

УДК 53.99.02

## МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ И НАСТРОЙКИ НА РАБОЧУЮ ЧАСТОТУ ГИДРООПОРЫ ПО ТИПУ: «ГИДРООПОРА С ОБЕЧАЙКОЙ»

© Олег Олегович Мугин

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки *Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, Москва, Россия*

[olegmugin@rambler.ru](mailto:olegmugin@rambler.ru)

Аннотация: В работе рассматривается задача разработки методики расчета для нового поколения гидравлических виброопор силовых агрегатов машин. В настоящее время проблеме борьбы с вибрацией и шумом машин, придается все большее значение, повышаются требования к снижению в том числе виброударной активности машин.

### 1 Выбор параметров гидроопоры по заданной характеристике динамической жесткости.

Для определения параметров гидроопоры необходимо знать характеристики статической нагрузки и динамические характеристики источника возбуждения. Как правило, массовые характеристики объекта (силового агрегата) обозначена в его паспорте, а собственную частоту вертикальных колебаний силового агрегата задают в пределах  $f_{cob} = 8 - 10$  Гц.

Из известных параметров мы можем определить необходимую динамическую жесткость при малых частотах возбуждения (ниже  $f_{cob}$ ):

$$c = 4\pi^2 \cdot m_o \cdot f_{cob}^2 \quad (1)$$

где  $m_o$  – собственная масса объекта приходящаяся на одну гидроопору в месте установки.

Принимаем, что частота возбуждения колебаний постоянна и равна  $f_0 > f_{cob}$ . ( $\omega_0 = 2\pi f_0$  – круговая частота). В процессе работы силового агрегата частота  $f$  меняется, мы выбираем  $f$ , как частоту настройки гидроопоры исходя из следующих соображений.

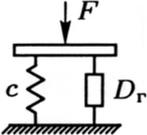
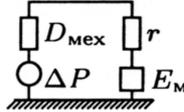
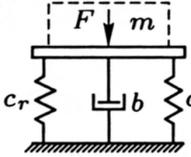
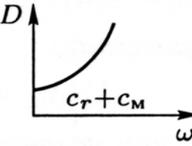
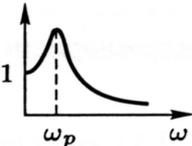
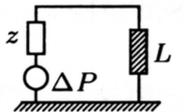
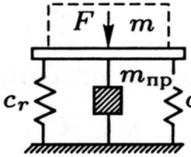
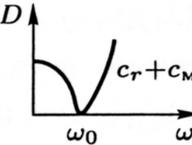
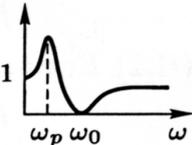
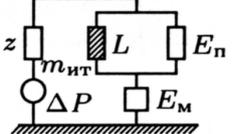
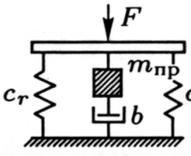
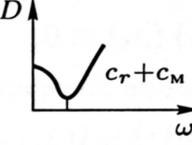
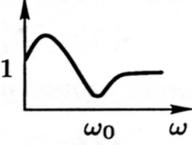
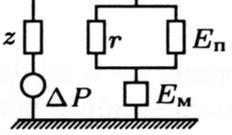
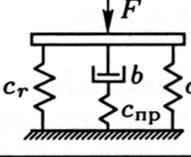
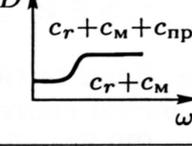
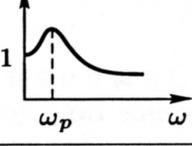
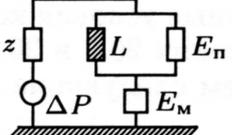
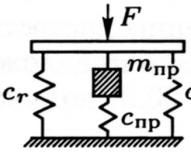
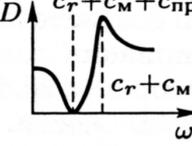
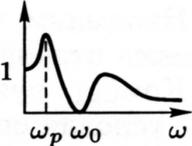
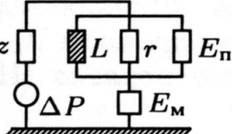
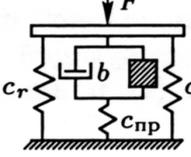
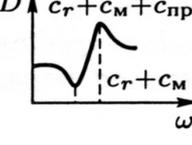
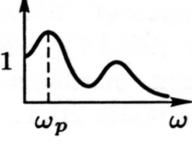
- 1) частота  $f$  является статистически наиболее часто повторяющейся частотой в процессе работы.
- 2) частота  $f$  является наиболее виброактивной частотой, например, вследствие резонанса корпуса силового агрегата.

