

**ИССЛЕДОВАНИЕ КОМПЕНСИРУЮЩИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ  
ВИБРОКОМПЕНСАТОРА ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ  
УСТАНОВОК ЭЛЕКТРОЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ****RESEARCH ON COMPENSATION OF TRANSVERSE VIBRATION  
VIBRACOMPENSATOR OF ELECTRICAL SUBMERSIBLE PUMP UNIT**

Вибрация у УЭЦН является одним из основных параметров характеризующих её техническое состояние. По величине вибрации можно судить о работоспособности и оставшемся ресурсе установки. В данной статье авторами предложена конструкция устройства компенсирующего поперечные вибрационные колебания и теоретически показана эффективность его применения.

Vibration in electrical submersible pump unit is one of the main parameters characterizing its technical condition. Vibration value shows functionality and remaining unit resource. In this article authors offer the construction of the device compensating transverse vibration and show usage efficiency on theoretical basis.

**Р.Р. Яхин, Ф.Г. Халимов,  
С.Г. Зубаиров, А.А. Умрихин,  
И.А. Салихов**

**ГОУ ВПО Уфимский  
государственный нефтяной  
технический университет**

**R.R. Yahin, F.G. Halimov,  
S.G. Zubairov, A.A. Umrihin,  
I.A. Salihov**

**Ufa State Petroleum Technological  
University**

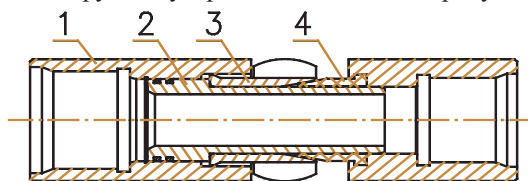
*Ключевые слова: усталостное разрушение, вибрационное колебания, ресурс установки, математическое моделирование, амплитудные отклонения.*

*Key words: endurance failure, vibration, unit resource, mathematical simulation, amplitude deviation.*

В настоящее время способ эксплуатации нефтяных скважин при помощи установок погружных электроцентробежных насосов (УЭЦН) является в РФ одним из основных способов механизированной добычи нефти. Отсюда ясно, насколько экономически целесообразно поддержание достаточного уровня наработок УЭЦН и высоких МРП скважин с УЭЦН, что может быть достигнуто уменьшением числа аварий погружных агрегатов, вызванных повышенной вибрацией. Усталостное разрушение соединительных элементов модулей УЭЦН из-за вибрационных колебаний, сопровождающихся жесткими ударами погружного агрегата об эксплуатационную колонну, приводит к падению (полету) погружного агрегата или отдельных его модулей на забой скважины.

В данной работе амплитуду вибрационных колебаний предлагается уменьшить с помощью применения для соединений модулей УЭЦН демпфирующего виброизолирующего устройства [1].

Конструкция устройства показана на рисунке 1.



**Рисунок 1.** Демпфирующее виброизолирующее устройство

Устройство состоит из корпуса 1, дифференциального полого поршня 2, рычагов 3, подложки эластичной 4.

Принцип работы указанной конструкции заключается в следующем. При спуске погружного агрегата с виброизолирующим устройством в скважину, дифференциальный поршень 2 находится в нижнем положении, а шпильки рычагов 3, соответственно, в утопленном, обеспечивая беспрепятственное перемещение. После запуска УЭЦН в работу за счет возрастающего давления в насосно-компрессорных трубах и разности площадей ступеней дифференциальный поршень 2 перемещается вверх. Вместе с поршнем перемещаются и рычаги 3, которые надвигаются внутренней конической расточкой на наружную коническую поверхность неподвижной эластичной подложки 4. Из-за этого шпильки рычагов, расположенные в продольных окнах корпуса, выдвигаются до упора в обсадную трубу и фиксируют погружной агрегат в радиальных направлениях. Из-за демпфирования эластичной подложки происходит уменьшение амплитуды колебаний УЭЦН, а также радиальных нагрузок, действующих со стороны модулей погружного агрегата на обсадную трубу.

Для исследования поведения насосного погружного агрегата с применением предложенного устройства создана математическая модель на основе классической теории колебаний [2].

Для упрощения решения задачи представим установку электроцентробежного насоса УЭЦН5-40-950 состоящей из погружного насоса, гидрозащиты, электродвигателя (таблица 1) [3] в виде несомого тонкого однородного стержня, воспринимающего все характерные для погружного насоса силы.

