

УДК 622.143.5(045):622.24.054.3-82

- Жулай Ю. А.** канд. техн. наук, вед. науч. сотр., Институт транспортных систем и технологий НАНУ, Днепр, Украина, e-mail: zhulay@westa-inter.com;
- Николаев А. Д.** канд. техн. наук, ст. науч. сотр., Институт технической механики НАНУ и Государственного космического агентства Украины, Днепр, e-mail: odnikolayev@gmail.com;
- Дзоз Н. А.** д-р техн. наук, президент корпорации НиА Колор®, Днепр, Украина, e-mail: znt@ua.fm

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОДОЛЬНЫХ ВИБРОУСКОРЕНИЙ БУРОВОГО СНАРЯДА С КАВИТАЦИОННЫМ ГИДРОВИБРАТОРОМ

Известно, что при многократном воздействии силовых импульсов от бурового инструмента процесс разрушения горной породы может принять усталостный характер, при котором вследствие развития сети микротрещин нарушение сплошности массива происходит при средних напряжениях, не достигающих предела прочности. Одним из устройств, реализующих продольные виброускорения породоразрушающего инструмента в буровом снаряде, является кавитационный гидровибратор, способствующий значительному увеличению скорости бурения скважин при длительном сохранении эксплуатационных качеств породоразрушающего инструмента.

Ключевые слова: буровой снаряд, продольные виброускорения, математический метод расчета, кавитационный генератор, размах колебаний давления жидкости, параметр кавитации.

Введение

Из практики известно, что при процессе разрушении твердых пород или расширении труб примерно 50% энергии расходуется на преодоление сопротивления трения, а 50% – на саму операцию. Уменьшить трение возможно наложением вибронагрузки на инструмент, используемый в технологическом процессе.

Механические технические средства для создания вибронагрузки обладают рядом недостатков, главным из которых является сложность эксплуатации машин, связанная с наличием движущихся деталей и пружин, резиновых манжет, изнашивающихся в процессе эксплуатации, в связи с чем их межмотровый период не превышает 25 часов [1].

Одним из перспективных направлений, позволяющих исключить эти недостатки, является создание высокоамплитудных колебаний давления жидкости в диапазоне звуковых частот и преобразование их в вибронагружение инструмента.

В качестве устройства, реализующего преобразование стационарного потока жидкости в периодически срывное кавитационное течение, используется трубка Вентури специальной геометрии, получившая название “кавитационный генератор колебаний давления жидкости” (далее – генератор) [2]. Он обладает простотой изготовления, отсутствием подвижных частей, не требует дополнительных источников энер-

гии и органично вписывается в существующее оборудование. Примеры практического использования генератора в металлургии, машиностроении и химической промышленности приведены в работе [1].

Так, например, продольные виброускорения породоразрушающего бурового инструмента способствуют значительному увеличению скорости бурения скважин при сохранении эксплуатационных качеств породоразрушающего инструмента [1, 3].

Использование вибронагрузки на коне для расширения труб, существенно уменьшает (на 93%) сопротивление трения по сравнению с расширением статическим воздействием [1]. Установлено, что такой способ предотвращает появление задиров и наклепов, а также заклинивание инструмента для расширения труб – кона.

В Институте технической механики НАН и НКА Украины разработан перспективный способ и устройство [4] повышения эффективности бурения скважин, связанный с наложением динамических нагрузок на породоразрушающий инструмент. Для реализации этого способа предложен забойный кавитационный гидровибратор, в проточной части которого смонтирован кавитационный генератор. В нем вследствие периодического роста и схлопывания кавитационных полостей происходят колебания давления жидкой среды (бурового раствора) и в гидровибраторе, как составной

части конструкции бурового снаряда, происходит трансформация энергии колебаний жидкой среды в энергию продольных вибраций породоразрушающего инструмента.

Правильность выбора предложенного способа интенсификации процесса бурения скважин подтверждается современными тенденциями в увеличении скорости бурения с использованием гидродинамической кавитации как источника вибронагрузок на буровой инструмент.

Такие работы, представленные на симпозиумах-выставках по геомеханике и бурению, [5-8] выполняются, в частности, исследователями США, Китая и Канады. Так, например, с разведкой и разработкой нефти и газа в сверхглубоких скважинах (более 6000 м) в западном районе Китая, в сложных геологических условиях исследователи столкнулись с трудно преодолемыми проблемами сооружения таких скважин. С увеличением глубины скважины интенсивность бурения значительно уменьшается, а его стоимость сильно возрастает, что напрямую влияет на скорость и темпы разведки и разработки.

Для преодоления вышеуказанных проблем в Китае был разработан новый буровой инструмент [7] – специальное долото с установкой в нем гидравлического импульсного генератора кавитационной струи. Импульсная кавитационная струя образуется на выходе из донного сопла. Из-за пульсации струи, кавитирующей эрозии и местного эффекта отрицательного давления в забое улучшается разрушение породы, очистка скважины и повышается скорость бурения. Полевые эксперименты в трехглубоких скважинах показали, что при бурении новым буровым инструментом скорость бурения увеличивается на 30 - 60%.

Однако следует отметить, что частоты импульсного воздействия и уровень вибронагружения бурового инструмента в устройствах, предложенных и исследуемых в работах [5-8], как правило, значительно ниже достигнутых при бурении с помощью бурового снаряда, представленного в работе [4].

