

## ВЛИЯНИЕ ДЛИНЫ ИНДЕНТОРА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОЦЕССА БЕЗБУРОВОГО ОБРАЗОВАНИЯ СКВАЖИН НА ВЫБРОСОПАСНЫХ ПЛАСТАХ

Боровский А.В., Курносов С.А., Мещанинов С.К.

Для внедрения индентора в угольный пласт необходимо к нему приложить определенное усилие, строго направленное вдоль продольной оси. В зависимости от крепости угля, его трещиноватости или напряженно-деформированного состояния угольного массива осевое усилие может изменяться в широких пределах. Результаты первых шахтных экспериментов показали, что при обычном внедрении индентора максимальная величина осевого усиления достигает 160-250 кН [1].

При усилии близком к максимальному (250 кН) безбуровое образование шпуров может оказаться малоэффективным или непроеизводительным из-за низкой скорости внедрения индентора, особенно в зоне опорного давления. В случае, когда требуемая величина осевого усилия окажется выше максимального, т.е. выше усилия, развиваемого гидродомкратами подачи индентора, безбуровое образование шпуров вовсе может быть невозможным. Поэтому величина осевого усилия является одним из основных показателей эффективности и состоятельности способа внедрения индентора в угольный пласт.

Из этого следует, что выполнение научно-исследовательских работ, направленных на снижение энергетических затрат при внедрении индентора в угольный пласт и повышение технологичности этого процесса для сложных горно-геологических условий, является важной задачей. Положительное решение такой задачи позволит отказаться от регламентированного режима выемки через смену выбросоопасных крутых угольных пластов щитовыми агрегатами и применить в этих

условиях нормативный локальный способ предотвращения выбросов. Следует заметить, что из-за технических трудностей, возникающих при бурении по углю опережающих шпуров до глубины зоны спорного давления и при герметизации этих шпуров вследствие потери формы внутренней поверхности стенок от продувки или промывки, применение способов борьбы с выбросами при щитовой выемке до настоящего времени составляет неразрешимую проблему.

Для снижения энергетических затрат на безбуровое образование шпуров в угольном пласте наиболее перспективным представляется применение устройства, имеющего индентор с вибрирующим наконечником. Здесь в качестве возбуждителя механических колебаний можно использовать пневматический пластовый вибратор ПВП роторного типа [ 2 ] со следующей технической характеристикой:

Максимальный статический момент дебаланса.....	0,045 Н.м
Расчетная суммарная амплитуда колебаний.....	0,01-0,1 мм
Частота колебаний.....	30-150 Гц
Расход сжатого воздуха.....	1,0 м <sup>3</sup> /мин
Номинальное давление воздуха.....	0,5 МПа
Наружный диаметр вибратора.....	75 мм
Масса вибратора.....	4,12 кг

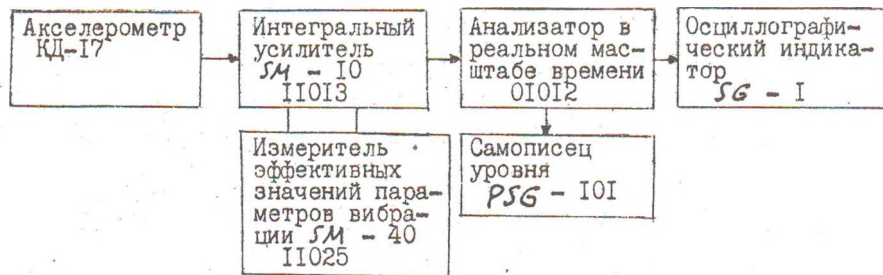
Эффективность использования механических колебаний зависит от многих факторов. Одни из них предопределяются параметрами вибратора, как генератора механических колебаний, другие — параметрами составного индентора. В целом, к основным факторам, влияющим на эффективность применения вибратора, следует отнести:

- местоположение на инденторе;
- частоту механических колебаний;
- амплитуду параметров механических колебаний;
- длину и массу штанг индентора;

- форму и массу наконечника индентора;
- массу дебаланса вибратора;
- давление сжатого воздуха;
- глубину внедрения индентора и условия контакта его с угольным массивом;
- влияние цангового захвата, обеспечивающего осевое усилие на индентор.