Таблица 1

	Масса, кг	Длина, м	Диаметр, (не более) м
Насос	210	6,175	0,114
Электродвигатель	210	4,210	
Гидрозащита	45	1,560	

При выводе уравнения поперечных колебаний стержня предполагается, что в недеформированном состоянии упругая ось стержня прямолинейна и совпадает с линией центров тяжести поперечных сечений стержня. Эта ось принимается за координатную ось  $X$ , от которой отсчитывается отклонение элементов стержня при поперечных колебаниях.

В этом случае отклонения точек оси стержня при поперечных колебаниях определяются одной функцией двух переменных — координаты  $x$  и времени  $t$ :

$$y=y(x,t) \quad (1)$$

На стержень действует распределенная поперечная нагрузка, интенсивность которой  $f(x, t)$ , продольная сила, направленная по оси стержня с интенсивностью  $P(x,t)$ . Нагрузки зависят от положения элементов стержня и времени.

Уравнение поперечных колебаний стержня

$$\mu(x) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left( EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) - \frac{\partial}{\partial x} \left( P \frac{\partial y}{\partial x} \right) - f(x,t) + \frac{\partial^2}{\partial x \partial t} \left( I_0 \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} \right) = 0. \quad (2)$$

Это линейное уравнение четвертого порядка, составленное при самых общих предположениях относительно действующих на стержень сил, жесткости и распределения массы.

В стержнях, длины которых значительно превосходят поперечные размеры, пренебрегаем инерцией вращения и не учитываем в левой части уравнения (2) последний член.

Уравнение (2) принимает вид

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{EI}{\mu} B^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0. \quad (3)$$

Простейшим периодическим решением уравнения свободных колебаний стержня (3) является главное колебание, в котором  $y(x,t)$  изменяется с течением времени по гармоническому закону

$$y(x,t) = \varphi(x) \sin(pt + \alpha) \quad (4)$$

Функция  $\varphi(x)$ , устанавливающая закон распределения максимальных (амплитудных) отклонений точек оси стержня от равновесного расположения — форма главного колебания или собственная форма. Собственных форм колебаний прямого стержня множество. Каждой собственной форме соответствует определенное значение частоты  $p$  — собственная частота. Отбор частот и соответствующих им форм осуществляем с помощью уравнения собственных форм и краевых условий.

Уравнение собственных форм. Подставляем (4) в (3). После сокращения на  $\sin(pt + \alpha)$  получим

$$EI \varphi^{IV}(x) - p^2 \mu \varphi(x) = 0 \quad (5)$$

или

$$\varphi^{IV}(x) - k^4 \varphi(x) = 0, \quad k^4 = \frac{\mu p^2}{EI}. \quad (6)$$

где

Уравнение (5) имеет четыре независимых частных решения:

$$\cos kx, \sin kx, \operatorname{ch} kx, \operatorname{sh} kx,$$

общий интеграл, которого

$$\varphi(x) = C_1 \cos kx + C_2 \sin kx + C_3 \operatorname{ch} kx + C_4 \operatorname{sh} kx. \quad (7)$$

Он содержит четыре произвольные постоянные  $C_1, C_2, C_3, C_4$ , которые подбираем так, чтобы для функции  $\varphi(x)$  выполнялись краевые условия, т.е. условия закрепления концов стержня.

Рассматривается металлический стержень с отношением размеров  $l:d > 100 : 1$ .

Решение поставленной задачи проводилось численными методами в среде Scilab.

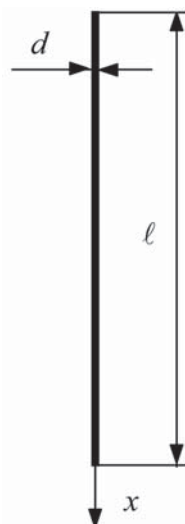


Рисунок 2. Схема колебания стержня со свободными концами.

На первом этапе рассматривается колебание стержня со свободными концами  $x=0$  и  $x=l$ .

Краевые условия:

$$\left. \begin{aligned} \varphi''(0) = 0 \\ \varphi'''(0) = 0 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$$\left. \begin{aligned} \varphi'(l) = 0 \\ \varphi''(l) = 0 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Произвольные постоянные  $C_1, C_2, C_3, C_4$  общего интеграла (7) подбираем так, чтобы для функции  $\varphi(x)$  выполнялись краевые условия (8, 9). Из этих условий получим четыре однородных уравнения, из которых найдутся отношения постоянных  $C_1, C_2, C_3, C_4$  и уравнение для определения собственных частот системы.

