

УДК 622.276

## ВОЗДЕЙСТВИЕ НА АМПЛИТУДНО - ЧАСТОТНУЮ ХАРАКТЕРИСТИКУ ЗАБОЙНОГО ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ЕГО ВИБРОАКТИВНОСТИ

Ишемгужин И.Е.<sup>1</sup>, Ямалиев В.У., Ишемгужин Е.И.

*Уфимский государственный нефтяной технический университет, г. Уфа  
e-mail: <sup>1</sup> ishemguzhin@yandex.ru*

**Аннотация.** *Рассматриваются амплитудно-частотные характеристики двигателей с осевыми опорами с зазорами и упругими ограничителями и осевыми опорами без зазора с упругими ограничителями.*

*Для реализации расчетной схемы опора без зазора с упругими ограничителями к валу забойного двигателя присоединяется дополнительная масса. Сравнение амплитудно-частотных характеристик показывает, что в последнем случае максимальная амплитуда колебательного процесса меньше. Подобный анализ может быть рекомендован для оценки виброактивности винтовых двигателей и погружных электроцентробежных насосов, имеющих осевые опоры.*

**Ключевые слова:** *амплитудно-частотная характеристика, АЧХ, осевые опоры с зазором и упругими ограничителями, осевые опоры без зазора с упругими ограничителями, нелинейные колебания, дополнительная масса, силы сопротивления*

В промышленных условиях часто возникает необходимость оценки виброактивности используемого оборудования, поскольку повышенная вибрация представляет большую опасность для прочности и надежности машин. В полной мере это условие относится и к забойным двигателям. Так, при ремонтных работах в скважине, бурении дополнительных стволов, ликвидации аварий стремятся не допустить разрушения цементного камня за эксплуатационной колонной, разгерметизации скважины, повреждения обсадной колонны. Особенно часто эта проблема возникает на месторождениях, находящихся на поздней стадии разработки.

Под виброактивностью понимается реакция механической системы на возмущающее воздействие, а одним из параметров, характеризующих виброактивность, является величина амплитуды колебаний. Снижение виброактивности может достигаться использованием разгрузателей, динамических гасителей, введением сопротивлений, а также целенаправленным изменением конструкции или компоновки машины, влияющей на ее амплитудно-частотную характеристику. Уменьшение виброактивности, т.е. уменьшение амплитуд является наиболее эффективным средством улучшения динамических характеристик машины [1].

Рассмотрим амплитудно-частотную характеристику забойного двигателя с осевыми опорами при наличии внешнего воздействия и сил сопротивления. Осевая опора представляет собой нелинейную систему с зазорами и упругими упорами (рис. 1). Нелинейность упругой характеристики вызванная наличием ограничителей может привести к появлению дополнительных резонансных ветвей

амплитудно-частотной характеристики с возможностью возникновения больших колебаний.

Амплитудно-частотная характеристика нелинейной системы при известных параметрах внешнего воздействия и диссипативных силах позволяет предсказать поведение колебательной системы, принять меры по совершенствованию оборудования и оптимизации технологических процессов [2, 3].

