В. Я. Груданов, М. Г. Шатров, Н. И. Иванов, М. А. Разумовский, А. Ф. Безручко, М. В. Дробаха, А. И. Комкин, А. А. Лубянченко, А. Н. Кузнецов и др.

В настоящее время существует несколько классификаций глушителей. Согласно ГОСТ 31328-2006 (ИСО 14163:1998) «Руководство по снижению шума глушителями» [12], в соответствии с преобладающим механизмом ослабления глушителя (рисунок 2) могут быть классифицированы следующим образом: диссипативные; реактивные, включая резонаторные и отражательные; глушители сброса; активные.

Так, исследователем А. Н. Кузнецовым [13] приведён результат обобщения классификаций глушителей (рисунок 3), представленных в различных литературных источниках.

Камерные глушители действуют как акустические фильтры, снижая звук на некоторых частотах за счет его отражения в местах сужения и расширения воздуховода. Данный вид глушителей наиболее эффективен на низких частотах, а их акустическая характеристика может иметь широкие полосы заглушения и узкие полосы полного прохождения звука [13].

Резонансные глушители представляют собой газовые полости, сообщающиеся с трубопроводом с помощью отверстия. Эти глушители обычно оформляются в виде группы резонаторов, они применяются для подавления дискретных составляющих шума.



1 — приемная труба глушителя; 2 — выпускная труба;
3 — корпус глушителя шума; ЗПМ — звукопоглощающий материал

Рисунок 1. — Распределение потоков звуковой энергии в глушителе



Рисунок 2. — Классификация глушителей по ГОСТ 31328-2006 [12]

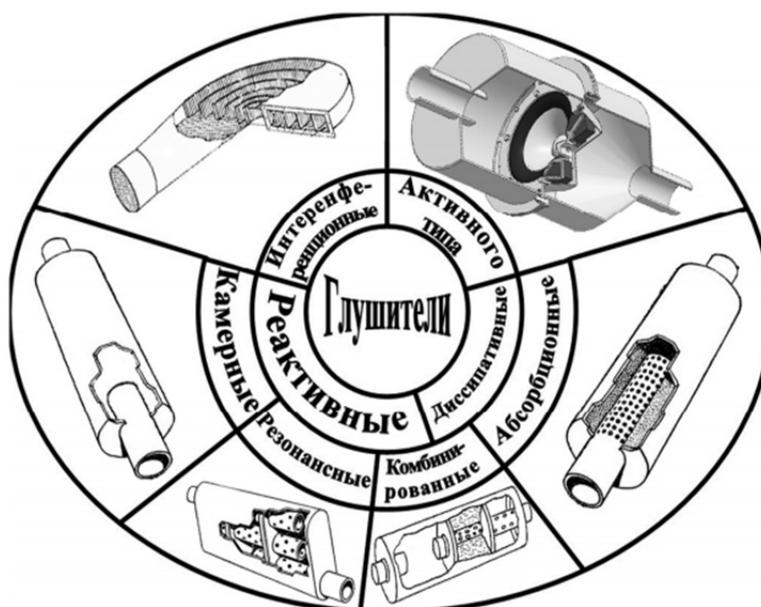


Рисунок 3. — Классификация глушителей шума процесса выпуска [4; 13]

В абсорбционных глушителях снижение шума достигается за счёт перехода звуковой энергии в тепловую в звукопоглощающем элементе. Интерференционные глушители для снижения шума используют взаимное ослабление звуковых волн, прошедших через каналы разной длины и находящихся вследствие этого в противофазе. Применение глушителей данного типа, как и резонансных, наиболее эффективно, когда требуется заглушить одну или несколько тональных составляющих в стабильном спектре шума.

Комбинированные глушители объединяют в себе несколько принципов снижения шума и могут иметь признаки всех вышеперечисленных типов глушителей. Все вышеназванные

типы глушителей являются пассивными, так как не используют для снижения шума внешние источники энергии [13].

Практический интерес представляет трехкамерный реактивный глушитель [14]. Основными рабочими органами глушителя шума являются вертикальные перфорированные перегородки и горизонтальные перфорированные трубы, образующие систему резонансных камер.

