
УДК 621.43.065.001.57

В. Я. Груданов, Л. Т. Ткачева

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

UDC 621.43.065.001.57

V. J. Grudanov, L. T. Tkacheva

MODELING AND OPTIMIZATION OF HYDRAULIC AND ACOUSTIC CHARACTERISTICS OF NOISE-REDUCING MUFFLERS IN PISTON ENGINES

Аннотация

Рассмотрены основные направления развития теории чисел. Приведена современная классификация рядов предпочтительных чисел, на базе которых разработана математическая модель перфорированной перегородки и дано расчетное обоснование геометрических и конструктивных параметров глушителя шума активно-реактивного типа.

Ключевые слова:

предпочтительные числа, ряды предпочтительных чисел, «золотая» пропорция, перфорированная перегородка, глушитель шума, отработавшие газы, двигатель внутреннего сгорания.

Abstract

The main directions in the development of number theory are shown. The modern classification of series of preferred numbers is presented, on which basis a mathematical model of a perforated baffle has been developed and a computational justification is given for geometric and structural parameters of a noise-reducing silencer of active-reactive type.

Key words:

preferred numbers, series of preferred numbers, «golden» ratio, perforated baffle, noise silencer, exhaust gases, internal combustion engine.

Введение

Несмотря на повсеместную эксплуатацию глушителей шума для двигателей внутреннего сгорания (ДВС) различных видов, особенно активно-реактивного типа, процесс снижения уровня шума выпуска отработавших газов не является совершенным и связан с высокими энергозатратами, вызывающими падение эффективной мощности двигателя.

Кроме того, до настоящего времени нет единой научно обоснованной методологической основы для расчета,

проектирования и конструирования глушителей шума. При наличии огромного количества конструкций глушителей шума их создание осуществляется бессистемно, по частным эмпирическим инженерным методикам с привлечением большого количества поправочных коэффициентов, не отражающих реальные рабочие процессы, проявляющиеся, например, в диссипации энергии движения газов – процессе рассеивания части механической энергии и превращения ее в теплоту трения. Необходима новая концепция в подходах и принципах конструирования энергосберегаю-

щих и высокоэффективных в части шумоглушения, а также компактных и максимально унифицированных глушителей шума, и для ее разработки целесообразно использовать закономерности и свойства теории чисел.

При этом достигаются наилучшие массовые, габаритные и энергетические характеристики. Здесь же открываются широкие возможности для унификации и стандартизации узлов и деталей при их высокой компактности и интегрирования вновь создаваемого объекта в мировую систему конструирования новой техники.

Предмет теории чисел. Человечество не может существовать без чисел. Значение чисел невозможно переоценить, причем не только в современном обществе, основанном на цифровых технологиях, но и в доисторические времена – системы счисления являются фундаментальной основой цивилизации, на которой базируются такие понятия, как счет, упорядочивание, измерение, кодирование, моделирование, оптимизация и мн. др.

Существует несколько определенных понятия «теория чисел». Одно из них гласит, что это специальный раздел математики (или высшей арифметики), который подробно изучает целые числа и объекты, сходные с ними. Другое определение уточняет, что данный раздел математики изучает свойства чисел и их поведение в различных ситуациях. Некоторые ученые считают, что теория настолько обширна, что дать ее точное определение невозможно, а достаточно лишь разделить на несколько менее объемных теорий.

Самыми заметными лицами в разработке теории считаются пифагорейцы Евклид и Диофант, а также жившие в Средние века индийцы Ариабхата, Брахмагупта и Бхаскары. В начале XX в. теория чисел привлекла внимание таких математических гениев, как А. Н. Коркин, Е. И. Золотарев, А. А. Марков, Б. Н. Делоне, Д. К. Фадеев, И. М. Ви-

ноградов, Г. Вейль, А. Сельберг. Разрабатывая и углубляя выкладки и исследования древних математиков, они вывели теорию на новый, более высокий уровень, охватывающий множество областей.