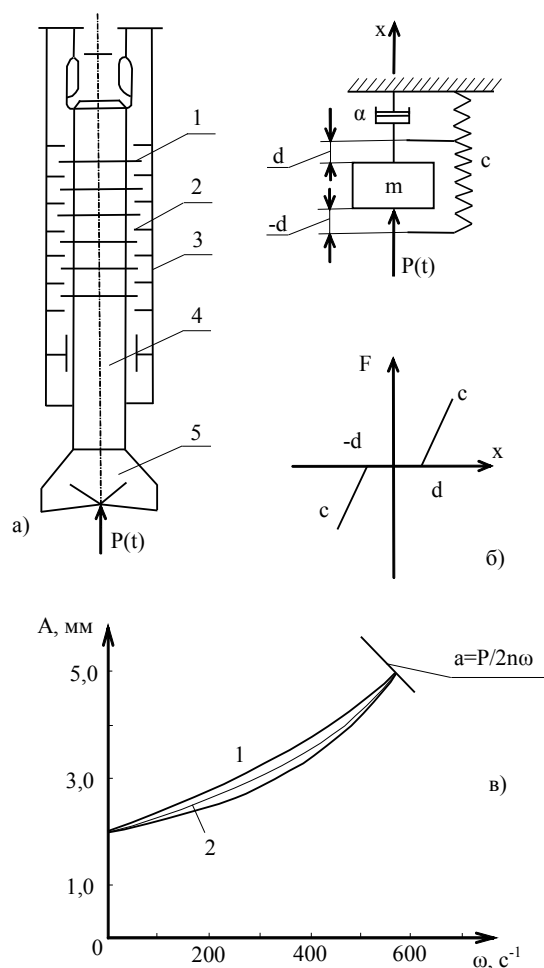


Рис. 1. Схема шпинделя турбобура:

а) схема шпинделя:

1 – диск осевой опоры; 2 – подпятник; 3 – корпус турбобура;  
4 – вал турбобура; 5 – долото

б) расчетная схема;

в) амплитудно-частотная характеристика ЗТСШ1-195:

1 – амплитудно-частотная характеристика; 2 – скелетная кривая

Представленная на рис. 1в амплитудно-частотная характеристика построена для турбобура ЗТСШ1-195. Масса вала с закрепленными на нем деталями  $m$  составляет 1500 кг, коэффициент затухания  $n = 20 \text{ с}^{-1}$ , полузазор между диском пяты и подпятником  $d = 2,0 \text{ мм}$ , жесткость корпуса  $c = 8,046 \cdot 10^5 \text{ кН/м}$ . На вал дейст-

вует возмущающая сила  $P_0 \sin \omega t$ . Амплитуда возмущающей силы  $P_0 = 150$  кН. Максимальная амплитуда колебаний определяется точкой пересечения скелетной кривой 2 с линией  $a = P/2n\omega$ , где  $P = P_0/m$ .

Системы с зазором встречаются часто. Движение колеблющейся массы в системе с зазором состоит из движения в пределах допустимых зазором, и движения, возникающего вследствие деформаций упругих элементов системы. Процедура определения амплитуды колебаний для кусочно-линейной характеристики с зазором подробно описана в работах [2 - 5].

Скелетная кривая (рис. 1в, кривая 2) характеризует свободные колебания нелинейной системы, ее внутренние колебательные свойства. Основные нелинейные эффекты проявляются в поддержании внутренних колебательных свойств системы с помощью внешних воздействий [5].

Основная частота колебаний  $\omega$  для кусочно-линейной характеристики с зазором будет равна [2]

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = \frac{k}{1 + 2d/(\pi(A-d))}, \quad (1)$$

где  $T$  – период колебаний;

$A$  – амплитуда колебаний;

$d$  – полузазор;

$$k = \sqrt{\frac{c}{m}};$$

$c$  – жесткость;

$m$  – колеблющаяся масса.

Выражение (1) использовано для построения скелетной кривой (рис. 1в, кривая 2). Формула (1) подчеркивает важную особенность нелинейных систем – зависимость периода свободных колебаний от амплитуды, т.е. основная частота  $\omega$  в выражении (1) – частота колебаний, зависящая от амплитуды.

Как можно видеть из рис. 1в (кривая 2) с увеличением частоты воздействия амплитуда колебаний увеличивается, она также увеличивается с ростом зазора в опоре и амплитуды возмущающей силы. Силы сопротивления уменьшают амплитуду колебаний. Одним из способов снижения виброактивности забойного двигателя является нахождение путей изменения его амплитудно-частотной характеристики, менее подверженной внешнему воздействию, возникающему при бурении скважин.

Вариант технического решения [6], позволяющий изменить амплитудно-частотную характеристику турбобура, представлен на рис. 2а. В отличие от свободно колеблющейся массы вала (рис. 1а) в серийном турбобуре валы секций жестко закреплены между собой и присоединены к маховику, расположенному в верхней секции турбобура. Маховик с целью обеспечения расчетной схемы «заделка» (рис. 2б) снабжен гидравлическими насадками, его перемещение огра-

ничено осевыми и радиальными опорами. Амплитудно-частотная характеристика для турбобура с присоединенной к валу дополнительной массой показана на рис. 2в. Ход построения амплитудно-частотной характеристики для нелинейной системы с упругими ограничителями приведен в работах [2 - 5].