По ходу движения потока отработавших газов ДВС диаметр отверстий в трубах и перегородках уменьшается, а их количество увеличивается, что приводит совместно с резонансными камерами к снижению скорости и, соответственно, уменьшению уровня шума (звукового давления). На рисунке 4 представлена принципиально-конструктивная схема глушителя шума.

В целях оптимизации конструкции и достижения технического совершенства данного устройства конструктивные и геометрические параметры всех внутренних элементов глушителя целесообразно взаимосвязать между собой на основе теории чисел и с использованием математической модели перфорированной перегородки. Согласно этой новой модели расчет глушителя шума осуществляется в следующей последовательности.

1. В качестве определяющего параметра глушителя принят диаметр впускного патрубка, и площадь проходного сечения перфорации входной центральной трубы определяется в зависимости от площади поперечного сечения впускного патрубка $d_{вп}$:

$$F_2 = \sqrt{\Phi} F_1,$$

где F_2 — площадь проходного сечения перфорации входной центральной трубы, m^2 ;

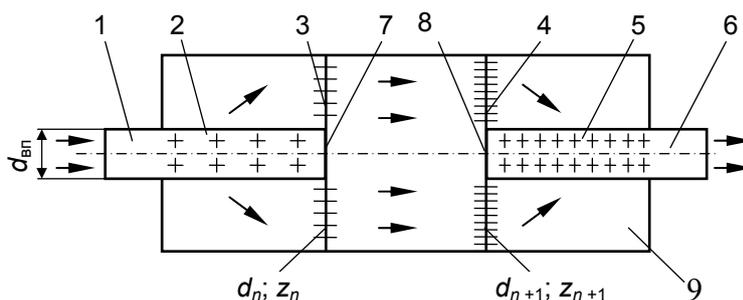
F_1 — площадь поперечного сечения впускного патрубка, m^2 .

2. Диаметры отверстий перфорации во внутренних элементах глушителя связаны между собой соотношением

$$d_n = \Phi d_{n+1},$$

где d_n — диаметр отверстий перфорации n -го внутреннего элемента глушителя, считая от впускного патрубка, м;

n — порядковый номер внутреннего элемента, считая от впускного патрубка.



1 — впускной патрубок; 2 — входная центральная труба; 3 — входная поперечная перегородка; 4 — выходная поперечная перегородка; 5 — выходная центральная труба; 6 — выпускной патрубок; 7, 8 — заглушки; 9 — корпус глушителя; $d_{вп}$ — диаметр впускного патрубка; d_n — диаметр отверстий перфорации n -го внутреннего элемента; z_n — количество отверстий перфорации в n -м элементе

Рисунок 4. — Принципиально-конструктивная схема глушителя шума [14]

3. Количество отверстий перфорации во внутренних элементах глушителя связано между собой соотношением

$$z_n = \frac{z_{n+1}}{\Phi^2},$$

где z_n — количество отверстий перфорации в n -м внутреннем элементе глушителя, считая от впускного патрубка.

4. Расположение отверстий перфорации на входной 3 и выходной 4 перегородках принимаем концентрическое (см. рисунок 4). Радиусы окружностей, на которых расположены отверстия, определяются по формуле

$$R_n = (1,272)^n R_0 \quad \text{или} \quad R_n = (\sqrt{\Phi})^n R_0,$$

где R_n — радиус n -й окружности, на которой расположены отверстия, м;

n — порядковый номер окружности, считая от оси глушителя;

R_0 — радиус впускного патрубка, м.

5. Расположение отверстий перфорации на входной 2 и выходной 5 трубах шахматное с равномерным шагом как в поперечном, так и в продольном направлении, при этом принимаем:

$$\frac{a}{b} = 1,618 \quad \text{или} \quad \frac{a}{b} = \Phi,$$

где a — шаг перфорации в поперечном направлении;

b — шаг перфорации по длине трубы.