Немалый след в развитии теории чисел оставили весьма значительные для этой эпохи работы Леонардо Пизанского и работы Региомонтинна (1436–1476), который нашел труды Диофанта и впервые в Европе стал систематически их изучать. Большое влияние на последующее развитие теории чисел оказали и работы А. Лежандра (1752–1833) по теории неопределенных уравнений высших степеней [1].

Однако основное развитие теория чисел получила в трудах Л. Эйлера (1707–1783), Ферма (1601–1665), Лагранжа (1735–1813), К. Гаусса (1777–1856), Э. Ландау, Г. Бора, Г. Манна, Н. П. Романова, Н. Г. Чудакова, И. М. Виногорадова и др.

Дальнейшее развитие теории чисел уже состоялось в нынешнюю эпоху благодаря научным трудам Э. М. Сороко, В. Я. Груданова, А. И. Ивануса, Н. Н. Воробьева, Н. А. Васютинского, П. Е. Вайтеховича, Ф. Корбалана и др. С учетом последних достижений современная классификация теории чисел представлена на рис. 1.

Множество вопросов теории чисел находят себе применение на практике, например, в теории телефонных сетей (кабелей), в кристаллографии, при решении некоторых задач теории приближенных вычислений, однако наибольший интерес представляет геометрическая теория чисел и создание на ее основе системы рядов предпочтительных чисел. Покажем применение геометрической теории чисел конкретно в конструкциях глушителей шума.

Предпочтительные числа. Ряды предпочтительных чисел. Предпочтительные числа – это тщательно и научно подобранные цифровые величины, которыми рекомендуется поль-

зоваться при конструировании вновь создаваемых технических объектов

и устройств в соответствии с ГОСТ 8032–84 (СТ СЭВ 3961–83).

