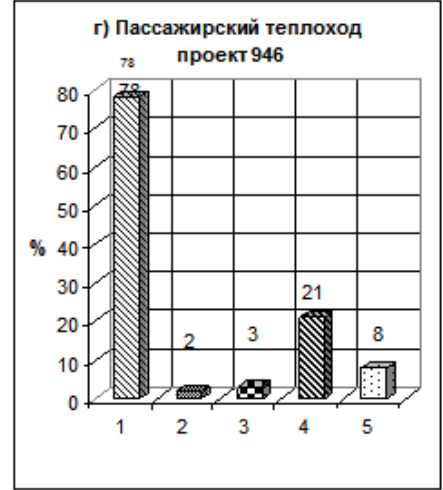
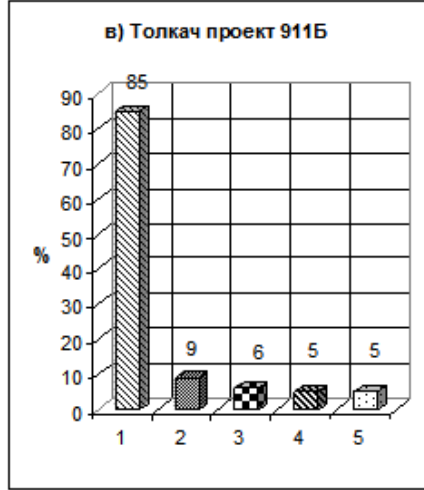
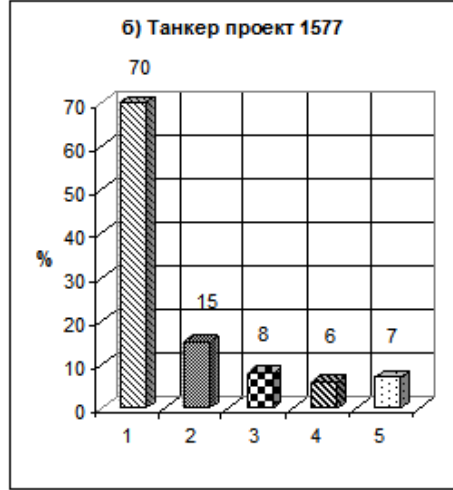
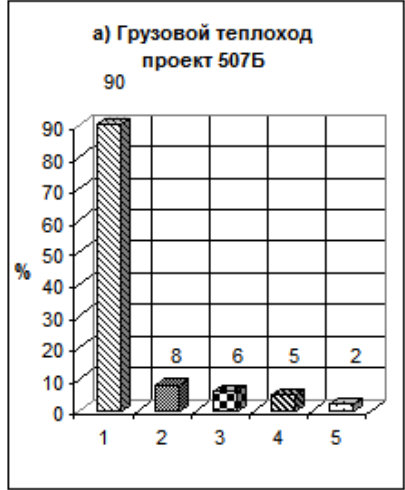


**СИСТЕМА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ВИБРОАКТИВНОСТИ  
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ  
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДОВ  
ТЕОРИИ ПОДОБИЯ И АНАЛИЗА РАЗМЕРНОСТЕЙ**

Докладчик: канд. техн. наук., доц. Афанасьева Ольга Владимировна



## Диаграммы распределения отказов по основным элементам судов



где 1- энергетическая установка; 2-палубные механизмы; 3-электрооборудование; 4-движительно-рулевой комплекс; 5-корпус и надстройка.

## Диаграммы распределения отказов по основным элементам судовых энергетических установок



где 1- главные двигатели; 2-дизель-генераторы; 3-вспомогательные котлы; 4-автоматика; 5-трубопроводы; 6-компрессоры; 7-насосы; 8-валопроводы; 9-утилизационные котлы.