При расчетах мы будем ориентироваться на 2 и 3 варианты таблицы 1.

Расчет состоит из двух этапов:

- 1) Частотная настройка гидроопоры.
- 2) Оптимизация демпфирования.

Таблица 1.

Механическая система	Гидравлическая система	Объединение	$ T (j\omega)$	$\mu =  T(j\omega) \times T(-j\omega) $
				
				
				
				
				
				

2. Определение геометрии упругих элементов.

Разобьем жесткость  $c$  на две составляющих.  $c = c_r + c_M$ , где  $c_r = 0,95c$  – жесткость обечайки,  $c_M = 0,05c$ .

Преобразуя формулу  $p_1 - p_2 = L\dot{Q}_1$ , запишем:

$$c_r = \frac{P}{\Delta H} = \frac{T \cdot \sigma_s \cdot \text{tg}\alpha \cdot d^2}{k \cdot \bar{l}}, \tag{2.1}$$

Из этой формулы получим:

$$\frac{\sigma_s \cdot d^2}{\bar{l}} = c_r \cdot \frac{k}{T \cdot \text{tg}\alpha}, \tag{2.2}$$

В правой части имеем заданные величины, причем  $\alpha = 33^\circ$ .

Параметры левой части подбираем по правой части исходя из (2.2.)

В результате определена геометрия обечайки.

Определим диаметр  $D$  по формуле:

$$D \approx d + 2\bar{l} \cdot \cos \alpha - \sigma_s \cdot \sin \alpha$$

Площадь поршневого действия определим по формуле:

$$A = 0.55 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}. \quad (2.3.)$$

### 3. Выбор геометрических характеристик инерционного и дроссельного каналов.

Подойдем к задаче выбора геометрий трубок следующим образом: Определим требуемую геометрию инерционного канала, исходя из того, что относительное демпфирование в характеристике динамической жесткости должно быть малым. Мы стремимся к нулевому демпфированию, что бы иметь идеальную инерционную трубку, но реально мы хотим обеспечить относительное демпфирование  $< 0,1$ . Фактически мы рассмотрим динамическую жесткость гидропоры, с учетом демпфирования.

$$D(j\omega) = L \cdot A^2(j\omega)^2 + r \cdot A^2(j\omega) + c$$

тогда  $L^* = \frac{c}{\omega_0^2 A^2}$ , определяется из уже определенных параметров.

$$r^* = \frac{2c\zeta}{\omega_0 A^2}; \text{ где } \zeta = 0,05 \dots 0,1 - \text{ относительное демпфирование}$$

Из эмпирических формул

$$\ln r = \ln a + \alpha_1 \ln\left(\frac{d}{d_1}\right) + \alpha_2 \ln\left(\frac{l}{l_1}\right) + \alpha_3 \ln\left(\frac{v}{v_1}\right)$$

$$\ln L = \ln b + \beta_1 \ln\left(\frac{d}{d_1}\right) + \beta_2 \ln\left(\frac{l}{l_1}\right) + \beta_3 \ln\left(\frac{v}{v_1}\right)$$