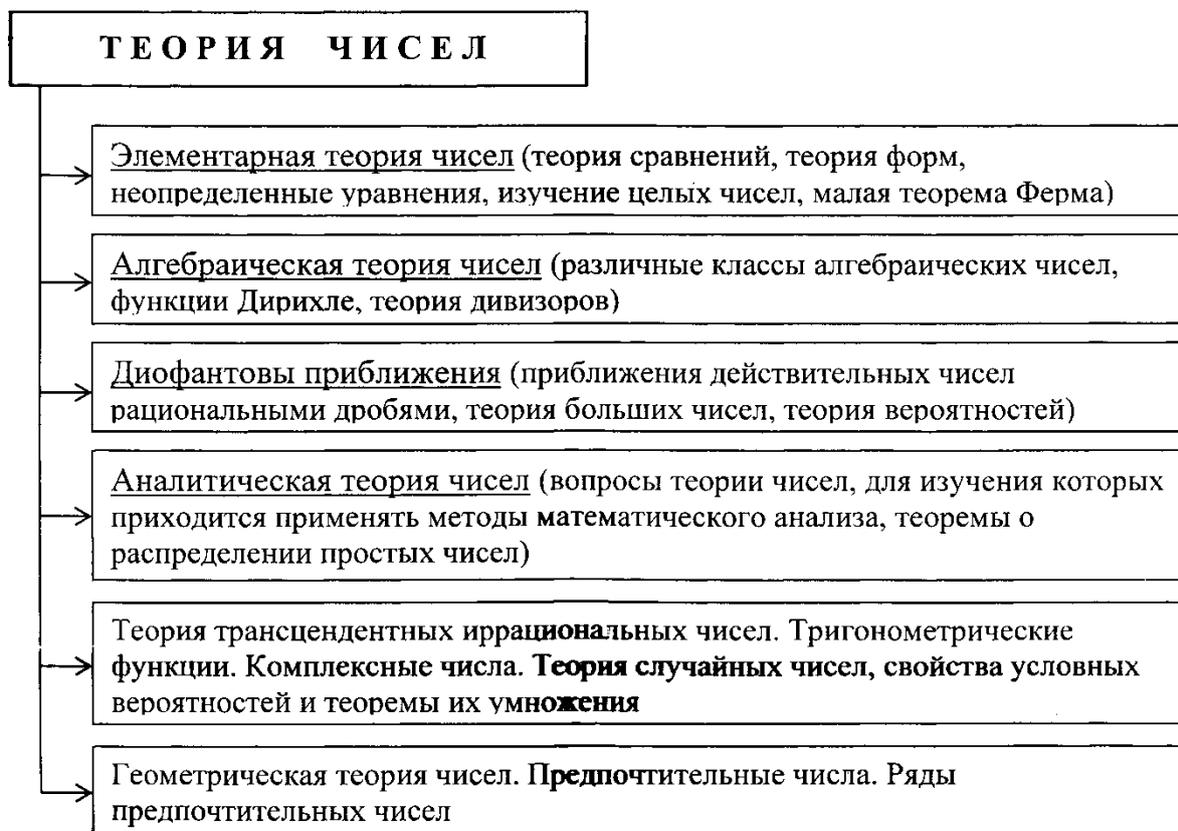


Рис. 1. Современные направления в развитии теории чисел

Предпочтительные числа устанавливают взаимосвязь в параметрах деталей и узлов, размеры продукции и сооружений, мощность, грузоподъемность, массовые характеристики, геометрические размеры и т. п. [2].

Известные ряды предпочтительных чисел основаны на принципе геометрической прогрессии. Согласно определению, предпочтительные числа – система параметрических десятичных рядов чисел, построенных по геометрической прогрессии со знаменателем $q_n = \sqrt[n]{10}$, где $n = 5, 10, 20, 40, 80$ – номера рядов, безграничных как в большую, так и в меньшую сторону и обладающих свойствами, которые позволяют применять их при выборе основных и базовых размеров, параметров и характеристик изделий.

В соответствии с ГОСТ 8032–84 ряды предпочтительных чисел подразделяются на основные, дополнительные, выборочные, составные, приближенные, производные и специальные. Однако определение знаменателей геометрических прогрессий по формуле $q_n = \sqrt[n]{10}$ не имеет достаточно полного научного обоснования. По этой причине некоторые ученые и специалисты считают использование рядов предпочтительных чисел в конструировании технических устройств неправомерным. Если обратиться к научным трудам итальянского математика Леонардо Пизанского (Фибоначчи), можно увидеть, что существует теоретическая взаимосвязь между основными рядами предпочтительных чисел, «золотой» пропорцией и последовательностью Фибоначчи, за-

ключающаяся в том, что значение знаменателей геометрических прогрессий основных рядов можно определить по формуле

$$q_n = \sqrt[n]{\Phi},$$

где q_n – значение знаменателя геометрической прогрессии n -го основного ряда предпочтительных чисел; $\Phi = 1,618 \dots$ – значение «золотой» пропорции (сечения); n – целые числа 1, 2, 4, 8 и 16.

При использовании формулы $q_n = \sqrt[n]{\Phi}$ получаем новый ряд предпочтительных чисел: 1, 2, 3, 5, 8, 13, 21, 34, 55, 89, 144, 233, 377, 610 и т. д., который совпадает с последовательностью Фибоначчи.

Эта последовательность чисел, описанная итальянским математиком в XIII в., начинается с двух единиц, а каждое следующее число равно сумме двух предыдущих.

Частное от деления любого числа последовательности на предшествующее ему число будет стремиться к Φ , давая все более точное значение для каждого следующего числа последовательности: $1/1 = 1$; $2/1 = 2$; $3/2 = 1,5$; $5/3 = 1,666\dots$; $8/5 = 1,6$; $13/8 = 1,625$; $21/13 = 1,615348\dots$; $34/21 = 1,61904\dots$; $55/34 = 1,61764\dots$; $89/55 = 1,61818\dots$; $144/89 = 1,61747\dots$; $\Phi = 1,6180339887\dots$

Для практических расчетов приближенного значения Φ с точностью до пяти десятичных знаков после запятой вполне достаточно, т. е. $\Phi = 1,61803$. Отметим, что $(\Phi)^2 = 2,618$, $\sqrt{\Phi} = 1,272$, $\sqrt[4]{\Phi} = 1,128$ и т. д.

Современная классификация рядов предпочтительных чисел представлена на рис. 2.