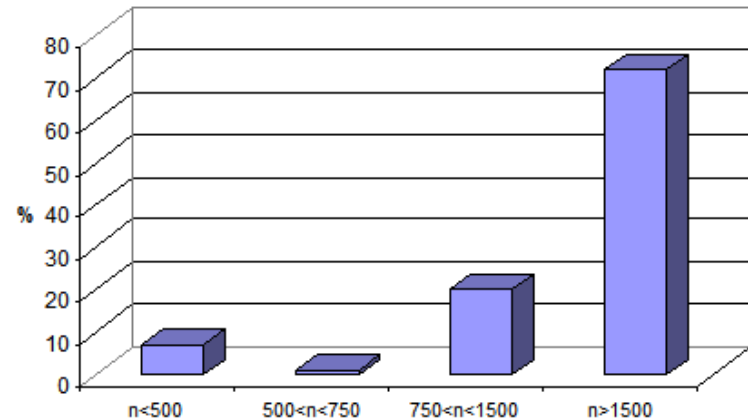


**Диаграмма 1. Состав парка дизелей производства России и стран СНГ.**



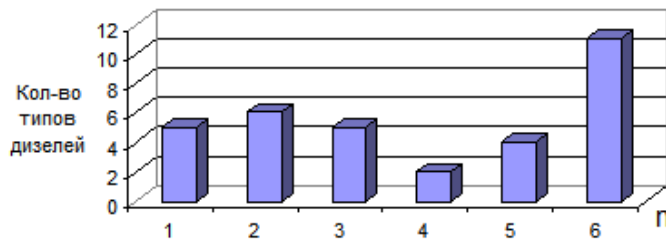
- Обозначения: 1 - дизель 6ЧСП(Н)12/14; 2 - дизель 6,12ЧСП15/18; 3 - дизель 6ЧСП18/22; 4 - дизель 12ЧСПН18/20; 5 - дизель 6ЧР30/38; 6 - дизель 4-6ДР30/50; 7 - дизель 6ЧН31,8/33; 8 - дизель 6ЧСП25/34; 9 - дизель 6ЧРН36/45; 10 - дизель 6ЧСП9,5/11.

**Диаграмма 2. Распределение относительного количества двигателей производства России и стран СНГ в зависимости от их номинальной частоты вращения**



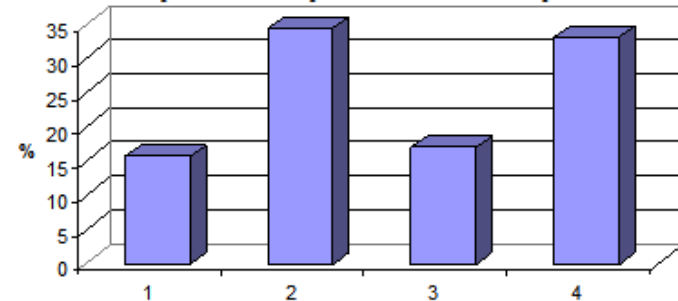
Номинальная частота вращения коленчатого вала (n), мин<sup>-1</sup>.

**Диаграмма 3. Распределение типоразмеров дизелей производства России и стран СНГ в зависимости от их номинальной частоты вращения**



- Обозначения: номинальная частота вращения коленчатого вала (n)  
 1 - диапазон  $n < 375$  мин<sup>-1</sup>; 2 - диапазон  $375 \leq n < 500$  мин<sup>-1</sup>; 3 - диапазон  $500 \leq n < 750$  мин<sup>-1</sup>;  
 4 - диапазон  $750 \leq n < 1000$  мин<sup>-1</sup>; 5 - диапазон  $1000 \leq n < 1500$  мин<sup>-1</sup>; 6 - диапазон  $n \geq 1500$  мин<sup>-1</sup>.

**Диаграмма 4. Распределение относительной установленной мощности среди дизелей производства России и стран СНГ.**



- Обозначения: номинальная частота вращения коленчатого вала (n)  
 1 диапазон:  $n < 500$  мин<sup>-1</sup>; 2 диапазон:  $500 < n < 750$  мин<sup>-1</sup>;  
 3 диапазон:  $750 < n < 1500$  мин<sup>-1</sup>; 4 диапазон:  $n > 1500$  мин<sup>-1</sup>.

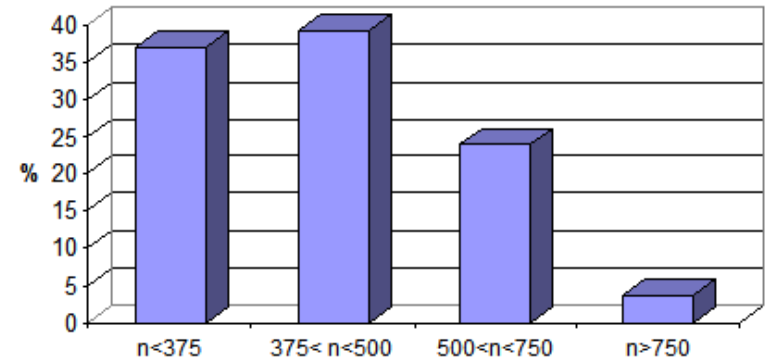


Диаграмма 1. Состав парка импортных двигателей



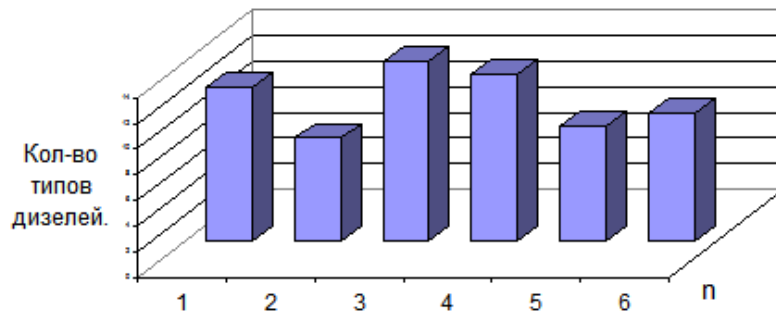
Обозначения: 1- дизель 6,8ЧР(Н)32/48; 5 - дизель 6Ч17,5/24;  
 2 - дизель 6,8ЧР(Н)24/36; 6 - дизель 6Ч27,5/36;  
 3 - дизель 6ЧСП18/26; 7 - дизель 4-6Ч16/22,5.