Построение амплитудно-частотной характеристики для турбобура с дополнительной массой и упругими ограничителями связано с некоторыми особенностями. При амплитуде колебаний  $A < d$  система совершает линейные колебания, а при  $A > d$  система колеблется нелинейно. Амплитудно-частотная характеристика (рис. 2в) построена при следующих данных:  $P_0 = 150$  кН;  $m = 2000$  кг;  $n = 20$  с<sup>-1</sup>;  $d = 2,0$  мм;  $c = 8,046 \cdot 10^5$  кН/м;  $c_1 = 2,62 \cdot 10^5$  кН/м.

Из сравнения амплитудно-частотных характеристик (рис. 1, рис. 2) можно видеть, что виброактивность турбобура с дополнительной массой и жестко закрепленными валами ниже, особенно в частотном диапазоне работы шарошечного долота.

Расчеты динамического усилия, действующего на осевую опору при максимальной амплитуде показывают, что уменьшение воздействия на опору может быть достигнуто за счет увеличения массы вала и силы сопротивления. С уменьшением массы вала повышается его виброактивность [4].

Нужно отметить, что повышенный износ опор переводит колебательную систему с упругими ограничителями в кусочно-линейную с зазором, т.е. возрастает ее виброактивность.

Присоединение дополнительной массы к валу турбобура достаточно распространенный технологический прием. С целью снижения колебаний момента на валу турбобура и предупреждения искривления вертикальных скважин практиковалось некоторое время использование УБТ длиной до 25 м под турбобуром. Однако несбалансированность труб, их продольный изгиб приводил к разрушению резьб УБТ, преждевременному отказу радиальных опор турбобура. Это привело к применению отрезков УБТ длиной 2 - 3 м. Известны также специальные компоновки с расширителями для бурения вертикальных скважин, колонковые наборы для отбора керна на валу, конструкции маховиков, устанавливаемые в виде отдельной секции в верхней части турбобура. Затем, в связи с широким объемом наклонно-направленного бурения и необходимостью регулирования профиля скважины, на валу турбобура в расчетном месте стали устанавливать центраторы или расширители, которые кроме технологического назначения играют роль дополнительной массы.

Использование дополнительной массы на валу турбобура, как правило, повышает показатели бурения, увеличивает стойкость осевых опор – одной из основных причин преждевременного отказа двигателя. Как введение дополнительной силы сопротивления следует рассматривать установку секции гидроторможения, рабочей секции, насадок и другие методы повышения гидравлической нагрузки на долото.

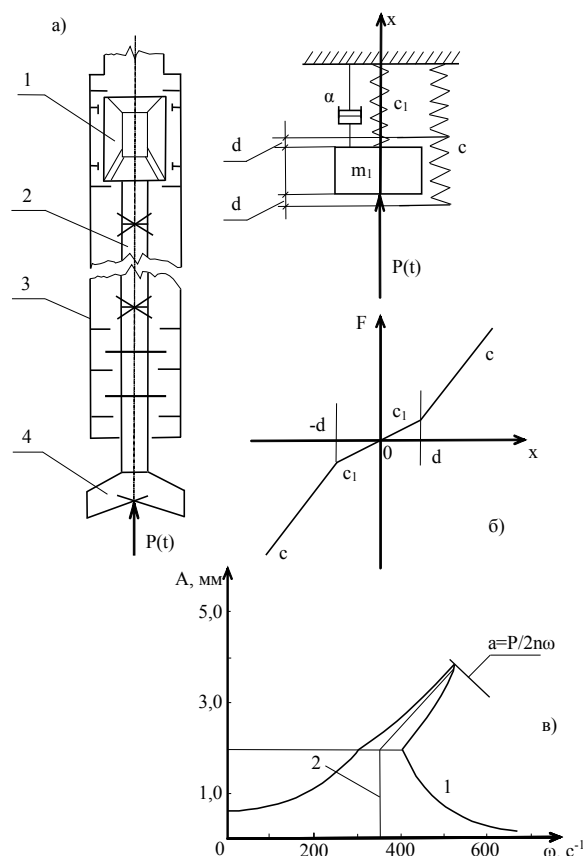


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика турбобура с дополнительной массой:

а) схема турбобура с дополнительной массой и жестко закрепленными муфтами:

1 – маховик с гидравлическими насадками; 2 – вал; 3 – корпус; 4 – долото

б) расчетная схема;

в) амплитудно-частотная характеристика:

1 – ЗТСШ-195 с дополнительной массой; 2 – скелетная кривая

С помощью спектрально-корреляционного анализа диаграмм записи осевой нагрузки на долото была проанализирована эффективность применения дополнительной массы на валу турбобура при бурении скважин [4, 7]. Можно видеть, что при бурении с дополнительной массой (надставкой) на валу спектр осевой нагрузки  $S(\omega)$  узкополосной (рис. 3). При бурении с надставкой, но с изношенным шпинделем или с меньшим числом осевых опор у шпинделя наблюдается широкополосной процесс, в этом случае наблюдается более сложный режим работы долота и повышенные динамические нагрузки на турбобур. Особенно велика динамическая нагрузка на осевые опоры турбобура при бурении по металлу, когда отмечен спектр «белый шум».

Спектр у изношенного шпинделя широкополосной и он смещен в область более высоких частот, чем у неизношенного шпинделя (рис. 3 спектры 6 и 5).

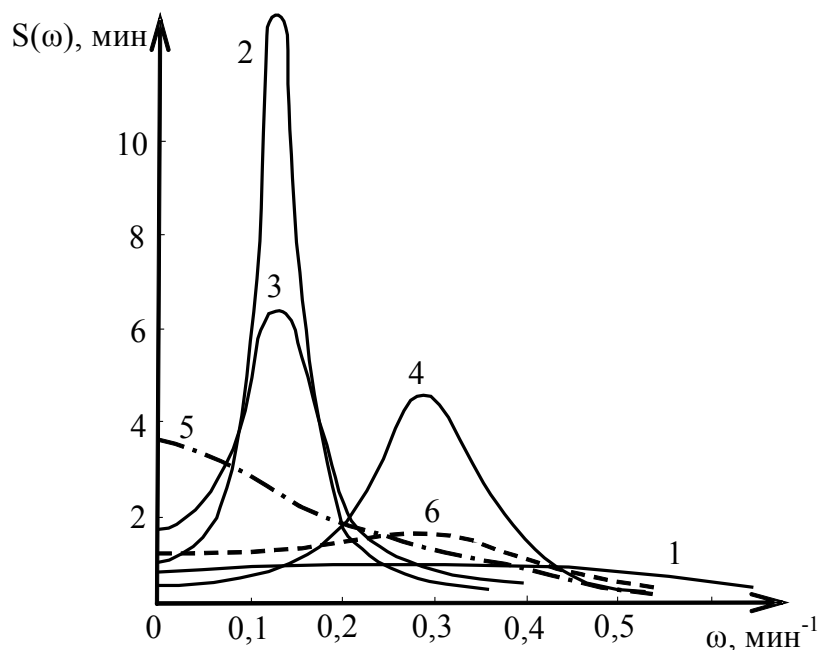


Рис. 3. Спектральные плотности осевой нагрузки на долото:

- 1 – бурение с надставкой по металлу; 2 – бурение с надставкой;  
 3 – бурение с надставкой с изношенным шпинделем;  
 4 – бурение с меньшим числом осевых опор у шпинделя;  
 5 – новый шпиндель; 6 – отработанный шпиндель

Выполненный анализ нелинейной амплитудно-частотной характеристики турбобура с опорами при наличии зазоров и упругих ограничителей и с опорами без зазора с упругими ограничителями, с целью снижения виброактивности оборудования, может быть рекомендован к использованию применительно к винтовым двигателям и погружным электроцентробежным насосам [8] с осевыми опорами.

### Литература

1. Коловский М.З. Динамика машин. Л.: Машиностроение, 1989. 263 с.
2. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний: учеб. для вузов. М.: Высшая школа, 1980. 408 с.
3. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем. М.: Наука, 1966. 320 с.
4. Ишемгузин Е.И. Нелинейные колебания элементов буровых машин: учеб. пособие. 2-е изд. Уфа: изд-во УГНТУ, 1999. 109 с.
5. Закржевский М.В. Колебания существенно-нелинейных механических систем. Рига, Зинатне, 1980. 190 с.