В данной статье рассмотрено влияния длины штанг индентора на передачу механических колебаний с одним и тем же наконечником массой 2,46 кг, имеющего цилиндрическую форму. В первом случае длина индентора (штанг с наконечником) составляла 1,0 м, во втором - 1,46 м, в третьем - 2,25 м. Во всех случаях вибратор крепился с помощью резьбового соединения к хвостовой части инденторов. При этом, последние устанавливались в вертикальное положение, что осуществлялось за счет эластичных подвесок, исключающих утечки механических колебаний. Датчик измерения параметров механических колебаний акселерометр жестко крепился к наконечнику индентора.

Измерения параметров вибрации (виброускорение, виброскорость и вибросмещение) выполнялись с помощью виброметрической аппаратуры по следующей блок-схеме:



Анализатор 01012 обеспечивал запоминание мгновенных значений спектра с последующим выводом их в цифровой форме на осциллограф 5С - 1 и на самописец 5С - 101. Разрешающая способность виб-

рометрической аппаратуры составляла  $0,2 \text{ dB}$  в диапазоне от 25 Гц до 20 кГц. Акселерометр КД-17 обеспечивал измерение вибропараметров в диапазоне частот до 400 кГц.

Оценку эффективности передачи механических колебаний от вибратора к наконечнику в зависимости от длины и массы штанг при давлении сжатого воздуха от 0,1 до 0,5 МПа производим по величине показателей, характеризующих этот процесс, см. таблицу. Анализ спектрограмм, полученных для индентора длиной  $L_1 = 1 \text{ м}$ , показывает, что величина продольных составляющих виброускорения, виброскорости и вибросмещения ниже поперечных составляющих на соответствующих частотах. При этом, пиковые значения последних имеют место на частотах 63 и 160–200 Гц, что вполне соответствует рабочему режиму и типу вибратора. Своего максимального значения продольная и поперечная составляющие виброускорения, а также их вектор достигают на частоте 200 Гц при  $P = 0,35 \text{ МПа}$ .

Аналогичные спектрограммы получены для инденторов  $L_2 = 1,46 \text{ м}$  и  $L_3 = 2,25 \text{ м}$ , которые подтверждают установленные соотношения между виброускорением, виброскоростью и вибросмещением.

Их пиковые значения приходятся на частоты 50 и 100–125 Гц. Максимальные значения вектора продольной и поперечной составляющих виброускорения возникают при  $P = 0,3$  или  $0,4 \text{ МПа}$ .

По результатам измерений для инденторов различной длины определены энергетические показатели действующие в резонансной полосе частот и на частотах эффективных вибросмещений (см. табл.).

Векторное значение суммарной вынуждающей силы  $\sum \vec{F}$  (рис. I) определялось как

$$\sum \vec{F} = \sqrt{(\sum F')^2 + (\sum F'')^2} = \sqrt{\left(m \sum_{i=25}^{250} \alpha_i'\right)^2 + \left(m \sum_{i=25}^{250} \alpha_i''\right)^2},$$

Таблица

Вибропараметры индентора в эффективном режиме работы

Параметры	Длина штанг индентора $L$ , м		
	$L_1 = 1,0$	$L_2 = 1,46$	$L_3 = 2,25$
Масса индентора, кг	10,84	13,30	17,94
Масса дебаланса, кг	0,66	0,66	0,66
Давление сжатого воздуха, МПа	0,4	0,4	0,3
Частота колебаний корпуса вибратора ПБП, Гц	70	70	60
Резонансная частота колебаний индентора, Гц	200	200	160
Векторное значение суммарной вынуждающей силы на частотах эффективных смещений, кН	2,83	4,51	4,99
Векторное значение суммарной энергии в полосе частот до 250 Гц, Дж	$2,36 \cdot 10^4$	$4,67 \cdot 10^4$	$6,81 \cdot 10^4$
Векторные значения контролируемых параметров в резонансной полосе частот:			
вынуждающая сила, кН	0,331	0,394	0,447
вибросмещение, м	$4,99 \cdot 10^{-5}$	$5,58 \cdot 10^{-5}$	$1,76 \cdot 10^{-4}$
виброускорение, $\text{м/с}^2$	78,8	95,5	106,0
виброскорость, м/с	0,063	0,102	0,125
развиваемая мощность, кН м/с	$2,09 \cdot 10^{-2}$	$4,02 \cdot 10^{-2}$	$5,59 \cdot 10^{-2}$
количество движения, кг.м/с	$6,83 \cdot 10^{-4}$	$1,36 \cdot 10^{-3}$	$2,24 \cdot 10^{-3}$
кинетическая энергия, Дж	$2,15 \cdot 10^{-5}$	$6,92 \cdot 10^{-5}$	$1,40 \cdot 10^{-4}$