Указанный буровой снаряд прошел комплекс теоретических и экспериментальных исследований не только на гидравлических стендах [9 – 11], но и проверку в промышленных условиях [12], и подтвердил свою эффективность.

Однако исследование влияния режима работы генератора на реализуемые буровым снарядом продольных вибраций породоразрушающего инструмента в условиях, максимально приближенных к промышленным, по-прежнему остается **актуальной научно-технической задачей**. Это связано с тем, что при разработке буровых снарядов оптимизация работы гидровибратора

базируется именно на оценках вибронагружения породоразрушающего инструмента, которую можно выполнить только с помощью математического моделирования процесса динамического взаимодействия бурового снаряда с гидровибратором и породы.

1. Анализ последних исследований и публикаций

Первая попытка теоретического определения параметров колебаний бурового снаряда с учетом пульсаций давления жидкости была предпринята в работе [9]. В ней использовалась расчетная схема в виде упругого неоднородного стержня, интенсивность распределения массы которого, учитывает массу жидкости.

Пульсации движения жидкости, возникающие в системе, имитируются периодически повторяющейся нагрузкой, прикладываемой в соответствующих сечениях стержня. Распространение импульсов давления по жидкости может быть представлено движущейся с постоянной скоростью нагрузкой, действующей на упругую систему. Однако результаты определения вибронагрузки на буровом инструменте снаряда по сравнению с экспериментальными данными были занижены почти в два раза.

С целью разработки адекватной математической модели бурового снаряда с гидровибратором в работе [10] исследовался механизм преобразования колебаний давления жидкой среды в продольные виброускорения бурового снаряда. Он объяснен наличием продольных сил, отражающих силовое воздействие колеблющейся жидкости на конструкцию гидровибратора и механическую часть бурового снаряда за гидровибратором. Эти силы обусловлены проекцией на продольное направление сил давления на элементы конструкции, инерцией жидкой среды (связанной с ускорением конструкции бурового снаряда), а также колебаниями жидкой среды при вибрационном движении элементов конструкции бурового снаряда с переменным проходным сечением проточной части.

В работе [11] предложена математическая модель динамической системы “буровой снаряд с гидровибратором”. Она описывает для различных элементов конструкции бурового снаряда изменение во времени таких параметров системы как виброперемещение, виброскорость, виброускорение, а также давления и массового расхода жидкости в проточной части соответствующих элементов конструкции бурового снаряда. Математическая модель продольных колебаний бурового снаряда с гидровибратором позволила получить не только качественное, но и количественное согласование расчетных и экспериментальных параметров колебаний дав-

лений жидкости и продольных виброускорений конструкции в различных сечениях бурового снаряда.

Экспериментальные данные были получены для бурового снаряда при жестком креплении его на стенде. Для согласования расчетных и экспериментальных виброускорений производилась корректировка модели в части описания базовых зависимостей, относящихся к динамике кавитационного течения в генераторе.

На основании моделирования динамической системы "буровой снаряд с гидровибратором" стало возможным компьютерное определение продольных сил (напряжений), возникающих при колебаниях в конструкции бурового снаряда, в том числе в сечении породоразрушающего инструмента, находящегося вблизи от зоны контакта с породой.

Однако в промышленных условиях на конструкцию гидровибратора будут дополнительно действовать силы веса колонковой трубы и осевой нагрузки, создаваемой гидроцилиндром на нее, что в конечном итоге может в значительной мере повлиять на уровень вибронагрузки на буровом инструменте и эффективность его работы.

Целью настоящей работы является определение продольных виброускорений на инструменте бурового снаряда с кавитационным гидровибратором при его контакте с разрушаемой породой и с учетом сил, действующих в осевом направлении на конструкцию бурового снаряда.

Для достижения поставленной цели решались задачи:

- экспериментальное определение вибронагрузки на породоразрушающем инструменте при погружении бурового снаряда с кавитационным гидровибратором в скважину и с осевой нагрузкой в 1000 кг;

- теоретическое исследование уровня вибронагрузки на буровом инструменте с учетом его контакта с разрушаемой породой и сил, действующих в продольном (осевом) направлении на конструкцию бурового снаряда;

- на основании анализа расчетных и экспериментальных данных, определить рациональный режим гидроимпульсного воздействия на породоразрушающем инструменте (коронке).

2. Экспериментальное определение вибронагрузки на буровом инструменте

Общая схема испытаний бурового снаряда с оптимальными режимными характеристиками в скважине глубиной 87 м представлена на рис.1. Статические давления на входе бурового снаряда P_0 и выходе из него P_1 рассчитывались по формулам:

$P_0 = (P_n + 0,83) \cdot \text{МПа}$ и $P_1 = (P_n - 0,87) \cdot \text{МПа}$, где P_n – давление подпора; P_n – давление бурового раствора, создаваемое насосом.

При проведении этих испытаний измерялись амплитуда и частота пульсаций давления жидкости пьезоэлектрическим датчиком пульсаций давления И-24.2141 с пределами измерений от 0 до 10 МПа и собственной частотой 120 кГц. Амплитуда виброускорений измерялась датчиками АВС-034.