Из классификации видно, что новые основные ряды предпочтительных чисел практически полностью совпадают с основными рядами предпочтитель-

ных чисел по ГОСТ 8032–84, но при этом значение знаменателей геометрических прогрессий является более точным, что и обуславливает достижение технического совершенства нового устройства.

Далее будет рассмотрено, как новые основные ряды предпочтительных чисел можно использовать в построении математической модели перфорированной перегородки и в целом конструкции глушителей шума [3–6].

Перфорированная перегородка. Построение математической модели.

Перфорированная перегородка является главным рабочим элементом глушителей шума. Основная характеристика перегородки – пропускная способность, которая определяется отношением площади живого (проходного) сечения всех отверстий к общей площади перегородки, при этом особое значение имеет характер расположения отверстий:

- по вершинам равносторонних треугольников;
- по вершинам квадратов;
- по концентрическим окружностям и др.

Для построения математической модели с целью оптимизации конструкции принимаем концентрическое расположение отверстий (рис. 3) при условии, что площадь круга F будем определять не через π , а через Φ по формуле

$$F = \frac{D^2}{\sqrt{\Phi}}, \text{ где } D \text{ – диаметр круга, м.}$$

Для достижения максимальной пропускной способности перегородки и стабилизации потока газов ее рабочую поверхность делим на n -е количество условных колец. Отверстия располагаем на центральных радиусах каждого условного кольца, при этом диаметр отверстий и их количество на каждом условном кольце принимаем из ряда чисел Фибоначчи. Например, $d_0 = 3$ мм, а $z_1 = 13$, $z_2 = 21$, $z_3 = 34$ и т. д.