Диаграмма 2. Распределение относительного количества импортных двигателей в зависимости от их номинальной частоты вращения



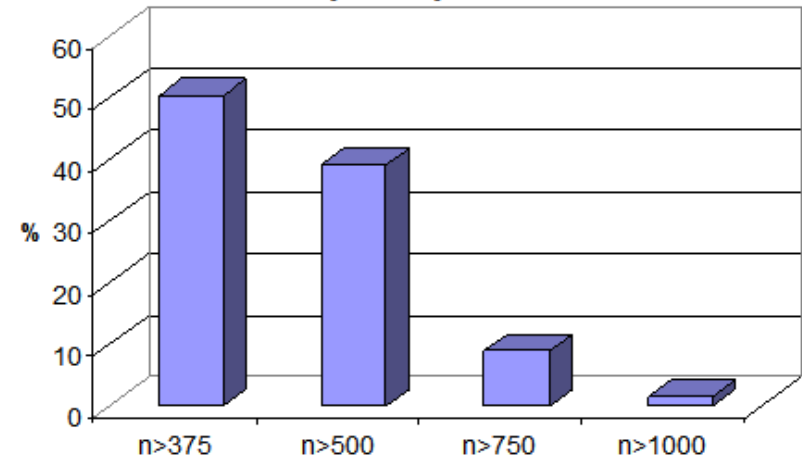
Номинальная частота вращения коленчатого вала (n), мин<sup>-1</sup>.

Диаграмма 3. Распределение типоразмеров импортных дизелей в зависимости от их номинальной частоты вращения



Обозначения: номинальная частота вращения коленчатого вала (n)  
 1 - диапазон  $n < 375 \text{ мин}^{-1}$ ; 2 - диапазон  $375 \leq n < 500 \text{ мин}^{-1}$ ;  
 3 - диапазон  $500 \leq n < 750 \text{ мин}^{-1}$ ; 4 - диапазон  $750 \leq n < 1000 \text{ мин}^{-1}$ ;  
 5 - диапазон  $1000 \leq n < 1500 \text{ мин}^{-1}$ ; 6 - диапазон  $n \geq 1500 \text{ мин}^{-1}$ .

Диаграмма 4. Распределение относительной установленной мощности среди импортных дизелей.



Номинальная частота вращения коленчатого вала (n), мин<sup>-1</sup>.



Цель - повышение надежности судовых дизелей на основе вибродиагностирования их технического состояния по критериям подобия.



Решаемые научно-технические задачи:

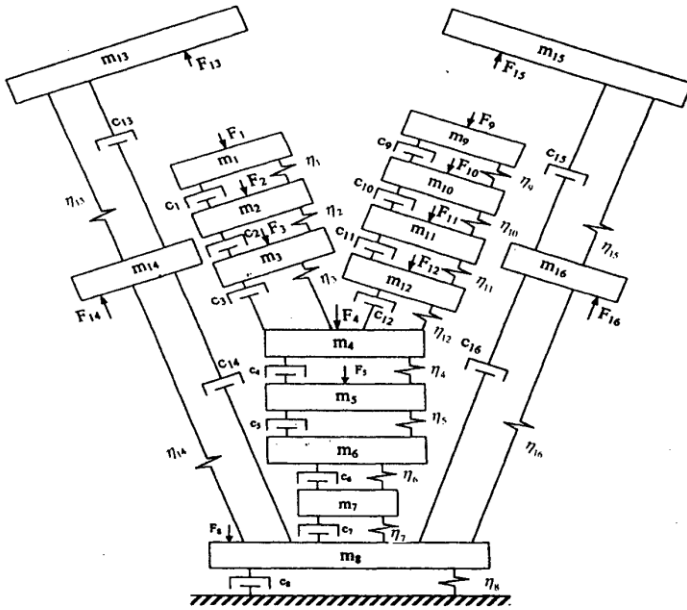
Анализ существующего и перспективного парка судовых дизелей речного флота, методов и средств их вибродиагностирования.

Анализ моделей-интерпретаций дизеля и математических методов, наиболее эффективных при диагностировании технического состояния дизеля по вибрационным характеристикам.

Получение методами теории подобия и анализа размерностей критериев подобия вибрационных процессов и критериального уравнения для оценки виброактивности дизеля, порождаемой газодинамическими и механическими факторами.

Разработка усовершенствованного метода вибродиагностирования судовых дизелей, учитывающего конструктивные и режимные параметры и проведение его экспериментальной проверки.

ПРЕДЛОЖЕННАЯ Л.В. ТУЗОВЫМ.