Расчет геометрических параметров глушителя шума по вышеприведенным формулам позволяет получить одинаковые площади проходных сечений всех внутренних элементов по ходу движения газов, значение которых в 1,272 раза больше площади впускного патрубка. При этом существенно упрощается методика расчета, а в конструкции глушителя появляется системная, гармоничная и пропорциональная взаимосвязь внутренних элементов между собой.

Данная методика была частично реализована в опытном образце глушителя шума, изготовленном и испытанном на Могилевском автомобильном заводе им. С. М. Кирова. Опытный образец был изготовлен на базе серийного глушителя при неизменных габаритных и присоединительных размерах. Испытания проводились в загородной зоне на серийном скрепере МоАЗ-6014 с двигателем ЯМЗ-238 АМ2 при температуре окружающей среды 278 К (5 °С), средней скорости ветра 3,5 м / с и фоновом уровне шума 60 дБ (А).

Результаты исследования и их обсуждение. Результаты измерений (средние величины по трем измерениям) представлены в таблице 1.

Обработка результатов испытаний проводилась по методике, изложенной в [15], при этом для оценки технического уровня и оптимизации конструкции глушителей шума использован следующий комплекс относительных и удельных оценочных параметров:

– относительный объем глушителя, вычисляемый по формуле

$$V_{\text{отн}} = V_{\text{гл}} / iV_h,$$

где $V_{\text{гл}}$ и V_h — объем глушителя и рабочий объем цилиндра двигателя соответственно;

i — число цилиндров.

Т а б л и ц а 1. — Результаты измерений

Режим испытаний	Число оборотов двигателя, об / мин	Температура отработавших газов на выходе, К (°С)	Гидравлическое сопротивление глушителя, Па	Уровень звукового давления, дБ(А)
Без глушителя (труба)	600	608 (335)	96	87,0
	2 000	706 (433)	640	107,0
Серийный глушитель	600	602 (329)	480	80,0
	2 000	706 (433)	1 520	95,5
Новый глушитель	600	596 (323)	320	80,0
	2 000	706 (433)	1 120	94,5

Примечание. Уровень звукового давления измерялся согласно ОСТ-23.3.23-88 на расстоянии 0,5 м от выпускного патрубка глушителя шума.

– удельное заглушение на единицу относительного объема [дБ(А) / ед. $V_{\text{отн}}$]:

$$\Delta L_{A(V)} = \Delta L_A / V_{\text{отн}};$$

– относительное гидравлическое сопротивление:

$$H_{\text{отн}} = H_1 / H_2,$$

где H_1 и H_2 — гидравлическое сопротивление систем с глушителем и без него соответственно;

– удельное заглушение на единицу относительного сопротивления [дБ(А) / ед. $H_{\text{отн}}$]:

$$\Delta L_{A(H)} = \Delta L_A / H_{\text{отн}};$$

– относительный теплообмен:

$$T_{\text{отн}} = T_2 / T_1,$$

где T_2 и T_1 — температуры отработавших газов на выходе, К.

Относительный объем глушителей часто ограничен условиями компоновки и обеспечения обзорности (тракторы, дорожно-строительные машины и др.), что во многом определяет принципы заглушения, реализуемые в конструкции. С учетом этого глушители четырехтактных поршневых двигателей могут быть малого ($V_{\text{отн}} \leq 2,5$), среднего ($V_{\text{отн}} = 2,5 \dots 3,5$) и большого ($V_{\text{отн}} \geq 3,5$) относительных объемов.

Удельное заглушение на единицу объема характеризует степень использования объема глушителя для обеспечения необходимого заглушения. Наибольший интерес при этом представляет оценка по удельному заглушению в рамках отмеченных ранее пределов относительных объемов, поскольку для многих конструкций глушителей, принадлежавших к одной группе по относительному объему, характерно использование преимущественно одинаковых принципов заглушения. Однако возможна также оценка по этому параметру глушителей, реализующих различные принципы заглушения и принадлежащих к различным группам по относительному объему.