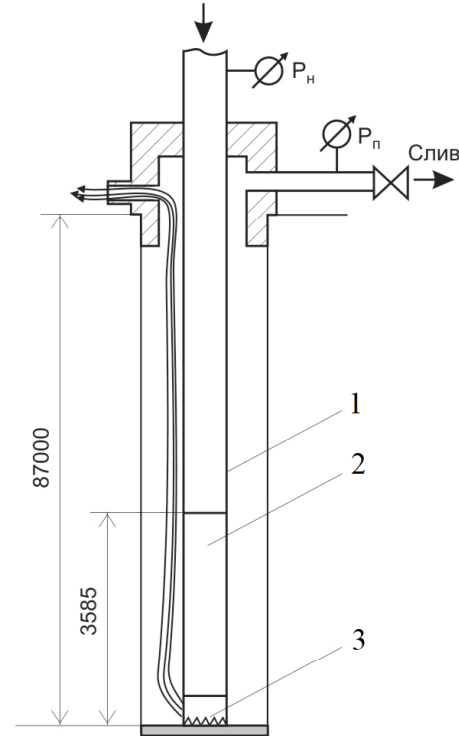


Рис. 1. Схема проведения испытаний бурового снаряда в скважине:

- 1 – колонковая труба; 2 – буровой снаряд;
- 3 – породоразрушающий инструмент

Схема бурового снаряда с местами установки датчиков виброускорений приведена на рис.2.

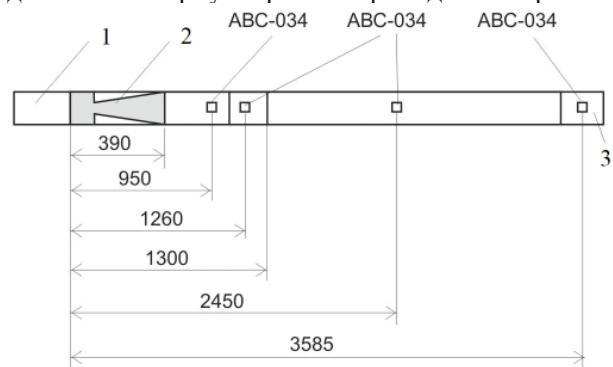


Рис. 2. Схема бурового снаряда с местами установки датчиков виброускорений:

- 1 – подводящая колонковая труба;
- 2 – кавитационный генератор с $d_{кр} = 6$ мм и $\beta = 20^\circ$;
- 3 – буровой инструмент

Установка датчиков АВС-034 и датчика И-24.2141 на коронке 1 показана на

рисунке 3. Как видно из рисунка 3, два датчика виброускорений 3 и датчик пульсаций давления 4 установлены на бобышке 2, расположенной на коронке 1. Сигнал от каждого датчика поступает на коммутатор по кабельной линии 5, выполненной кабелем РК-50.

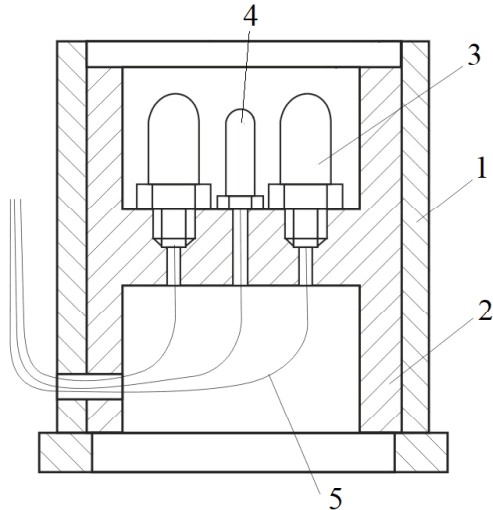


Рис. 3. Схема установки датчиков виброускорений и пульсаций на буровой коронке:
1 – буровая коронка; 2 – бобышка;
3 – датчики виброускорений;
4 – датчики пульсаций давления;
5 – кабельные линии

Поскольку выходное напряжение пьезодатчика сильно зависит от емкости нагрузки, то необходимо учитывать емкость кабельной линии, датчика, осциллографа при расчете чувствительности датчика. Чувствительность датчиков пульсаций давления рассчитывалась по формуле:

$$S_{\text{расч}} = \frac{4700 \cdot C_{\text{д}}}{C_{\text{д}} + C_{\text{л}} + C_{\text{осц}}} \cdot S_{\text{пасп}},$$

а чувствительность датчиков виброускорений по формуле:

$$S_{\text{расч}} = \frac{2500 \cdot C_{\text{д}}}{C_{\text{д}} + C_{\text{л}} + C_{\text{осц}}} \cdot S_{\text{пасп}},$$

где $C_{\text{д}}$ – емкость датчика, пф;
 $C_{\text{л}}$ – емкость линии, пф;
 $C_{\text{осц}}$ – входная емкость осциллографа, пф;
 $S_{\text{пасп}}$ – паспортная чувствительность датчика;
 $S_{\text{расч}}$ – расчетная чувствительность датчика.
С этой конструкцией снаряда было проведено 3 испытания, отличающихся давлением на входе. В качестве примера в табл. 1 приведены результаты испытаний бурового снаряда при давлении нагнетания $P_{\text{н}}=4$ МПа и осевой нагрузке $F = 1000$ кг.

В таблице ΔP_4 и Δn_4 – размахи колебаний давлений жидкости и виброускорений в сече-

нии буровой коронки, а f – частота следования пульсаций.