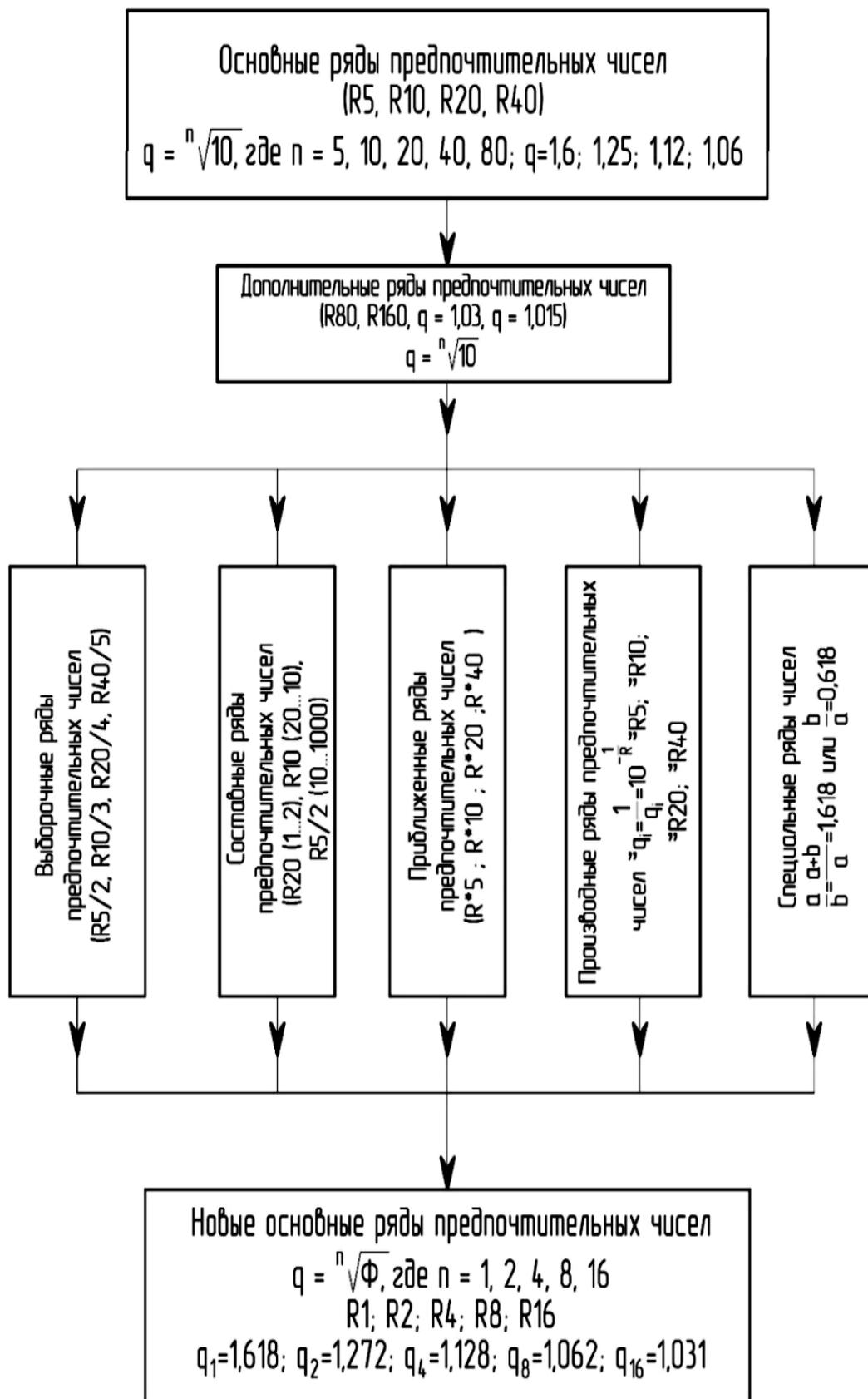


Рис. 2. Современная классификация рядов предпочтительных чисел

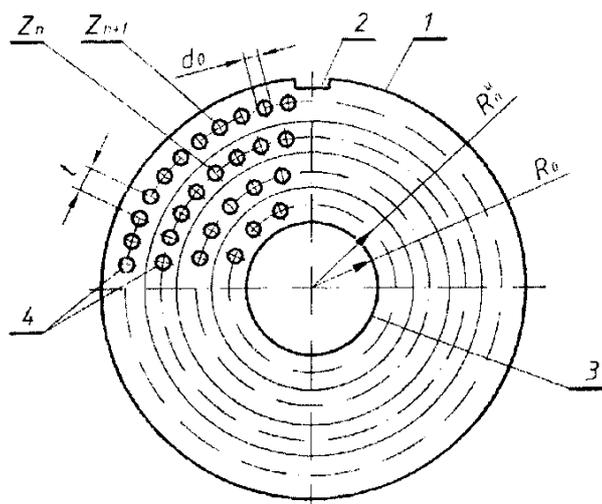


Рис. 3. Схема перфорированной перегородки (пат. РФ 2047368): 1 – корпус; 2 – шпоночный паз; 3 – центральное отверстие; 4 – отверстия перфорации; R_0 – радиус центрального отверстия; R_n^u – центральный радиус n -го условного кольца; t – шаг между отверстиями; d_0 – диаметр отверстий; Z_n – количество отверстий на n -м условном кольце

Принимаем шаг между отверстиями $t = 1,272 d_0$.

Тогда

$$R_n^u = (\sqrt{\Phi})^n \cdot R_0 = (1,272)^n R_0,$$

где R_n^u – центральный радиус n -го условного кольца, м; Φ – значение «золотой» пропорции; R_0 – радиус центрального посадочного отверстия, м.

Количество отверстий перфорации на условных кольцах увеличивается в направлении от центра к периферии и связано между собой соотношением

$$Z_{n+1} = \left[(1,618)^n \cdot Z_n \right],$$

где $n = 1, 2, 3, 4, \dots$; Z_{n+1} – количество отверстий перфорации на $n + 1$ -м условном кольце; Z_n – количество отверстий перфорации на n -м условном кольце, а квадратные скобки обозначают целую часть числа.

В результате получаем пропускную способность перегородки равномерной по всей рабочей поверхности и максимально возможной.

При этом наружный диаметр D перегородки определяем из формулы

$$F_n = \frac{D^2}{\sqrt{\Phi}},$$

где F_n – общая площадь перегородки, м².