Относительное гидравлическое сопротивление и соответствующее удельное заглушение позволяют в первом случае косвенно оценить влияние глушителя на потери мощности и ухудшение топливной экономичности двигателя, во втором — степень использования сопротивления для уменьшения процесса выпуска. Аналогичный смысл имеет оценка конструкции глушителя по относительному теплообмену.

В таблице 2 приведены основные комплексные оценочные параметры испытываемых глушителей шума.

Т а б л и ц а 2. — Основные комплексные оценочные параметры испытываемых глушителей шума

Оценочный параметр	Единица измерения	Глушитель			
		серийный, об / мин		новый, об / мин	
		600	2 000	600	2 000
$V_{отн}$	—	2,698		2,698	
$\Delta L_{A(V)}$	дБ(А) / ед. $V_{отн}$	2,595	4,262	2,595	4,633
$H_{отн}$	—	5,0	2,375	3,333	1,75
$\Delta L_{A(H)}$	дБ(А) / ед. $H_{отн}$	1,4	4,842	2,1	7,143
$T_{отн}$	—	1,018	1,0	1,037	1,0
ΔL_A	дБ(А)	7,0	11,5	7,0	12,5
$\Delta L_{A(H, V_{гл})}$	дБ(А) / (ед. $H_{отн}$ · ед. $V_{отн}$)	0,519	1,795	0,778	2,647
$\Delta L_{A(H, V_{гл})}$	дБ(А) / (Па · м ³)	0,365	0,189	0,547	0,279
Масса	кг	19		17	

Как видно из таблицы 2, новый глушитель шума по всем основным оценочным параметрам имеет более совершенные тепловые, газодинамические и акустические характеристики, что свидетельствует о его более высоком техническом уровне по сравнению с серийным.

В конструктивном отношении новый (модернизированный) глушитель шума имеет следующие преимущества:

- уменьшение количества внутренних деталей с восьми в серийном до четырех в новом, снижение массы с 19,0 до 17,0 кг и упрощении при этом конструкции;
- производственная технологичность конструкции по размерам и формам поверхности внутренних деталей, сокращение числа технологических операций и их унификации основных деталей глушителей всего семейства машин типа МоАЗ, создание параметрического ряда глушителей.

Вместе с тем необходимо отметить, что в новой конструкции глушителя шума из-за требования по неизменности размеров корпуса серийного глушителя не удалось в полной мере (65 %) практически реализовать принцип «золотой» пропорции.

В целом испытания показали, что расчет параметров перфорации по новой методике, основанной на применении принципа «золотой» пропорции и свойств чисел Фибоначчи, позволяет существенно повысить технический уровень конструкции глушителя в части снижения газодинамического сопротивления при стабильности шумоглушения.

На рисунке 5 представлен макет инновационной конструкции глушителя шума поршневых ДВС на основе теории чисел [16].

Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет» совместно с ЗАО «Амкодор-Пинск» разрабатывает проект заявки по теме «Обоснование технологических и режимно-конструктивных параметров глушителя шума поршневого двигателя внутреннего сгорания» в качестве задания по Государственной программе научных исследований на 2021—2025 гг.

В ОАО «Минский тракторный завод» проходит испытания новая конструкция глушителя шума [17] со вставкой конфузорно-диффузорного типа, имеющей вид трубы Вентури [18], с помощью которой осуществляется контроль газового потока и управление им по всей длине корпуса глушителя шума от впускного патрубка до выпускного, в результате чего происходит эффективное шумоглушение при минимально возможном гидравлическом (аэродинамическом) сопротивлении (рисунок 6).