Параметры  $m_i, \eta_i, c_i$  (при  $i=1...12$ ) являются элементами модели-интерпретации КШМ основного и бокового цилиндров;

$m_{13}, m_{15}$  - массы головок блоков цилиндров;

$m_{14}, m_{16}$  - массы блоков цилиндров;

$m_8$  - масса картера;

$\eta_i$  - коэффициент демпфирования;

$c_i$  - коэффициент жёсткости;

$F_1, F_9, F_{13}, F_{14}, F_{15}, F_{16}$  - силы давления газов.

Математическая модель многомассовой системы:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + \eta_1 \dot{x}_1 + c_1 x_1 - \eta_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c_2 (x_2 - x_1) = \eta_1 \dot{W} + c_1 W, \\ m_2 \ddot{x}_2 + \eta_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_2 (x_2 - x_1) - \eta_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - c_3 (x_3 - x_2) = 0, \\ m_i \ddot{x}_i + \eta_i (\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) + c_i (x_i - x_{i-1}) - \eta_{i+1} (\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) - c_{i+1} (x_{i+1} - x_i) = 0, \\ m_{n-1} \ddot{x}_{n-1} + \eta_{n-1} (\dot{x}_{n-1} - \dot{x}_{n-2}) + c_{n-1} (x_{n-1} - x_{n-2}) - \eta_n (\dot{x}_n - \dot{x}_{n-1}) - c_n (x_n - x_{n-1}) = 0, \\ m_n \ddot{x}_n + \eta_n (\dot{x}_n - \dot{x}_{n-1}) + c_n (x_n - x_{n-1}) = 0, \quad i = 3, 4, \dots, n-2. \end{cases} \quad (1)$$

# КРИТЕРИЙ ПОДОБИЯ ДЛЯ ДИЗЕЛЯ, РАССМАТРИВАЕМОГО КАК МНОГОМАССОВАЯ СИСТЕМА

$$\pi_1 = \frac{m \cdot \omega^2}{c}, \quad \pi_2 = \frac{c \cdot x}{F_0}, \quad \pi_3 = \omega \cdot t, \quad \pi_4 = \frac{\eta}{m \cdot \omega}.$$

Трёхмассовая система:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + \eta_1 \dot{x}_1 + c_1 x_1 - \eta_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c_2 (x_2 - x_1) = F_0 f(\omega t), \\ m_2 \ddot{x}_2 + \eta_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_2 (x_2 - x_1) + \eta_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - c_3 (x_3 - x_2) = 0, \\ m_3 \ddot{x}_3 + \eta_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_3 (x_3 - x_2) = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Рассмотрим комплексы

$$\pi_1 = \frac{c_1}{F_0} x_1, \quad \pi_2 = \frac{c_2}{F_0} x_2, \quad \pi_3 = \frac{c_3}{F_0} x_3, \quad \pi_4 = \omega t.$$

Вычислим следующие производные:

$$\begin{aligned} \frac{d\pi_1}{d\pi_4} &= \frac{d\left(\frac{c_1}{F_0} x_1\right)}{dt} \cdot \frac{dt}{d\pi_4} = \frac{c_1}{F_0} \dot{x}_1 \cdot \frac{1}{\omega} = \frac{c_1 \dot{x}_1}{F_0 \omega}; & \frac{d^2\pi_1}{d\pi_4^2} &= \frac{d\left(\frac{c_1 \dot{x}_1}{F_0 \omega}\right)}{d\pi_4} = \frac{c_1 \ddot{x}_1}{F_0 \omega^2}; \\ \frac{d\pi_2}{d\pi_4} &= \frac{d\left(\frac{c_2}{F_0} x_2\right)}{dt} \cdot \frac{dt}{d\pi_4} = \frac{c_2 \dot{x}_2}{F_0 \omega}; & \frac{d^2\pi_2}{d\pi_4^2} &= \frac{d\left(\frac{c_2 \dot{x}_2}{F_0 \omega}\right)}{d\pi_4} = \frac{c_2 \ddot{x}_2}{F_0 \omega^2}; \\ \frac{d\pi_3}{d\pi_4} &= \frac{d\left(\frac{c_3}{F_0} x_3\right)}{dt} \cdot \frac{dt}{d\pi_4} = \frac{c_3 \dot{x}_3}{F_0 \omega}; & \frac{d^2\pi_3}{d\pi_4^2} &= \frac{d\left(\frac{c_3 \dot{x}_3}{F_0 \omega}\right)}{d\pi_4} = \frac{c_3 \ddot{x}_3}{F_0 \omega^2}. \end{aligned}$$