Найденные выражения подставляем в краевые условия. Получим:

$$\left\{ \begin{aligned} \varphi(0)'' = -C_1 k^2 \cos kx - C_2 k^2 \sin kx + C_3 k^2 \operatorname{ch} kx + C_4 k^2 \operatorname{sh} kx = 0 \\ \varphi(l)'' = -C_1 k^2 \cos kx - C_2 k^2 \sin kx + C_3 k^2 \operatorname{ch} kx + C_4 k^2 \operatorname{sh} kx = 0 \\ \varphi(0)''' = C_1 k^3 \sin kx - C_2 k^3 \cos kx + C_3 k^3 \operatorname{sh} kx + C_4 k^3 \operatorname{ch} kx = 0 \\ \varphi(l)''' = C_1 k^3 \sin kx - C_2 k^3 \cos kx + C_3 k^3 \operatorname{sh} kx + C_4 k^3 \operatorname{ch} kx = 0. \end{aligned} \right. \quad (10)$$

Или

$$\begin{cases} -C_1 + C_3 = 0 \\ -C_1 \cos k\ell - C_2 \sin k\ell + C_3 \operatorname{ch} k\ell + C_4 \operatorname{sh} k\ell = 0 \\ C_1 \sin k\ell - C_2 \cos k\ell + C_3 \operatorname{sh} k\ell + C_4 \operatorname{ch} k\ell = 0 \\ -C_2 + C_4 = 0. \end{cases} \quad (11)$$

Находим решение:

$$\begin{aligned} & (\operatorname{ch} k\ell - \cos k\ell)^2 - \\ & - (\operatorname{sh} k\ell - \sin k\ell)(\operatorname{sh} k\ell + \sin k\ell) = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

или

$$\operatorname{ch} k\ell \cos k\ell - 1 = 0. \quad (13)$$

В результате вычислений находим значения  $k_i$  и соответствующие значения собственных частот

$$p_i = k_i^2 \sqrt{\frac{EI}{\mu}} \quad (14)$$

Результаты расчетов представлены в таблице 2.

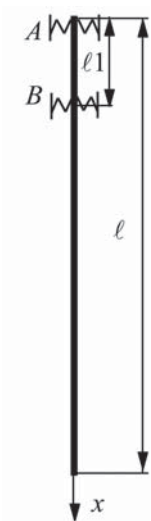


Рисунок 2. Схема колебаний стержня с упруго закрепленными точками

На следующем этапе рассматривается колебание стержня с упруго закрепленными точками  $x=0$  и  $x=l_1$ , конец  $x=l$  свободен. Обозначим через  $C_{\text{опор}}$  — жесткость опоры (Н/м). Система из двух пружин моделирует демпфирующее виброизолирующее устройство.

Рассматриваем два участка: 1 — от пружины A до пружины B; 2 — от пружины B до нижнего конца. Рассматриваем в двух системах координат: начало первой системы совпадает с верхним концом стержня; начало второй — совпадает с точкой приложения пружины B; ось  $x$  направлена вдоль оси стержня, ось  $y$  — перпендикулярно оси стержня.

Ищем решение на каждом участке: на первом участке —

$$\varphi_1(x) = C_{11} \cos kx + C_{12} \sin kx + C_{13} \operatorname{ch} kx + C_{14} \operatorname{sh} kx; \quad (15)$$

на втором —

$$\varphi_2(x) = C_{21} \cos kx + C_{22} \sin kx + C_{23} \operatorname{ch} kx + C_{24} \operatorname{sh} kx. \quad (16)$$

Краевые условия:

верхний конец (пружина A) —

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1''(0) &= 0 \\ EI\varphi_1'''(0) + C_{\text{опор}}\varphi_1(0) &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (17)$$

пружина B —

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1''(l_1) &= \varphi_2''(0) \\ EI(\varphi_2'''(l_1) - \varphi_1'''(0)) + C_{\text{опор}}\varphi_1(l_1) &= 0 \\ \varphi_1(l_1) &= \varphi_2(0) \\ \varphi_1'(l_1) &= \varphi_2'(0) \end{aligned} \right\}, \quad (18)$$

нижний конец —

$$\left. \begin{aligned} \varphi_2''(l_2) &= 0 \\ \varphi_2'''(l_2) &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (19)$$

Имеем восемь произвольных постоянных  $C_{11}, C_{12}, C_{13}, C_{14}, C_{21}, C_{22}, C_{23}, C_{24}$ , которые подбираем так, чтобы для функций  $\varphi_1(x)$  и  $\varphi_2(x)$  выполнялись краевые условия (18–20).