Таблица 1. Результаты испытаний бурового снаряда при давлении нагнетания $P_{\text{н}}=4$ МПа и осевой нагрузке $F=1000$ кг

τ	ΔP_4 , МПа	Δn_4 , g	f , Гц
0,100	4,80	1840	196
0,137	6,00	2740	326
0,161	5,90	2740	383
0,184	5,15	3200	423
0,200	4,30	2740	508
0,340	3,20	1840	793
0,415	2,58	1840	995
0,475	2,15	1600	1188

Параметр кавитации τ , приведенный в таблице, как критерий динамического подобия режима кавитационного течения жидкости представляет собой отношение давления на выходе генератора к давлению на его входе, т.е.

$$\tau = \frac{P_1}{P_0}.$$

В числитель этого параметра входит значение давления, под действием которого каверна захлопывается, а в знаменатель – давление, определяющее скоростной напор потока, в результате которого может образоваться и расширяться каверна. Как видно из полученных результатов, максимальные виброускорения в сечении установки породоразрушающего инструмента с абсолютными значениями 3200 g были получены на режиме с $\tau = 0,184$ при частоте колебаний $f = 423$ Гц.

Как и следовало ожидать, повышение давления на входе в гидровибратор приводит к росту значений виброускорения в сечении установки породоразрушающего инструмента с 2280 g (при $P_{\text{н}} = 3,0$ МПа) до 4580 g (при $P_{\text{н}} = 4,9$ МПа)

В качестве примера на рисунке 4 представлена осциллограмма с записью в реальном режиме времени параметров экспериментального образца бурового снаряда – колебаний давлений жидкости P_4 и виброускорений n_4 в сечении породоразрушающего инструмента для давлений нагнетания равном 4 МПа, и параметре кавитации $\tau=0,161$.

Анализ результатов этих испытаний не оставляет сомнений в том, что в трубопроводе бурового снаряда (за сечением выхода из генератора) реализуется режим периодически срывной кавитации с частотами в 383 Гц с размахами колебаний давления жидкости ΔP_4 более 6 МПа.

Эти колебания преобразуются в виброускорения на породоразрушающем инструменте со значениями ≈ 3000 g.

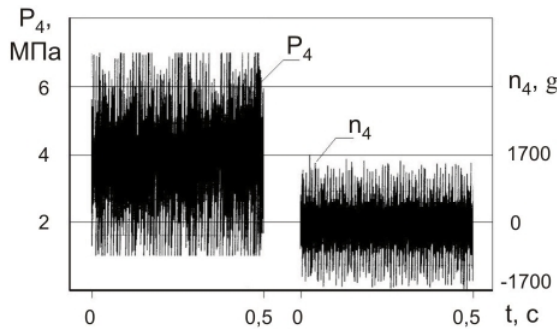


Рис. 4. Осциллограмма с записью параметров экспериментального образца бурового снаряда

3. Математическое моделирование колебаний конструкции бурового снаряда с гидровибратором

Математическое моделирование колебаний конструкции бурового снаряда с гидровибратором как динамической системы выполнялось в предположении, что конструкция бурового снаряда совершает вибрационное движение вдоль оси течения жидкости в проточной части гидровибратора, т.е. рассматривались только продольные колебания конструкции бурового снаряда. Это обусловлено осевой симметрией самой конструкции и направленностью суммарных составляющих сил, действующих на конструкцию бурового снаряда.

Учет граничных условий при моделировании продольных колебаний бурового снаряда проведен следующим образом:

- колебания бурового раствора (при испытаниях воды) не распространяются вверх (против движения потока жидкости) в силу того, что существование кавитационной каверны в гидровибраторе «понижает» скорость звука в трубопроводе, что «отсекает» прохождение возмущений потока жидкости через сечение с кавитационной каверной выше места установки гидровибратора;

- нижняя часть бурового снаряда «прижата» к поверхности модельного грунта стенда с осевым усилием 1000 кг, что предполагает учет динамических свойств породы при расчете динамического взаимодействия породы и бурового снаряда. Динамическое воздействие на буровой снаряд от породы (гранита) в зоне их взаимодействия учтено в уравнениях продольных колебаний элемента породоразрушающего инструмента. Динамические свойства породы определялись из справочных данных по ее акустическим импедансам [13].

Численное моделирование продольных колебаний механической части экспериментального образца бурового снаряда при помощи

модели [11] проведено применительно к его конструкции с учетом условий экспериментального определения вибронагрузки на буровом инструменте.

На рис. 5 и 6 представлены изменения во времени расчетных зависимостей давления и виброускорения в проточной части гидровибратора в сечении породоразрушающего инструмента, определенные при давлении на входе в гидровибратор равном 4 МПа, и параметре кавитации $\tau = 0,16$.