Система (1) переписывается в следующем виде:

$$\begin{cases} \frac{m_1 \omega^2}{c_1} \pi_1 + \frac{\eta_1 \omega}{c_1} \pi_1 + \pi_1 - \frac{\eta_2 \omega}{c_2} \pi_2 + \frac{\eta_2 \omega}{c_1} \pi_1 - \pi_2 + \frac{c_2}{c_1} \pi_1 = f(\pi_4), \\ \frac{m_2 \omega^2}{c_2} \pi_2 + \frac{\eta_2 \omega}{c_2} \pi_2 - \frac{\eta_2 \omega}{c_1} \pi_1 + \pi_2 - \frac{c_2}{c_1} \pi_1 - \frac{\eta_3 \omega}{c_3} \pi_3 + \frac{\eta_3 \omega}{c_2} \pi_2 - \pi_3 + \frac{c_3}{c_2} \pi_2 = 0, \\ \frac{m_3 \omega^2}{c_3} \pi_3 + \frac{\eta_3 \omega}{c_3} \pi_3 - \frac{\eta_3 \omega}{c_2} \pi_2 + \pi_3 - \frac{c_3}{c_2} \pi_2 = 0. \end{cases}$$

Критерии подобия, полученные методом теории подобия для дизеля,  
рассматриваемого, как многомассовая система

$$\pi_1 = \frac{m \cdot \omega^2}{c}, \quad \pi_2 = \frac{c \cdot x}{F_0}, \quad \pi_3 = \omega \cdot t, \quad \pi_4 = \frac{\eta}{m \cdot \omega}.$$

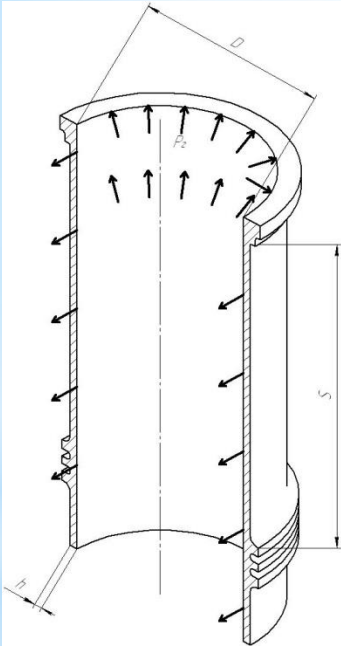




# КРИТЕРИЙ ПОДОБИЯ, УЧИТЫВАЮЩИЙ ВЛИЯНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА НА ВИБРОАКТИВНОСТЬ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

Схема втулки цилиндра

для расчёта её вибраций под воздействием газодинамических сил



Уравнения динамики оболочек:

$$\left. \begin{aligned} D_{czvt} \nabla^2 \nabla^2 S + \nabla_k^2 \varphi + \rho \cdot h \cdot \frac{\partial^2 S}{\partial t^2} - p = 0, \\ \frac{1}{Eh} \nabla^2 \nabla^2 \varphi - \nabla_k^2 S = 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $\nabla^2 \nabla^2$  - бигармонический оператор Лапласа  $\left( \nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right)$ ;  $\nabla_k^2 = \frac{1}{k_2} \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{1}{k_1} \frac{\partial^2}{\partial y^2}$ ;

$k_1, k_2$  - главные радиусы кривизны оболочки;  $p = p(x, y) \sin(\theta \cdot t)$  - внешнее воздействие на оболочку;  $\theta$  - частота вынужденных колебаний, равная частоте возмущающей нагрузки;  $D_{czvt}$  - цилиндрическая жесткость втулки цилиндра;  $S$  - виброперемещение;  $\varphi$  - функция напряжений;  $h$  - толщина втулки;  $\rho$  - плотность материала;  $t$  - время;  $E$  - модуль упругости.

Методика построения критерия методом теории подобия:

Безразмерные комплексы:

$$\pi_1 = \frac{D_{czvt} S}{px^4}, \quad \pi_2 = 2 \frac{D_{czvt} S}{px^2 y^2}, \quad \pi_3 = \frac{D_{czvt} S}{py^4}, \quad \pi_4 = \frac{k_2 \varphi}{py^2}, \quad \pi_5 = \frac{k_1 \varphi}{px^2}, \quad \pi_6 = \frac{\rho \cdot h \cdot S}{p \cdot t^2}.$$

$$\tilde{\pi} = \frac{D_{czvt} S}{x^2 y^2 p}.$$

$$x \rightarrow D_y, \quad y \rightarrow S_n, \quad p \rightarrow p_z$$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{D_{czvt} S}{px^4} + 2 \frac{D_{czvt} S}{px^2 y^2} + \frac{D_{czvt} S}{py^4} + \frac{k_2 \varphi}{py^2} + \frac{k_1 \varphi}{px^2} + \frac{\rho \cdot h \cdot S}{p \cdot t^2} - 1 = 0 \\ \frac{\varphi}{Ehx^4} + 2 \frac{\varphi}{Ehx^2 y^2} + \frac{\varphi}{Ehy^4} - \frac{k_2 S}{y^2} + \frac{k_1 S}{x^2} = 0 \end{aligned} \right. \quad (2)$$

Критерий, позволяющий рассчитывать виброактивность, порождаемую газодинамическими процессами:

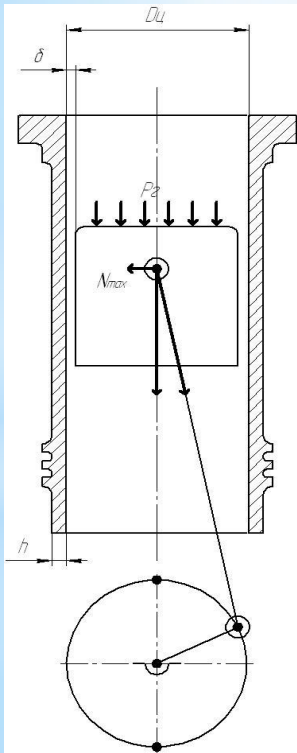
$$\bar{s} = C_1 \frac{S_n \cdot D_y^2 \cdot p_z}{D_{czvt} + k \cdot D_{czb}} \quad (3)$$





ПОРШНЯ НА ВИБРОАКТИВНОСТЬ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

Схема КШМ для расчёта вибраций втулки цилиндра под воздействием механических сил.



$$E_{kn} = f(D_{czvt}, \delta, N_{max}), \quad (1)$$

где  $D_{czvt} = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$  - жесткость;  $\delta$  - величина зазора между тронком поршня и зеркалом втулки цилиндра;  $N_{max}$  - максимальное значение нормальной силы, под воздействием которой поршень совершает боковое движение;  $\mu$  - коэффициент Пуассона;  $E$  - модуль упругости;  $E_{kn}$  - кинетическая энергия вибрирующей втулки.

Получение критерия, характеризующего уровень вибраций втулки цилиндра, вызванных перекадкой поршня, методом теории размерностей

$$\pi = [A_1]^{z_1} \cdot [A_2]^{z_2} \cdot [A_3]^{z_3} \cdot [A_4]^{z_4}, \quad (2)$$

где размерность величины  $[A_i] = [L]^{\alpha_i} [M]^{\beta_i} [T]^{\epsilon_i}$ ,

$[L]$  - размерность длины,  $[T]$  - размерность времени,  $[M]$  - размерность массы.

Матрица размерностей: 
$$A = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 2 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & -2 & -2 \end{pmatrix} \quad (3)$$

Решение системы уравнений

$$z_1 = 0, z_2 = 1, z_3 = 1, z_4 = -1, \quad (4)$$

Критерий подобия, учитывающий влияние перекадки поршня на виброактивность

судового дизеля:

$$\pi^* = C_2 \frac{N_{max} \delta}{D_{czvt} + c \cdot D_{czb}}$$



**Критерии подобия, отражающие вибрационные характеристики двигателя, позволяющие анализировать показатели виброактивности с учетом величины зазоров в кинематических парах, жесткости конструктивных элементов, параметров рабочего процесса, вязкоупругих свойств масел в зазорах, определять степень изношенности деталей**

- Критерий, позволяющий оценить влияние на уровень вибраций втулок и блоков цилиндров, газодинамических процессов при сгорании топлива

$$\pi_1 = C_1 \cdot S_n \cdot D_y^2 \cdot p_z / (D_{czvt} + k \cdot D_{czb}).$$

Данный критерий включает в себя: такие характеристики как жесткость блока ( $D_{czb}$ ) и жесткость втулки ( $D_{czvt}$ ) цилиндров, максимальное давление цикла ( $p_z$ ), ход поршня ( $S_n$ ), диаметр цилиндра ( $D_y$ ),  $k$  – эмпирический коэффициент, зависящий от конструктивных особенностей ДВС и демпфирующих свойств его материалов.

- Критерий подобия, позволяющий оценить влияние на уровень вибраций втулок и блоков цилиндров от перекаладки поршня в тепловом зазоре

$$\pi_2 = C_2 N_{\max} \delta / (D_{czvt} + c \cdot D_{czb}).$$

Данный критерий включает в себя такие характеристики как жесткость блока цилиндров ( $D_{czb}$ ), жесткость втулки ( $D_{czvt}$ ), максимального значения боковой силы ( $N_{\max}$ ) и величину зазора между тронком поршня и зеркалом втулки цилиндра ( $\delta$ ),  $c$  – эмпирический коэффициент, зависящий от конструктивных особенностей ДВС и демпфирующих свойств его материалов.