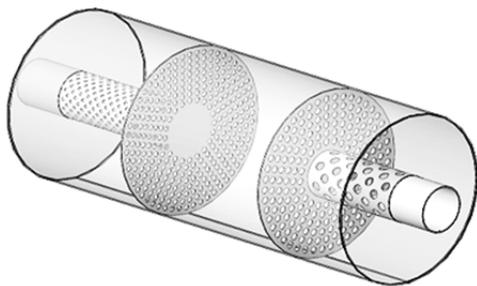


Рисунок 5. — Макет инновационной конструкции глушителя шума поршневых ДВС на основе теории чисел [16]

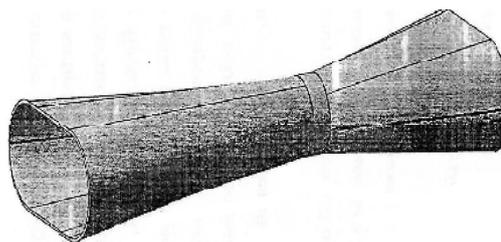


Рисунок 6. — Макет вставки конфузorno-диффузорного типа, имеющий вид трубы Вентури, глушителя шума поршневого ДВС [17]

Заключение. Для совершенствования важнейших параметров рабочих органов глушителей шума предложен методологический метод, основанный на применении теории предпочтительных чисел. Разработаны конструкции перфорированных перегородок, в которых использованы закономерности новых основных рядов предпочтительных чисел. Дано расчетное обоснование основных геометрических и конструктивных размеров глушителей шума с использованием математической модели перфорированной перегородки на основе «золотой» пропорции и новых основных рядов предпочтительных чисел, которое позволяет получить конструкцию глушителей шума, обладающую минимально возможным аэродинамическим сопротивлением при максимально возможном снижении уровня шума выпуска отработавших газов ДВС [1; 2]. Предложены инновационные модели глушителей шума поршневых ДВС с улучшенными гидравлическими и акустическими характеристиками на основе теории чисел [16], а также конфузorno-диффузорных вставок, имеющих вид трубы Вентури. С их помощью осуществляется контроль газового потока и управление им по всей длине корпуса глушителя шума от впускного патрубка до выпускного, в результате чего происходит эффективное шумоглушение при минимально возможном гидравлическом (аэродинамическом) сопротивлении [17]. Теория предпочтительных чисел применима к любым техническим устройствам [19—21].

Список цитированных источников

1. Груданов, В. Я. Научно-практические подходы к совершенствованию конструкций глушителей шума поршневых двигателей внутреннего сгорания на основе теории чисел / В. Я. Груданов, Г. И. Белохвостов, Л. Т. Ткачева // Наука и техника. — 2021. — Т. 20, № 4. — С. 434—444.
2. Груданов, В. Я. Моделирование и оптимизация гидравлических и акустических характеристик глушителей шума поршневых двигателей на основе теории чисел / В. Я. Груданов, Г. И. Белохвостов, Л. Т. Ткачева // Гор. механика и машиностроение. — 2020. — № 4. — С. 28—42.
3. Рыбина, А. Л. Шум как физический фактор. Влияние на организм и профилактика на производстве / А. Л. Рыбина, И. П. Семенов // Охрана труда. Технологии безопасности. — 2021. — № 7. — С. 74—79.
4. Классификация и особенности эксплуатации глушителей шума выпуска отработанных газов самоходной сельскохозяйственной техники / А. А. Пинчук [и др.] // Современные направления повышения эффективности использования транспортных систем и инженерных сооружений в АПК : материалы Междунар. студенч. науч.-практ. конф., 16 февр. 2022 г. — Рязань : Ряз. гос. агротехнол. ун-т им. П. А. Костычева, 2022. — С. 348—352.
5. Шатров, М. Г. Шум автомобильных двигателей внутреннего сгорания / М. Г. Шатров, А. Л. Яковенко, Т. Ю. Кричевская. — М. : МАДИ, 2014. — 68 с.
6. Инзель, Л. И. Основы глушения шума выхлопа двигателей внутреннего сгорания / Л. И. Инзель. — М. : Изд-во и 1-я тип. Машгиза в Лгд, 1949. — 196 с.
7. Комкин, А. И. Разработка современных методов расчета и проектирования автомобильных глушителей с требуемыми характеристиками / А. И. Комкин. — СПб. : Балт. гос. техн. ун-т «Военмех» им. Д. Ф. Устинова, 2012. — 48 с.