Пример – Рассмотрим перегородку глушителя шума экскаватора ЭО-4321. Принимаем, что для данной перегородки число колец $n = 5$, число отверстий в кольцах соответственно равно 13, 21, 34, 55, 89, радиус жаровой трубы (впускного патрубка) $R_0 = R_{вп.н.} = 35$ мм, диаметр отверстий $d_0 = 5$ мм ($r_0 = 2,5$ мм). Отверстия располагаются на центральном радиусе R_u каждого кольца с равномерным шагом t по длине окружности, при этом считаем, что радиус R_k корпуса глушителя равен наружному радиусу пятого кольца R_5 .

Тогда $R_1 = 1,272R_0 = 44,52$ мм;
 $R_2 = 1,272R_1 = 55,63$ мм; $R_3 = 1,272R_2 = 72,03$ мм;
 $R_4 = 1,272R_3 = 91,62$ мм;
 $R_5 = 1,272R_4 = 116,54$ мм.

Найдем пропускную способность каждого кольца:

$$K_{1,13} = \frac{13f_0}{\pi(R_1^2 - R_0^2)} = 0,107327;$$

$$K_{2,21} = \frac{21f_0}{\pi(R_2^2 - R_1^2)} = 0,107154;$$

$$K_{3,34} = \frac{34f_0}{\pi(R_3^2 - R_2^2)} = 0,107372;$$

$$K_{4,55} = \frac{55f_0}{\pi(R_4^2 - R_3^2)} = 0,107221;$$

$$K_{5,89} = \frac{89f_0}{\pi(R_5^2 - R_4^2)} = 0,107232.$$

Вычислим пропускную способность всей перегородки:

$$K_{0,212} = \frac{212f_0}{\pi(R_5^2 - R_0^2)} \approx 0,107233.$$

Таким образом, $K_{1,13} = K_{2,21} = K_{3,34} = K_{4,55} = K_{5,89} = K_{0,212}$, что свидетельствует о достижении минимально возможного аэродинамического сопротивления перегородки для принятой конструктивной схемы.

Экспериментальная часть. Для подтверждения разработанной методики были выполнены экспериментальные лабораторные исследования. Эксперименты проводились на цилиндрической трубе диаметром 140 мм (был ис-

пользован корпус глушителя шума автомобиля ГАЗ-52), внутри которой устанавливалась неподвижно перегородка. Через трубу продувался воздух, нагнетаемый вентилятором типа ЦАГИ. При этом были испытаны две пары перегородок с тремя рядами отверстий, расположенных в одном случае обычным традиционным способом, а в другом – по соотношению «золотого» сечения. Общее количество отверстий в парах оставалось неизменным и соответственно составляло 42 и 68. Перегородки были изготовлены из пластмассы, тщательно отшлифованы и плотно закреплялись в середине опытного участка трубы. В ходе опытов микроманометров типа ММН-2400(5)-1,0 измерялась величина статического давления до и после перегородки. Результаты экспериментов отображены в табл. 1, откуда следует, что расположение отверстий в перегородке, согласно разработанной методике, приводит к весьма существенному уменьшению потери давления: аэродинамическое сопротивление перегородки снижается в среднем на 4,65...6,25 % при скорости движения воздуха 6,6 м/с.

Табл. 1.

Перегородка	Число отверстий в рядах	Разность статического давления	Потери давления Δp , Па
Первая	10; 15; 17	$\frac{1032}{984}$	48
	8; 13; 21		
Вторая	16; 24; 28	$\frac{576}{540}$	36
	13; 21; 34		
<i>Примечание – Число колец – три, скорость движения 6,6 м/с</i>			

Таким образом, эксперименты подтверждают перспективность использования соотношения «золотой» пропорции в глушителях шума, т. к. уменьшение аэродинамического сопротивления поперечных перфорированных перегородок обуславливает снижение за-

трат эффективной мощности дизеля на прокачку газов через конструкцию.

Глушители шума. Построение математической модели. 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, уровня шума (звукового давления). На рис. 4 представлена принципиально-конструктивная схема типового глушителя шума.

С целью 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.