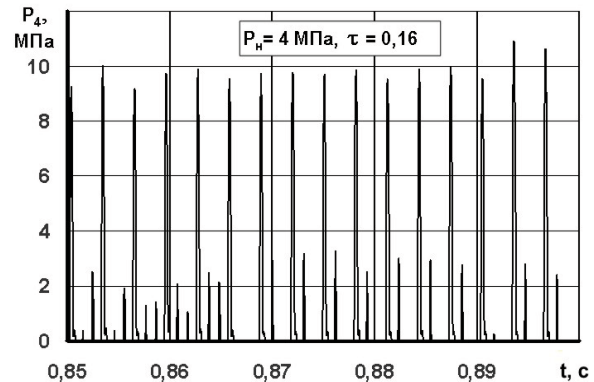


Рис. 5. Изменение во времени расчетной зависимости давления в сечении породоразрушающего инструмента

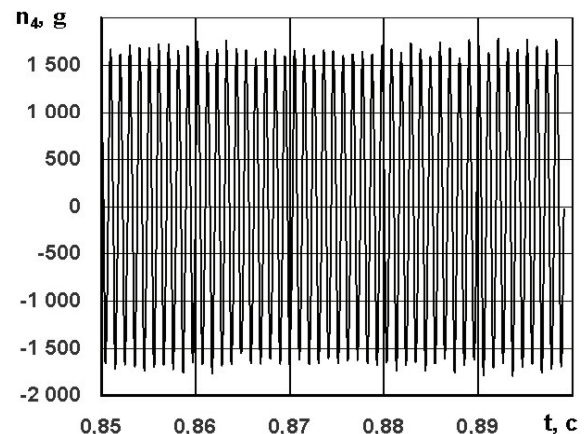


Рис. 6. Изменение во времени расчетной зависимости виброускорения в сечении породоразрушающего инструмента

Как следует из представленных выше зависимостей (давления жидкой среды и виброускорений в сечении породоразрушающего инструмента гидровибратора) от времени, колебательный процесс для указанной группы параметров носит импульсный характер. При значении критериального параметра кавитации $\tau = 0,16$, для которого выполнялся расчет, частота кавитационных колебаний равнялась 390 Гц. Расчетные частота колебаний (~ 1000 Гц) и уровень вибронагрузки на породоразрушающем инструменте гидровибратора удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными (см. рис.4).

3. Сравнительный анализ теоретического и экспериментального исследований

Сравнение расчетных и экспериментальных зависимостей размахов колебаний давления ΔP_4 от параметра кавитации τ для бурового снаряда показано на рис.7.

Расчетные данные, приведенные на этом рисунке, получены при давлениях нагнетания P_H , равном 4 МПа (пунктирная линия) с учетом граничных условий, изложенных выше. Экспериментальные данные обозначены соответствующими маркерами, соединенными сплошной линией и получены при аналогичных режимах течения.

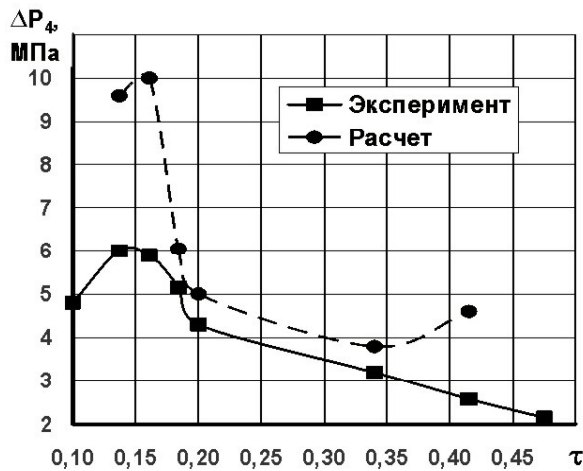


Рис. 7. Теоретические и экспериментальные зависимости размаха колебаний ΔP_4 от параметра кавитации τ

Из рассмотрения представленных результатов видно, что в диапазоне изменения значений $\tau = 0,18 \dots 0,35$ получено удовлетворительное согласование расчетных значений размаха колебаний давления, определенных по модели [11], с экспериментальными данными. Зависимости $\Delta P = f(\tau)$ для указанного значения давления P_H имеют максимум в диапазоне значений параметра кавитации $\tau \approx 0,13 \dots 0,17$. Максимальное значение размаха ΔP колебательной величины давления приблизительно в 1,5 раза превышает давление нагнетания P_H по экспериментальным данным и 2,5 раза по расчету.

Необходимо отметить, что приведенные на рис.7 расчетные данные находятся в согласовании с экспериментальными данными ранее проведенных исследований [14]. Полученное в данном расчете (см.рис.7) расхождение теоретических и экспериментальных зависимостей размаха колебаний давления ΔP от параметра кавитации τ в диапазоне его значений $\tau \approx 0,13 \dots 0,17$ можно объяснить погрешностью измерений и обработки результатов экспери-

мента динамической составляющей давления исследуемого образца гидровибратора, при которых были «срезаны» максимальные значения амплитуд колебаний давления бурового раствора (см. рис.4).

На рис. 8 приведены результаты расчета и экспериментальные данные в виде зависимостей виброускорений в проточной части гидровибратора в сечении породоразрушающего инструмента Δn_4 от параметра кавитации τ при давлении нагнетания $P_H = 4$ МПа.