получим систему из двух уравнений и определим логарифмы искомых диаметра и длины инерционного канала:

$$\lg\left(\frac{d_{mp}}{d_{mp1}}\right) = \frac{\beta_2 \left( \lg r^* - \lg A_1 - \alpha_3 \lg\left(\frac{v_{mp}}{v_{mp1}}\right) \right) - \alpha_2 \left( \lg L^* - \lg B_1 - \beta_3 \lg\left(\frac{v_{mp}}{v_{mp1}}\right) \right)}{\alpha_1 \beta_2 - \alpha_2 \beta_1} \quad (3.1)$$

$$\lg\left(\frac{l_{mp}}{l_{mp1}}\right) = \frac{\alpha_1 \left( \lg L^* - \lg B_1 - \beta_3 \lg\left(\frac{v_{mp}}{v_{mp1}}\right) \right) - \beta_2 \left( \lg r^* - \lg A_1 - \alpha_3 \lg\left(\frac{v_{mp}}{v_{mp1}}\right) \right)}{\alpha_1 \beta_2 - \alpha_2 \beta_1} \quad (3.2)$$

По полученным экспериментальным данным рассчитываем диаметр и длину инерционного канала для заданной частоты настройки равной

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$$

На (рис. 2) приведена номограмма полученная по формулам (3.1. и 3.2.) для определения диаметра и длины для двух значений вязкости.

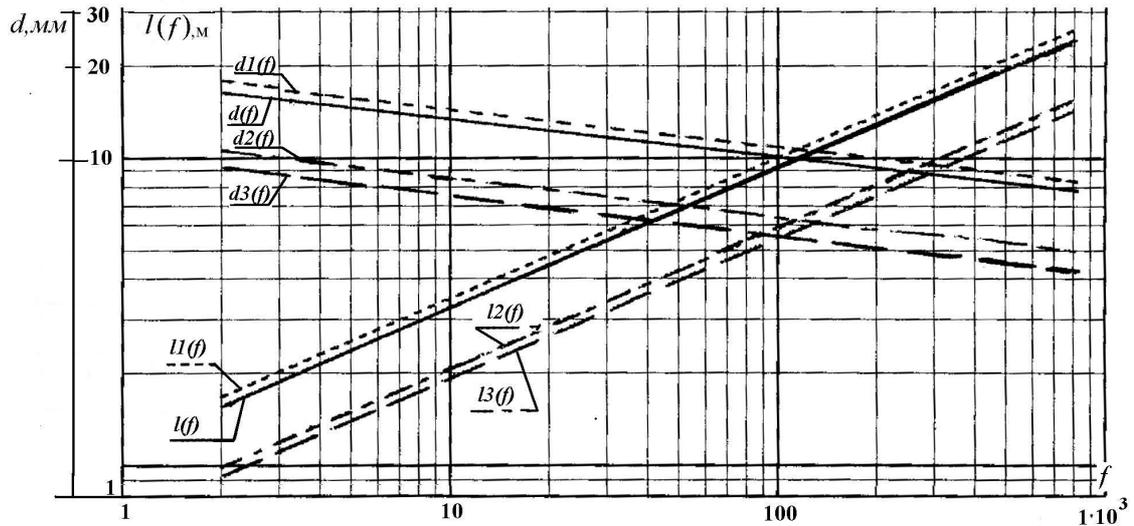


Рис. 2.

Характеристики динамической жесткости гидропоры созданной по методике приведенной в работе приведен на рис. 3.