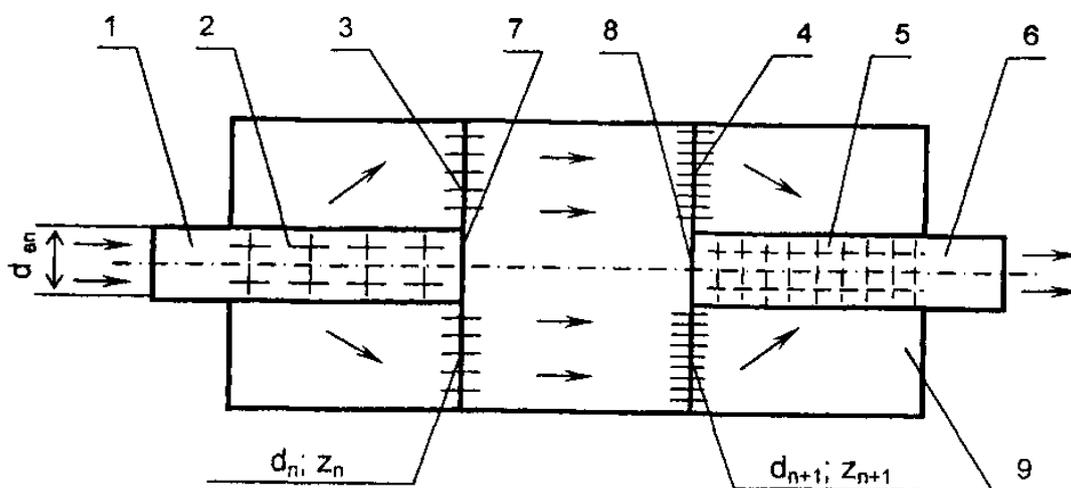


Рис. 4. Принципиально-конструктивная схема глушителя шума (пат. РФ 2056508): 1 – впускной патрубков; 2 – входная центральная труба; 3 – входная поперечная перегородка; 4 – выходная поперечная перегородка; 5 – выходная центральная труба; 6 – выпускной патрубков; 7, 8 – заглушка; 9 – корпус глушителя; $d_{в.п.}$ – диаметр впускного патрубков; d_n – диаметр отверстий перфорации n -го внутреннего элемента; z_n – количество отверстий перфорации в n -м элементе

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

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

где F_1 – площадь поперечного сечения впускного патрубков, m^2 ; F_2 – площадь проходного сечения перфорации входной центральной трубы, m^2 .

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

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

где d_n – диаметр отверстий перфорации n -го внутреннего элемента глушителя, считая от впускного патрубков, м; n – порядковый номер внутреннего элемента, считая от впускного патрубков, м.

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; $(\Phi)^2 = 2,618$.

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

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

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.

Экспериментальная часть. 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 дБА. Результаты измерений (средние величины по трем измерениям) представлены в табл. 2.

Табл. 2.

Режим испытаний	Число оборотов двигателя, об/мин	Температура отработавших газов на выходе, К (°С)	Гидравлическое сопротивление глушителя, Па	Уровень звукового давления, дБА
Без глушителя (труба)	600	608 (335)	96	87
	2000	706 (433)	640	107
Серийный глушитель	600	602 (329)	480	80
	2000	706 (433)	1520	95,5
Новый глушитель	600	596 (323)	320	80
	2000	706 (433)	1120	94,5
<i>Примечание</i> – Уровень звукового давления измерялся согласно ОСТ-23.3.23–88 на расстоянии 0,5 м от выпускного патрубка глушителя шума				

Обработка результатов испытаний осуществлялась по методике, изложен-

ной в [10], при этом для оценки технического уровня и оптимизации кон-

струкции глушителей шума использован следующий комплекс относительных и удельных оценочных параметров:

– относительный объем глушителя

$$V_{\text{отн.}} = V_{\text{зл.}} / iV_h,$$

где $V_{\text{зл.}}$ и V_h – объем глушителя и рабочий объем цилиндра двигателя; i – число цилиндров;

– 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;

– 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_1 и T_2 – 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 соответственно 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 относительного объема характеризует степень использования объема глуши-

теля 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, принадлежащих 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 табл. 3 приведены основные комплексные оценочные параметры испытываемых глушителей шума. Как видно из таблицы, 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 упрощение при этом конструкции;

– производственная технологичность конструкции по размерам и формам поверхности внутренних деталей, сокращение числа технологических операций и их унификация, снижение затрат труда на изготовление и сборку;

– технологическая и конструктивная преемственность, возможность унификации основных деталей глушителей

всего семейства машин типа МоАЗ, создание параметрического ряда глушителей.