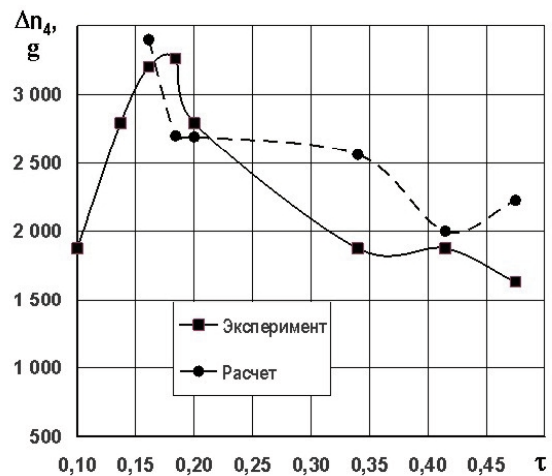


Рис. 8. Теоретические и экспериментальные зависимости виброускорений на породоразрушающем инструменте Δn_4 от параметра кавитации τ при давлении нагнетания $P_H = 4$ МПа

Из сопоставления этих зависимостей, с учетом сложности решаемой задачи в теоретическом и экспериментальном плане, видно, что расчетные значения виброускорений на породоразрушающем инструменте Δn_4 удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными. Из анализа рис.8 следует, что возрастание амплитуд вынужденных колебаний давления бурового раствора при числах кавитации 0,15 – 0,25 приводит к увеличению амплитуд виброускорений породоразрушающего инструмента бурового снаряда. Вместе с тем, необходимо отметить существование возможных резонансных режимов работы бурового снаряда, которые являются следствием сближения частот собственных колебаний конструкции бурового снаряда и частоты колебаний бурового раствора, обусловленных «работой» кавитационного генератора. Это явление характерно для $\tau = 0,42$ (экспериментальная зависимость) и для $\tau = 0,34$ и $\tau = 0,47$ (теоретическая зависимость).

На рис.9 представлены расчетная кривая и экспериментальные точки зависимости разма-

хов продольных колебаний бурового снаряда по осевой длине при значении параметра кавитации 0,16.

Датчики виброускорений АВС-34 при эксперименте были установлены на расстоянии 1,26 м и 3,585 м от сечения входа в буровой снаряд.

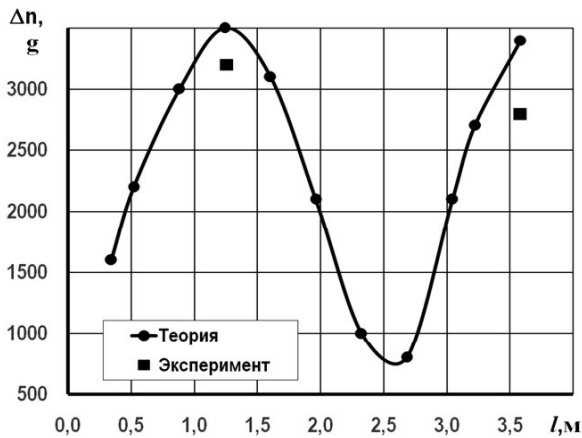


Рис. 9. Распределение расчетных размахов продольных колебаний бурового снаряда по осевой длине при $\tau = 0,16$

Как следует из представленных выше зависимостей (виброускорений в различных сечениях конструкции бурового снаряда) наблюдается удовлетворительное согласование результатов выполненного моделирования с экспериментальными данными.

Выводы

На основании анализа результатов исследования, выполненного в настоящей работе, установлено, что:

- колебания жидкой среды, возникающие при схлопывании кавитационной полости в проточной части гидровибратора, вызывают продольные вибрации конструкции бурового снаряда;

- математическая модель динамического взаимодействия продольных колебаний бурового снаряда и горной породы позволяет получить не только качественное, но и количественное согласование расчетных и экспериментальных параметров колебаний давлений жидкости и продольных виброускорений конструкции в различных сечениях бурового снаряда и позволяет определить рациональный режим его работы;

- для приведенной конструкции бурового снаряда рациональный режим расположен в диапазоне изменения параметра кавитации от 0,14 до 0,20.

Полученные результаты имеют важное практическое значение и подтверждают целесообразность использования указанной математической модели на практике при про-

ектировании оборудования с использованием вибронгрузки на инструменте.

Литература

1. Жулай Ю.А. Кавитация как средство интенсификации технологических процессов. Опыт применения и перспективы (Обзор) [Текст] / Ю.А. Жулай, В.Ю. Скосарь // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – Вып. 8(105). – С. 7-15.

2. А.с. 504444 СССР, МКИ В 06 В 1/18. Генератор колебаний давления воды [Текст] / В.В. Пилипенко, В.А. Задонцев, И.К. Манько, Н.И. Довготько, В.А. Дрозд (СССР). – №1782997; заявл. 06.05.72; опубл. 05.02.76, Бюл. № 9.

3. Кожевников А.А., Теоретическая оценка эффективности вращательно-ударного бурения скважин [Текст] / А.А. Кожевников, А.Т. Киселев // Изв. вузов. Геология и разведка. – 1989. – №3. – С.124-126.

4. А.с. 1496351 СССР, МКИ Е 21 В 10/18. Способ бурения скважин и устройство для его осуществления [Текст] / В.В. Пилипенко, Н.М. Гавриленко, В.А. Задонцев, И.К. Манько, Н.А. Дзоз, А.Н. Давиденко, В.А. Дрозд, А.И. Шепель, С.Я. Сологуб, А.Т. Киселев и Ю.А. Меламед (СССР). – №4250212; заявл. 04.03.87; опубл. 07.01.91, Бюл. № 15.

5. Khorshidian H, Butt S.D. and Arvani F., 2014, Influence of high velocity jet on drilling performance of PDC bit under pressurized condition, 48 th US Rock Mechanics/Geo Mechanics Symposium, Minneapolis, MN, 1-4 June.

6. M.J Fear.2009. How to Improve Rate of Penetration in Field Operations. In Proceedings at the IADC/SPE Drilling Conference, New Orleans, 12 – 15 March.