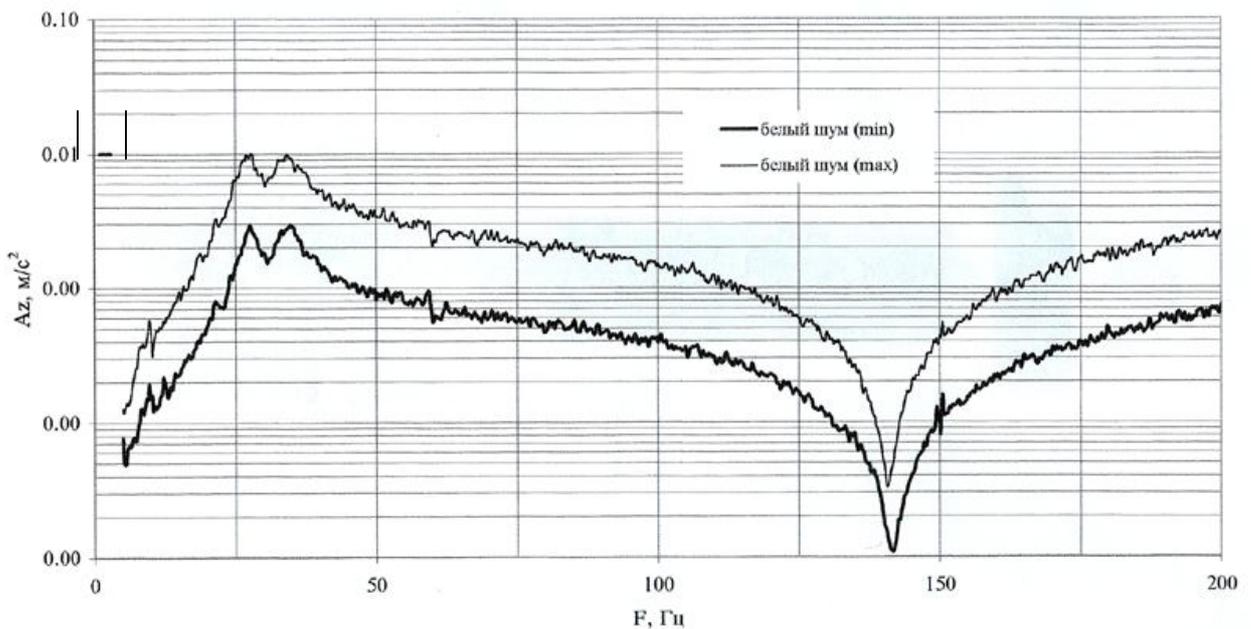


Рис. 3.

#### Выводы:

1. Описанная методика позволяет спроектировать и создать гидропоры с заданными характеристиками без изготовления опытных образцов.
2. Благодаря данной методике упрощается и удешевляется создание гидропор с заданными характеристиками.
3. Методика описанная в отчете справедлива для всех типов гидропор с элементом «обечайка», для других типов необходим дополнительный расчет.

### Литература

1. Гордеев Б.А., Ерофеев В.И., Синев А.В., Мугин О.О. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред.- М.: Наука, 2004.173 с.
2. Лебеденко И.Б., Мугин О.О., Синев А.В. Определение оптимального демпфирования пневматических и гидравлических систем виброизоляции с внутренним гашением при введении инерционного элемента.// Проблемы машиностроения и надежности машин. 2002, №1, с.25-29
3. Синев А.В., Лебеденко И.Б., Мугин О.О., и др. Виброизолятор Патент на изобретение РФ № 2279002. МПК F16 F 5/00, 9/00, 13/00. Заявлено 25.05.2004. Опубликовано 27.06.2006. Бюл №18
4. Мугин О.О. Теоретическое и экспериментальное исследование и разработка гидроопор силовых агрегатов машин.// Автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук. Москва. ИМАШ РАН . 2008г.
5. Синев А.В., Мугин О.О., Мугин О.Г. Обзор планетарно-цевочных редукторов и их место в современной механике// Труды XXII Инновационно-ориентированной конференции молодых ученых и студентов «Будущее машиностроения России» (МИКМУС-2010)., Москва. 2010 г, Издательство ИМАШ РАН с.185

*Поступила: 17.01.12.*