Табл. 3

Оценочные параметры	Единица измерения	Глушитель			
		серийный, об/мин		новый, об/мин	
		600	2000	600	2000
$V_{отн.}$	–	2,698		2,698	
$\Delta L_A(V)$	дБА/ед. $V_{отн.}$	2,595	4,262	2,595	4,633
$H_{отн.}$	–	5,0	2,375	3,333	1,75
$\Delta L_A(H)$	дБА/ед. $H_{отн.}$	1,4	4,842	2,1	7,143
$T_{отн.}$	–	1,018	1,0	1,037	1,0
ΔL_A	дБА	7,0	11,5	7,0	12,5
$\Delta L_A(H, V_{зл.})$	дБА/(ед. $H_{отн.}$ · ед. $V_{отн.}$)	0,519	1,795	0,778	2,647
$\Delta L_A(H, V_{зл.})$	дБА/(Па · м ³)	0,365	0,189	0,547	0,279
Масса	кг	19		17	

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.

Заключение

Для совершенствования важнейших параметров рабочих органов глушителей шума предложен метод, основанный на использовании теории предпочтительных чисел. Рассмотрено новое направление в развитии теории чисел, составлена ее классификация, включающая в себя геометрическую теорию

чисел, предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел, содержащая новый основной ряд предпочтительных чисел с применением последовательности Фибоначчи. Получена новая формула для определения знаменателей геометрических прогрессий рядов 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 «золотой» перегородки и новых основных рядов предпочтительных чисел, позволяющее получить конструкцию глушителей шума, обладающую минимально возможным аэродинамическим сопротивлением при максимально возможном снижении уровня шума выпуска отработавших газов ДВС. Теория предпочтительных чисел применима к любым техническим устройствам [7–10].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бухштаб, А. А.** Теория чисел / А. А. Бухштаб. – Москва : Просвещение, 1966. – 384 с.
2. **ГОСТ 8032–84 (СТ СЭВ 3961–83).** Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел: Введ. 01.07.85. – Москва : Изд-во стандартов, 1987. – 19 с.
3. **Воробьев, Н. Н.** Числа Фибоначчи / Н. Н. Воробьев. – Москва : Наука, 1969. – 216 с.
4. **Васютинский, Н. А.** «Золотая» пропорция / Н. А. Васютинский. – Москва : Молодая гвардия, 1990. – 123 с.
5. **Иванус, А. И.** Код да Винчи в бизнесе или гармоничный менеджмент по Фибоначчи / А. И. Иванус. – Москва : Ленанд, 2005. – 104 с.
6. **Фернандо, К.** «Золотое» сечение. Математический язык красоты : пер. с англ. / К. Фернандо. – Москва : Де Агостини, 2013. – 160 с.
7. **Вайтехович, П. Е.** Моделирование и оптимизация технологических процессов и оборудования / П. Е. Вайтехович, В. С. Францкевич. – Минск : БГТУ, 2014. – 268 с.
8. **Груданов, В. Я.** Основы инженерного творчества / В. Я. Груданов. – Минск : БГУ, 2005. – 299 с.
9. **Груданов, В. Я.** «Золотая» пропорция в инженерных задачах / В. Я. Груданов. – Могилев : МГУ им. А. А. Кулешова, 2006. – 288 с.
10. **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.

Статья сдана в редакцию 14 сентября 2017 года

Владимир Яковлевич Груданов, д-р техн. наук, проф., Белорусский государственный аграрный технический университет. Тел.: 8-029-742-36-52.

Людмила Тимофеевна Ткачева, канд. техн. наук, доц., Белорусский государственный аграрный технический университет.

Vladimir Yakovlevich Grudanov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian State Agrarian Technical University. Phone: 8-029-742-36-52.

Ludmila Timofeevna Tkacheva, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian State Agrarian Technical University.