7. Li Gensheng, Shi Huaizhong, Huang Zhongwei, Zhang Zhiyun, Luo Faqian, Kang Yanjun, Wu Zhonghua, Nie Yunfei An experimental study on hydraulic pulsed cavitation jet drilling in deep wells, 2009 American WJTA Conference and Expo, August 18-20, 2009 Houston, Texas.

8. Investigation of the Effects of Vibration Frequency on Rotary Drilling Penetration Rate Using Diamond Drag Bit Yusuf Babatunde, Stephen Butt, John Molgaard, Farid Arvani. ARMA 11-527 45 th US Rock Mechanics / Geomechanics Symposium held in San Francisco, CA, June 26–29, 2011.

9. Дзоз Н.А. Продольное движение неоднородного стержня при кратковременных возбуждениях [Текст] / Н.А. Дзоз, Л.П. Котелина, Н.Е. Науменко, С.И. Филлипок / Динамика и управление движением механических систем: сб. науч. тр. / Академия наук Украины, Институт технической механики», Наукова думка. – Киев, 1992 – С. 8–17.

10. Манько И.К. Механизм преобразования высокочастотных колебаний бурового раствора в продольные виброускорения породоразрушающего инструмента бурового снаряда с кавитационным гидровибратором [Текст] / И.К. Манько, А.Д. Николаев // Науковий вісник НГУ. – 2004. – № 10 – С. 124-136

11. Манько И.К. Математическое моделирование продольных колебаний бурового снаряда с высокочастотным кавитационным гидровибратором [Текст] / И.К. Манько, А.Д. Николаев // Науковий вісник НГУ. – 2004. – № 11. – С. 65-73.

12. Дзоз Н.А. Интенсификация процессов бурения с использованием гидродинамической кавитации [Текст] / Н.А. Дзоз, Ю.А. Жулай.

// Горный информационно-аналитический бюллетень / МГГУ – М., 2008. – № 4. – С.290-296.

13. Гребёнкин С.С. Управление состоянием массива горных пород [Текст]: учеб. пособ. для студ./ С.С. Гребёнкин, В.Л. Самойлов, Ю.А. Петренко – Донецк: "ВИК", 2010. – 191 с.

14. V.V. Pylypenko, I.K.Manko, S.I.Dolgopolov, O.D.Nikolayev, L.G.Zapol'sky High-frequency downhole hydrovibrator for enhancing the effectiveness of drilling in hard and superhard formations// AADE-05-NTCE-26, 2005, 22nd SPE/IADC Drilling Conference and Exhibition, Amsterdam, The Netherlands, 23 – 25 February 2005.

Поступила в редакцию 01.08.2018

Ю.О. Жулай, О.Д. Николаев, М.О. Дзоз. Визначення подовжніх віброприскорень бурового снаряда з кавітаційним гідровібратором

Відомо, що при багатократній дії силових імпульсів від бурового інструменту руйнування гірської породи може прийняти втомний характер, при якому внаслідок розвитку мережі мікротріщин порушення суцільності масиву відбувається при середній напрузі, що не досягає межі міцності. Одним з пристроїв, що реалізовує подовжні віброприскорення породоруйнівного інструменту, є буровий снаряд, сприяючий значному збільшенню швидкості буріння свердловин при тривалому збереженні експлуатаційних якостей породоруйнівного інструменту.

Ключові слова: математичні методи розрахунку, кавітаційний генератор коливань тиску рідини, розмах коливань, параметр кавітації.

Yu.A. Zhulay, O.D. Nikolayev, N.A. Dzoz. Computation of the longitudinal vibration accelerations of the drilling string with cavitation hydrovibrator

It is known that the multiple impulse action of the drilling tool on the rock intensifies the process of destruction of the rock due to the development of microcracks, and the discontinuity of the rock massif occurs at medium stresses that do not reach the ultimate strength. One of the devices that realize the longitudinal vibration acceleration of the rock-destroying tool is the drilling tool, which contributes to a significant increase in the drilling speed of the wells, while maintaining the performance characteristics of the rock-cutting tool for a long time.

The purpose of this work is to determine the longitudinal vibroaccelerations on the tool of a drilling rig with a cavitation hydrovibrator when it comes into contact with the rock being destroyed and taking into account the forces acting axially on the drilling rig structure.

The method is based on the determination by the experimental and calculated methods of the peak-to-peak values of fluid pressure oscillations and the level of vibration loading along the length of the drilling rig, including the rock-cutting tool when it comes into contact with the rock, depending on the cavitation flow operation conditions.

The results are presented in the form of calculated dependences of the peak-to-peak values of fluid pressure oscillations and vibroacceleration vs. the cavitation parameter values and their comparison with the experimental data.

Scientific novelty. As a result of the research it was established that:

– liquid oscillations that occur when the cavitation cavity collapses in the flowing part of the hydrovibrator cause the longitudinal vibrations of the drilling rig structure;

– mathematical model of the dynamic interaction of the longitudinal vibrations of the drilling tool and rock vibrations allows to obtain not only qualitative but also quantitative matching of the calculated and experimental parameters of fluid pressure oscillations and longitudinal vibration acceleration of the rig structure in different sections of the drilling rig and allows to determine the rational operation mode;

– for the above design of the drilling tool, the rational mode is located in the range of the cavitation number change from 0.14 up to 0.20.

Practical significance. The obtained results are of great practical importance and confirm the expediency of using this mathematical model in practice for designing of equipment by using vibroloading on the instrument.