- Критерий, позволяющий учитывать зависимость виброскорости от плотности материала и проводить замеры виброскорости на поверхности блока цилиндров

$$\pi_3 = C_3 \cdot \rho \cdot h \cdot w \cdot n^2 / p_z,$$

где  $w$  – виброперемещение;  $h$  – толщина втулки;  $\rho$  – плотность материала;  $n$  – частота вращения коленчатого вала.



$$\bar{V} = C \cdot \omega \cdot S_n \cdot \left[ \frac{p_z}{\rho \cdot h \cdot n^2} \right]^r \cdot \left[ \frac{N_{\max} \delta}{D_{czvt} + c \cdot D_{czb}} \right]^t \cdot \left[ \frac{S_n \cdot D_{\text{ц}}^2 \cdot p_z}{D_{czvt} + k \cdot D_{czb}} \right]^m,$$

где  $S_n$  - ход поршня,  $p_z$  - максимальное давление цикла,  $\rho$  - плотность материала,  $h$  - толщина втулки,  $n$  - частота вращения коленчатого вала,  $N_{\max}$  - максимальное значение боковой силы,  $\delta$  - величина зазора между тронком поршня и зеркалом втулки цилиндра,  $D_{czb}$  - жесткость блока,  $D_{czvt}$  - жесткость втулки цилиндров,  $D_{\text{ц}}$  - диаметр цилиндра,  $C, r, t, m, c$  и  $k$  - неизвестные коэффициенты, зависящие от конструктивных особенностей ДВС и демпфирующих свойств его материалов.



## РАСЧЕТНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ВИБРОСКОРОСТИ

Значения уровней вибраций по скорости ( $V_{gr}$ ), вычисленные для дизелей с частотой вращения коленчатого вала от 330 мин<sup>-1</sup> до 500 мин<sup>-1</sup>.

Частота фильтрации сигнала, Гц	Вибрация, дБ	6ЧСПН 36/45	8NVD36	8NVD36A	8NVD48A	8NVD48	8NVD48AI	8NVD48	6ЧСПН 36/45Г
		$N_e=66,2$ кВт, $n=375$ мин <sup>-1</sup>	$N_e=220$ кВт, $n=360$ мин <sup>-1</sup>	$N_e=309$ кВт, $n=375$ мин <sup>-1</sup>	$N_e=493$ кВт, $n=350$ мин <sup>-1</sup>	$N_e=486$ кВт, $n=330$ мин <sup>-1</sup>	$N_e=368$ кВт, $n=350$ мин <sup>-1</sup>	$N_e=746$ кВт, $n=350$ мин <sup>-1</sup>	
63	$V_{tab}$	96	77	88	94	98	89	90	94
	$V_{gr}$	95.9	76.4	88.3	94.7	97	90.4	90.1	94.3
125	$V_{tab}$	91	72	78	87	87	85	84	104
	$V_{gr}$	93.9	74.5	86	92	95	88.6	86	92.5
250	$V_{tab}$	89	71	74	87	83	81	82	101
	$V_{gr}$	91.5	71.6	83.6	90.1	92	86	85.9	90.1
500	$V_{tab}$	96	70	75	92	81	83	88	99
	$V_{gr}$	92.9	72	84.9	91.7	93.9	86	87.6	91.3
1000	$V_{tab}$	92	70	74	89	78	83	84	91
	$V_{gr}$	88.9	69.5	80.9	87.8	90	83.5	83.3	87.6
2000	$V_{tab}$	94	67	74	89	73	75	82	80
	$V_{gr}$	86.8	66.8	78.1	85.2	86	80.9	80.8	84.8
4000	$V_{tab}$	75	54	62	60	60	60	58	66
	$V_{gr}$	68.6	49	60.7	66	69.5	62.9	62.9	66
8000	$V_{tab}$	61	53	56	60	60	57	56	64
	$V_{gr}$	64.1	44.9	56.7	62.9	65.7	59.1	58.9	62.9

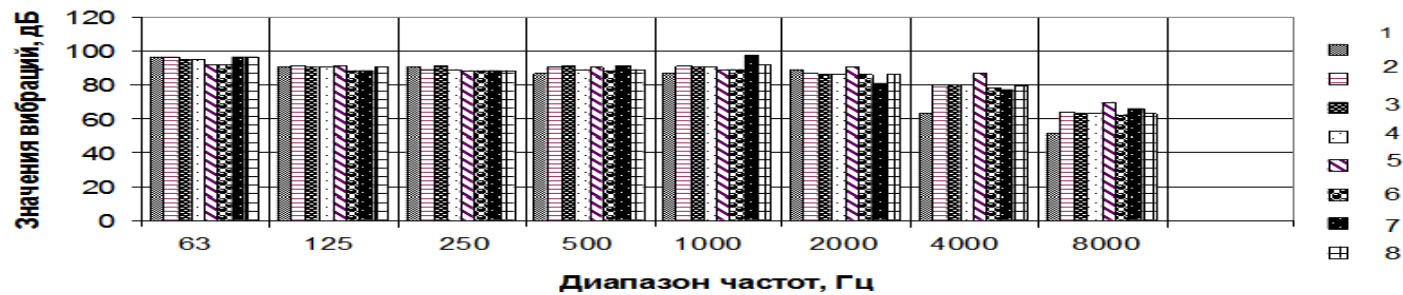
Значения уровней вибраций по скорости ( $V_{gr}$ ), вычисленные для дизелей с частотой вращения коленчатого вала от 750 мин<sup>-1</sup> до 1500 мин<sup>-1</sup>.