Подставляем в краевые условия

$$\begin{aligned} -C_{11} + C_{13} &= 0, \\ EIk^3[-C_{12} + C_{14}] + C_{\text{опор}}[C_{11} + C_{13}] &= 0, \\ -C_{11} \cos k\ell_1 - C_{12} \sin k\ell_1 + C_{13} \operatorname{ch} k\ell_1 + \\ & + C_{14} \operatorname{sh} k\ell_1 = -C_{21} + C_{23}, \\ EIk^3[-C_{22} + C_{24}] - \\ -EIk^3[C_{11} \sin k\ell_1 - C_{12} \cos k\ell_1 + C_{13} \operatorname{sh} k\ell_1 + C_{14} \operatorname{ch} k\ell_1] + \\ & + C_{\text{опор}}[C_{11} \cos k\ell_1 + C_{12} \sin k\ell_1 + C_{13} \operatorname{ch} k\ell_1 + C_{14} \operatorname{sh} k\ell_1] = 0, \\ C_{11} \cos k\ell_1 + C_{12} \sin k\ell_1 + C_{13} \operatorname{ch} k\ell_1 + \\ & + C_{14} \operatorname{sh} k\ell_1 = C_{21} + C_{23}, \\ -C_{11} \sin k\ell_1 + C_{12} \cos k\ell_1 + C_{13} \operatorname{sh} k\ell_1 + \\ & + C_{14} \operatorname{ch} k\ell_1 = C_{22} + C_{24}, \\ -C_{21} \cos k\ell_2 - C_{22} \sin k\ell_2 + \\ & + C_{23} \operatorname{ch} k\ell_2 + C_{24} \operatorname{sh} k\ell_2 = 0, \\ C_{21} \sin k\ell_2 - C_{22} \cos k\ell_2 + C_{23} \operatorname{sh} k\ell_2 + \\ & + C_{24} \operatorname{ch} k\ell_2 = 0 \end{aligned}$$

После упрощения получили систему уравнений

$$\left\{ \begin{aligned} -C_{11} + C_{13} &= 0 \\ C_{\text{опор}} C_{11} - EIk^3 C_{12} + C_{\text{опор}} C_{13} + EIk^3 C_{14} &= 0 \\ -C_{11} \cos k\ell + C_{12} \sin k\ell + C_{13} \operatorname{ch} k\ell + \\ &+ C_{14} \operatorname{sh} k\ell + C_{21} - C_{23} = 0 \\ -EIk^3 C_{22} + EIk^3 C_{24} + \\ &+ C_{11} [C_{\text{опор}} \cos k\ell - EIk^3 \sin k\ell] + \\ &+ C_{12} [C_{\text{опор}} \sin k\ell + EIk^3 \cos k\ell] + \\ &+ C_{13} [C_{\text{опор}} \operatorname{ch} k\ell - EIk^3 \operatorname{sh} k\ell] + \\ &+ C_{14} [C_{\text{опор}} \operatorname{sh} k\ell - EIk^3 \operatorname{ch} k\ell] = 0 \\ C_{11} \cos k\ell + C_{12} \sin k\ell + C_{13} \operatorname{ch} k\ell + \\ &+ C_{14} \operatorname{sh} k\ell - C_{21} - C_{23} = 0 \\ -C_{11} \sin k\ell + C_{12} \cos k\ell + C_{13} \operatorname{sh} k\ell + \\ &+ C_{14} \operatorname{ch} k\ell - C_{22} - C_{24} = 0 \\ -C_{21} \cos k\ell - C_{22} \sin k\ell + C_{23} \operatorname{ch} k\ell + \\ &+ C_{24} \operatorname{sh} k\ell = 0 \\ C_{21} \sin k\ell - C_{22} \cos k\ell + C_{23} \operatorname{sh} k\ell + \\ &+ C_{24} \operatorname{ch} k\ell = 0. \end{aligned} \right.$$

Представляем систему уравнение в матричном виде

$$\bar{B} \cdot \bar{C} = 0$$

где  $\bar{B}$  — квадратная матрица, составленная из коэффициентов при неизвестных  $C_{ij}$ ;

$\bar{C}$  — вектор-столбец из неизвестных  $C_{ij}$ .