6. А.с. 1563280. Российская федерация. Турбобур / Е.И. Ишемгужин, Б.З. Султанов, А.Н. Зотов, О.А. Заикина, В.У. Ямалиев, Д.И. Чистов; опубл. 10.12.1999. Бюл. №34.

7. Ишемгужин И.Е. О воздействии спектра «белый шум» на низ бурильной колонны // Материалы 2-й науч.-техн. Конф. «Актуальные проблемы состояния и развития нефтегазового комплекса России», посвящ. 850-летию г. Москвы: тезисы докл., М., 1997. С. 49.

8. Ишемгужин И.Е. Параметрические колебания при смещении центра масс ротора электроцентробежного насоса // Нефтяное хозяйство. 2010. № 10. С. 152 - 154.

## INFLUENCE ON THE AMPLITUDE - FREQUENCY CHARACTERISTIC OF DOWNHOLE MOTOR FOR DECREASE ITS VIBRATION ACTIVITY

I.E. Ishemguzhin<sup>1</sup>, V.U. Yamaliev, E.I. Ishemguzhin  
Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russia  
e-mail: <sup>1</sup>ishemguzhin@yandex.ru

**Abstract.** *Amplitude-frequency characteristics of engines with axial support with clearance with elastic terminators and axial support without a clearance with elastic terminators are considered.*

*For realization of the settlement scheme the support without a clearance with elastic terminators to shaft of the face engine joins an additional mass. Comparison of amplitude-frequency characteristics shows that in the latter case the maximum amplitude of oscillatory process is less. The similar analysis can be recommended for an estimation vibration activity screw engines and submersible electric centrifugal pumps having axial support.*

**Keywords:** *amplitude-frequency characteristic, axial support with a clearance and elastic terminators, axial support without a clearance with elastic terminators, non-linear vibrations, additional mass, resistance forces*

### Литература

1. Kolovskii M.Z. Dinamika mashin (Machine dynamics). Leningrad, Mashinostroenie, 1989. 263 p.
2. Biderman V.L. Teoriya mekhanicheskikh kolebaniy: ucheb. dlya vuzov (The theory of mechanical oscillations. A textbook for high schools ) Moscow, Vysshaya shkola, 1980. 408 p.
3. Kolovskii M.Z. Nelineinaya teoriya vibrozashchitnykh sistem (Nonlinear theory of vibration-isolating systems). Moscow, Nauka, 1966. 320 p.
4. Ishemguzhin E.I. Nelineinye kolebaniya elementov burovykh mashin: ucheb. posobie. (Nonlinear oscillations of drilling machine: the elements. Study guide). 2 ed. Ufa, UGNTU, 1999. 109 p.
5. Zakrzhevskii M.V. Kolebaniya sushchestvenno-nelineinykh mekhanicheskikh sistem (Oscillations of highly-nonlinear mechanical systems). Riga, Zinatne, 190 p.
6. Author's certificate № 1563280 RF. Turbo drill / E.I. Ishemguzhin, B.Z. Sultanov, A.N. Zotov, O.A. Zaikina, V.U. Yamaliev, D.I. Chistov. Publ.: 10.12.1999.
7. Ishemguzhin I.E. O vozdeistvii spektra «belyi shum» na niz buril'noi kolonny (About influence of the "white noise" spectrum at the bottom of the drillstring), *Materialy 2-i nauch.-tekhn. Konf. «Aktual'nye problemy sostoyaniya i razvitiya neftegazovogo kompleksa Rossii», posvyashch. 850-letiyu g. Moskvy (Proceedings of the 2nd sci.-tech. conf. "Actual problems of status and development of Russia oil and gas complex" devoted. 850th anniversary of Moscow)*, Moscow, 1997. P. 49.



8. Ishemguzhin I.E. Parametricheskie kolebaniya pri smeshchenii tsentra mass rotora elektrosentrobezhnogo nasosa (Parametric oscillations of displacement centre mass of electric centrifugal pump rotor), *Neftyanoe khozyaistvo - Oil Industry*, 2010, Issue 10, pp. 152 - 154.