8. Белоцерковский, С. В. Автомобильные глушители: современные требования, тенденции развития, методы расчета и испытаний [Электронный ресурс] / С. В. Белоцерковский, В. Е. Тольский // Техн. акустика. — 2001. — № 1. — Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/avtomobilnye-glushiteli-sovremennye-trebovaniya-tendentsii-razvitiya-metody-rascheta-i-ispytaniy>. — Дата доступа: 15.07.2022.
9. Реактивный глушитель шума : полезная модель к пат. RU 171331 U1 : МПК F01N13/02, F01N1/06 / С. Г. Смирнов, В. А. Николаева, А. И. Комкин, А. И. Быков ; заявитель С. Г. Смирнов. № 2016149537 ; заявл.: 16.12.2016 ; дата публ.: 29.05.2017 // Открытия. Изобретения. — 2017. — Бюл. № 16. — 8 с.
10. Глушитель шума двигателя внутреннего сгорания : пат. RU 2243388 С2 : МПК F01N1/24 / В. Л. Жданов, Э. Б. Куновский, А. П. Ракомсин, В. В. Корсаков, М. И. Горбацевич ; заявитель ПРУП «Минский автомобильный завод». № 2002132548/06 ; заявл.: 03.12.2002 ; дата публ.: 10.08.2004 // Открытия. Изобретения. — 2004. — 8 с.
11. Терехин, А. С. Снижение аэродинамического шума при помощи комбинированных глушителей / А. С. Терехин, В. И. Яхонтов // Изв. высш. учеб. заведений. Сер. «Машиностроение». — 1984. — № 4. — С. 37—40.
12. Шум. Руководство по снижению шума глушителями : ГОСТ 31328-2006 (ИСО 14163:1998). — Введ. 01.04.2007. — М. : Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2007. — 66 с.
13. Кузнецов, А. Н. Разработка системы активного шумоподавления в глушителях тракторов сельскохозяйственного назначения : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / А. Н. Кузнецов ; Воронеж. гос. аграр. ун-т им. Императора Петра I. — Воронеж, 2015. — 18 с.
14. Глушитель шума двигателя внутреннего сгорания : пат. РФ 2056508 С1 : МПК F01N1/08 / В. Я. Груданов, С. В. Акуленко ; заявитель Могилев. технол. ин-т. № 93002786/06 ; заявл.: 12.01.1993 ; дата публ.: 20.03.1996 // Открытия. Изобретения. — 1996. — 9 с.
15. Разумовский, М. А. Методика оценки технического уровня глушителей шума выпуска поршневых двигателей / М. А. Разумовский, А. Ф. Безручко, И. М. Мотыль // Двигателестроение. — 1990. — № 3. — С. 37—38.
16. Инновационная конструкция глушителя шума поршневых двигателей с улучшенными гидравлическими и акустическими характеристиками на основе теории чисел // Каталог ярмарки «Инновации в машиностроении» ; рук. разработки В. Я. Груданов, Г. И. Белохвостов. — Бобруйск : БелИСА, 2019. — С. 18—19.
17. Глушитель шума двигателя внутреннего сгорания: положительный результат предварительной экспертизы по заявке на выдачу патента на изобретение : МПК F01N1/08 / В. Я. Груданов, Г. И. Белохвостов, Н. И. Зезетко, А. А. Пинчук. — № a20220052 ; заявл.: 09.03.2022.
18. Трубы Вентури. Технические условия : ГОСТ 23720-79. Изд. офиц. — М. : Гос. ком. СССР по стандартам, 1988. — 19 с.
19. Груданов, В. Я. Основы инженерного творчества / В. Я. Груданов. — Минск : БГУ, 2005. — 299 с.
20. Груданов, В. Я. Золотая пропорция в инженерных задачах / В. Я. Груданов. — Могилев : Могилев. гос. ун-т им. А. А. Кулешова, 2006. — 288 с.
21. Груданов, В. Я. Теория чисел в развитии машиностроительного комплекса Республики Беларусь / В. Я. Груданов, Е. Н. Филидович, Г. И. Белохвостов // Инженер-механик. — 2020. — Т. 86, № 1. — С. 7—9.

Поступила в редакцию 30.09.2022.