Key words: *drilling string, longitudinal vibroacceleration, finite element method, cavitation generator, peak-to-peak values of fluid pressure, cavitation number.*

References

1. Zhulaj Ju.A., Skosar' V.Ju. Kavitacija kak sredstvo intensivatsii tekhnologicheskikh processov. Opyt primeneniya i perspektivy (Obzor) [Cavitation as a mean of manufacturing process. Experience and prospects (Overview)], *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tekhnologija*, 2013, vol. 8(105), pp. 7-15.
2. Pilipenko V.V., Zadoncev V.A., Man'ko I.K., Dovgot'ko N.I., Drozd V.A. Generator kolebanij davlenija vody [Generator water pressure fluctuations], SSSR Author's certificate, No.504444 SSSR, MKI V 06 1/18. Applied 06.05.1972, published 05.02.76, bulletin no 9.
3. Kozhevnikov A.A., Kiselev A.T. Teoreticheskaya otsenka effektivnosti vrashchatel'no-udarnogo bureniya skvazhin [Theoretical evaluation of rotational-percussive drilling efficiency], *Izv. vuzov. Geologiya i razvedka*, 1989.— №3, pp. 124-126..
4. Pilipenko V.V., Gavrilenko N.M., Zadontsev V.A., Man'ko I.K., Dzoj N.A., Davidenko A.N., Drozd V.A., Shepel' A.I., Sologub S.Ya., Kiselev A.T i Melamed Yu.A. Sposob bureniya skvazhin i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya [Method of drilling wells and device for its implementation], SSSR Author's certificate, No 1496351 SSSR, MKI E 21 V 10/18. . Applied 04.03.87, published 07.01.91, bulletin No 15.
5. Khorshidian H, Butt, S.D., and Arvani, F., 2014, Influence of high velocity jet on drilling performance of PDC bit under pressurized condition, 48th US Rock Mechanics/Geo Mechanics Symposium, Minneapolis, MN, 1-4 June.
6. M.J Fear.2009. How to Improve Rate of Penetration in Field Operations. In Proceedings at the IADC/SPE Drilling Conference, New Orleans, 12 – 15 March.
7. Li Gensheng, Shi Huaizhong, Huang Zhongwei, Zhang Zhiyun, Luo Faqian, Kang Yanjun, Wu Zhonghua, Nie Yunfei An experimental study on hydraulic pulsed cavitation jet drilling in deep wells, 2009 American WJTA Conference and Expo, August 18-20,2009 Houston, Texas.
8. Investigation of the Effects of Vibration Frequency on Rotary Drilling Penetration Rate Using Diamond Drag Bit Yusuf Babatunde, Stephen Butt, John Molgaard, Farid Arvani. ARMA 11-527, 45 th US Rock Mechanics / Geomechanics Symposium held in San Francisco, CA, June 26–29, 2011.
9. Dzoj N.A., Kotelina L.P., Naumenko N.E., Fillipyuk S.I. Prodol'noe dvizhenie neodnorodnogo sterzhnya pri kratkovremennykh vzbuzhdeniyakh [Longitudinal motion of an inhomogeneous rod with short-term excitations] *Dinamika i upravlenie dvizheniem mekhanicheskikh sistem: sb. nauch. tr. / Akademiya nauk Ukrainy, Institut tekhnicheskoi mekhaniki*», Nau-kova dumka. – Kiev, 1992 – pp. 8–17.
10. Man'ko I.K., Nikolaev A.D. Mekhanizm preobrazovaniya vysokochastotnykh kolebanii burovogo rastvora v prodol'nye vibrouskoreniya porodrazrushayushchego instrumenta burovogo snaryada s kavitatsionnym gidrovibratorom [The mechanism of transformation of high-frequency oscillations of drilling mud into longitudinal vibration-rhenium of a rock drilling tool with a cavitation hydrovibrator] *Naukovii visnik NGU*, 2004. Vyp. 10 – pp. 124-136.
11. Man'ko I.K., Nikolaev A.D. Matematicheskoe modelirovanie prodol'nykh kolebanii burovogo snaryada s vysokochastotnym kavitatsionnym gidrovibratorom [Mathematical modeling of longitudinal vibrations of a drilling tool with high-frequency cavitation hydrovibrator] *Naukovii visnik NGU*, 2004, No 11. pp. 65-73.
12. Dzoj N.A., Zhulai Yu.A. Intensifikatsiya protsessov bureniya s ispol'zovaniem gidrodinamicheskoi kavitatsii [Intensification of drilling processes using hydrodynamic cavitation] *Gornyi in-formatsionno-analiticheskii byulleten' MGGU. M.*, 2008. No 4. pp. 290-296.
13. Grebenkin S.S, Samoilov V.L, Petrenko Yu.A. Upravlenie sostoyaniem massiva gornykh porod [Controlling the state of the rock massif]: ucheb. posob. dlya stud. Donetsk: "VIK", 2010.— 191 p.
14. V.V. Pylypenko, I.K. Manko, S.I. Dolgoplov, O.D. Nikolayev, L.G. Zapol'sky High-frequency downhole hydrovibrator for enhancing the effectiveness of drilling in hard and superhard formations// AADE-05-NTCE-26, 2005, 22nd SPE/IADC Drilling Conference and Exhibition, Amsterdam, The Netherlands, 23 – 25 February 2005.