Находим значения  $k_i$  и по формуле (14) соответствующие значения собственных частот.

Результаты полученных расчетов сведены в таблицу 2, из которой видно, что использование устройства уменьшает величины собственных частот.

Таблица 2. Значения собственных частот стержня со свободными концами и с упругой опоры на одном конце

n	P, Гц (свободный)	P, Гц (с упругой опорой)
1	3,581	$7,012 \times 10^{-3}$
2	9,898	1,675
3	19,4	4,184
4	32,07	10,11
5	47,91	19,48
6	66,91	32,12

#### Выводы:

Предложена конструкция виброизолирующего устройства для компенсации поперечных вибрационных колебаний модулей установки электроцентробежного погружного насоса

На основе классической теории колебаний обоснована эффективность применения данного устройства

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Заявка на патент № 2008122308 от 03.06.2008
2. Справочная книга по добыче нефти. Под ред. Ш.К. Гима-тудинова. М.: Недра, 1974, 704 с.
3. Бабаков И.М. Теория колебаний – М.: Наука, 1965. 560с.

P.P. Yahn  
кафедра Механика и конструирование машин, УГНТУ  
R.R. Yahn  
assistant of Chair of Mechanics and machines design, USPTU

Ф.Г. Халимов  
кафедра Механика и конструирование машин, УГНТУ  
F.G. Halimov  
assistant of Chair of Mechanics and machines design, USPTU

С.Г. Зубаиров  
д.т.н., профессор, зав. каф. Механики и конструирования машин, УГНТУ  
S.G. Zubairov  
PhD, professor, head of Mechanics and machines design Chair, USPTU  
тел/тел. (347) 243-18-32  
А.А. Умрихин  
ассистент каф. Механики и конструирования машин, УГНТУ

A.A. Umrihin  
research assistant of Chair of Mechanics and machines design, USPTU  
тел/тел. (347) 243-18-32

И.А. Салихов  
каф. Механика и конструирование машин, УГНТУ  
I.A. Salihov  
research assistant of Chair of Mechanics and machines design, USPTU

[www.ogbus.ru](http://www.ogbus.ru)

Синев С.В.  
МОДЕЛИ ПРОЦЕССА БУРЕНИЯ  
[http://www.ogbus.ru/authors/Sinev/Sinev\\_1.pdf](http://www.ogbus.ru/authors/Sinev/Sinev_1.pdf)

Модели бурения изменяются в ходе исторического развития бурения от доминанты физико-механических свойств горных пород, механизмов и способов разрушения породы до степени очистки забоя. После решения этих задач, на сегодня, главным является взаимодействие бурильного инструмента со скважиной, как единого механизма. Взаимодействие инструмента со стенками скважины существенно отличает промысловое бурение от лабораторного и бурения мелких скважин. Процесс бурения выражаемый зависимостью скорости от нагрузки на долото не связаны с началом координат. Бурение начинается с некоторой «стартовой» скорости и «стартовой» нагрузкой, создающей напряженное состояние в горных породах,

необходимое для начала разрушения породы. Зависимость скорости от нагрузки носит скачкообразный трехступенчатый характер. В роторном бурении реализуются интервалы нагрузок второй ступени: первая и третья не применяется в силу малой эффективности и высокой аварийности долот. В турбинном способе - первая ступень, при выходе из которой турбобур останавливается («срывается»). В интервалах нагрузок интенсивного роста скорости бурения (ИНИРСБ) долото отклонено от оси скважины. В турбинном способе долото находится в таком положении до остановки турбобура. Выходу из ИНИРСБ способствует «вдавливание в соосность» долота со скважиной. По зависимостям скорости от нагрузки и частоте вращения долота, устанавливаемым в начале долбления, при наращивании инструмента или эксцессах скорости, оперативно корректируется режим бурения. В турбинном бурении, помимо этого, определяется флюидонасыщенность разбуриваемых пород и состояние долота. Ключевые слова: модель бурения, разрушение пород, очистка забоя, «стартовая» скорость, «стартовая» нагрузка, «вдавливание в соосность» долота со скважиной, интервал нагрузок интенсивного роста скорости бурения (ИНИРСБ), режим «плавающей пяты», объемный график зависимости скорости от нагрузки и частоты вращения, кавернозность ствола