Частота фильтрации сигнала, Гц	Вибрация, дБ	6ЧСПН 15/18	6ЧСПН 18/22	6ЧСПН 18/22	6NVD 26	6L160FNS
		$N_e=110,4$ кВт, $n=1000$ мин <sup>-1</sup>	$N_e=163,6$ кВт, $n=750$ мин <sup>-1</sup>	$N_e=110$ кВт, $n=750$ мин <sup>-1</sup>	$N_e=132,4$ кВт, $n=750$ мин <sup>-1</sup>	$N_e=140$ кВт, $n=750$ мин <sup>-1</sup>
63	$V_{tab}$	105	98	97	86	98
	$V_{gr}$	105.6	97.2	97.8	85.8	97.9
125	$V_{tab}$	104	95	93	80	90
	$V_{gr}$	101.6	93.3	93.6	81.6	93.8
250	$V_{tab}$	101	94	92	79	85
	$V_{gr}$	100	92	91.8	79.7	91.6
500	$V_{tab}$	102	101	101	79	86
	$V_{gr}$	104.1	95.9	96.7	84.6	96.8
1000	$V_{tab}$	102	98	95	82	92
	$V_{gr}$	102.8	95.6	94.9	82.9	95.2
2000	$V_{tab}$	98	91	86	80	88
	$V_{gr}$	97.6	89.2	89.8	78.1	89.9
4000	$V_{tab}$	90	80	75	60	61
	$V_{gr}$	66	76	76.8	64.7	76.9
8000	$V_{tab}$	72	70	64	50	58
	$V_{gr}$	72	66	64.8	52	64.9

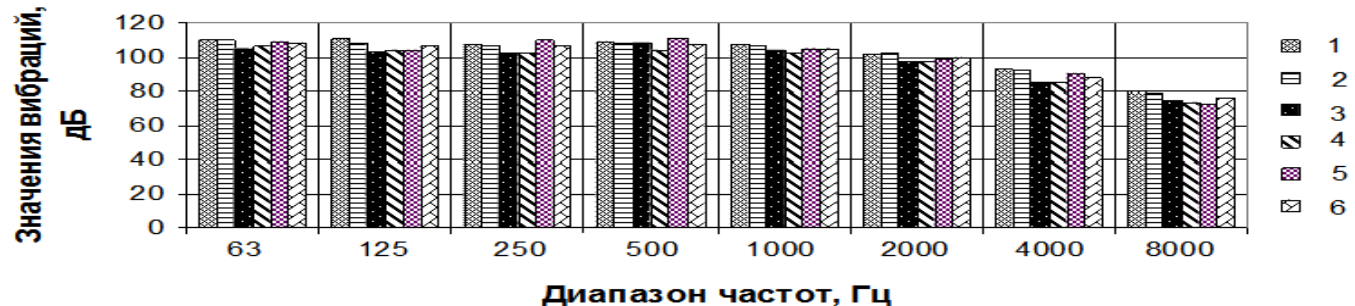




## ДИАГРАММЫ РАСЧЕТНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ВИБРОСКОРОСТИ

Диаграмма 1. Значения уровней вибраций для дизелей с частотой вращения коленчатого вала от 500 мин<sup>-1</sup> до 600 мин<sup>-1</sup>

где столбцы 1 и 2 – данные расчётов и экспериментов по определению виброскорости для дизеля 6L275Rr ( $N_e=276$  кВт,  $n=500$  мин<sup>-1</sup>);  
столбцы 3 и 4 – данные расчётов и экспериментов по определению виброскорости для дизеля 6L275PN ( $N_e=515$  кВт,  $n=600$  мин<sup>-1</sup>);  
столбцы 5 и 6 – данные расчётов и экспериментов по определению виброскорости для дизеля 6ЧНСП 25/34 ( $N_e=331,2$  кВт,  $n=500$  мин<sup>-1</sup>);  
столбцы 7 и 8 – данные расчётов и экспериментов по определению виброскорости для дизеля 6ЧНП 25/34 ( $N_e=220$  кВт,  $n=500$  мин<sup>-1</sup>).

Диаграмма 2. Значения уровней вибраций для дизелей с частотой вращения коленчатого вала 1500 мин<sup>-1</sup>

где столбцы 1 и 2 – данные расчётов и экспериментов по определению виброскорости для дизеля 12ЧСП15/18 ( $N_e=220,8$  кВт,  $n=1500$  мин<sup>-1</sup>);  
столбцы 3 и 4 – данные расчётов и экспериментов по определению виброскорости для дизеля 6ЧСП 15/18 ( $N_e=173,6$  кВт,  $n=1500$  мин<sup>-1</sup>);  
столбцы 5 и 6 – данные расчётов и экспериментов по определению виброскорости для дизеля 6ЧСП15/18 ( $N_e=110,4$  кВт,  $n=1500$  мин<sup>-1</sup>).



**СПАСИБО  
ЗА  
ВНИМАНИЕ!**