где  $\Sigma F'$  и  $\Sigma F''$  - соответственно, продольная и поперечная составляющая суммарной вынуждающей силы на наконечнике индентора, кН;  $m_a$  - масса индентора, включающая массу самого вибратора, массу наконечника и массу штанг, изменяющуюся от их длины, кг;  $a_i'$  и  $a_i''$  - соответственно, продольная и поперечная составляющие виброускорений, измеренных в спектре частот (от 25 до 250 Гц) эффективного вибросмещения. При этом, нижний предел частот для составляющих виброускорения определялся разрешающей способностью виброметрической аппаратуры, а верхний - практически полным затуханием вибро смещения на наконечнике индентора, зарегистрированного на всех спектрограммах.

Аналогичным образом производился расчет векторного значения суммарной энергии  $\Sigma \vec{A}$  в полосе частот от 25 до 250 Гц из выражения:

$$\Sigma \vec{A} = \sqrt{(\Sigma A')^2 + (\Sigma A'')^2} = \sqrt{\left[ \sum_{i=25}^{250} F_i' \cdot d_i' \right]^2 + \left[ \sum_{i=25}^{250} F_i'' \cdot d_i'' \right]^2},$$

где  $\Sigma A'$  и  $\Sigma A''$  - соответственно, продольная и поперечная составляющая суммарной энергии на наконечнике индентора, Дж;  $d_i'$  и  $d_i''$  - соответственно, продольная и поперечная составляющая вибро смещений, измеренных в указанной полосе частот, м.

Из рис. I следует, что процесс передачи механических колебаний от вибратора к наконечнику индентора имеет нелинейный характер: с увеличением давления сжатого воздуха  $\Sigma F$  возрастает и достигает максимальных значений при  $P = 0,3-0,4$  МПа после чего снижается, несмотря на последующее повышение давления до 0,5 МПа. Выявленная неравномерность связана с конструктивными особенностями вибраторов роторного типа, в механизме которых взаимодействуют силы инерции

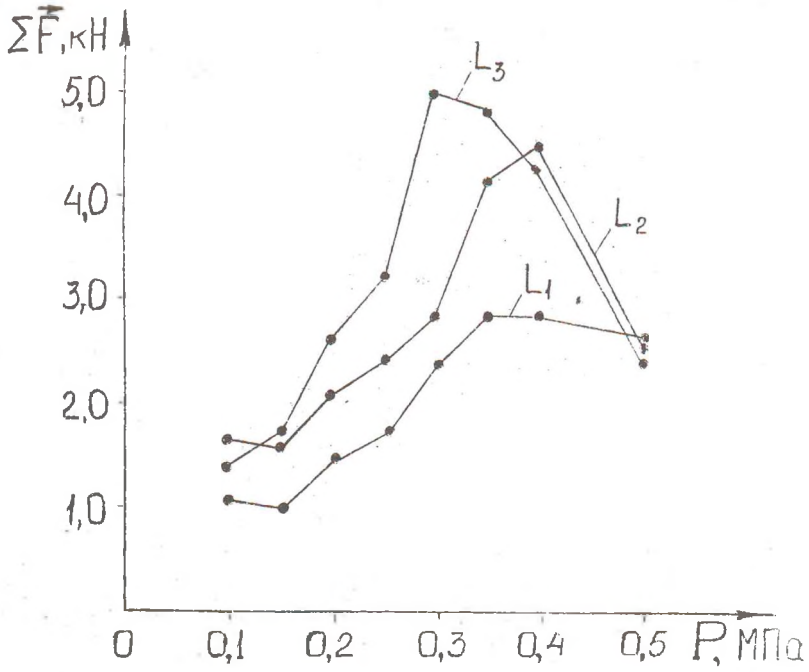


Рис.1. Величина и характер изменения векторных значений суммарной вынуждающей силы в полосе частот эффективных вибросмещений

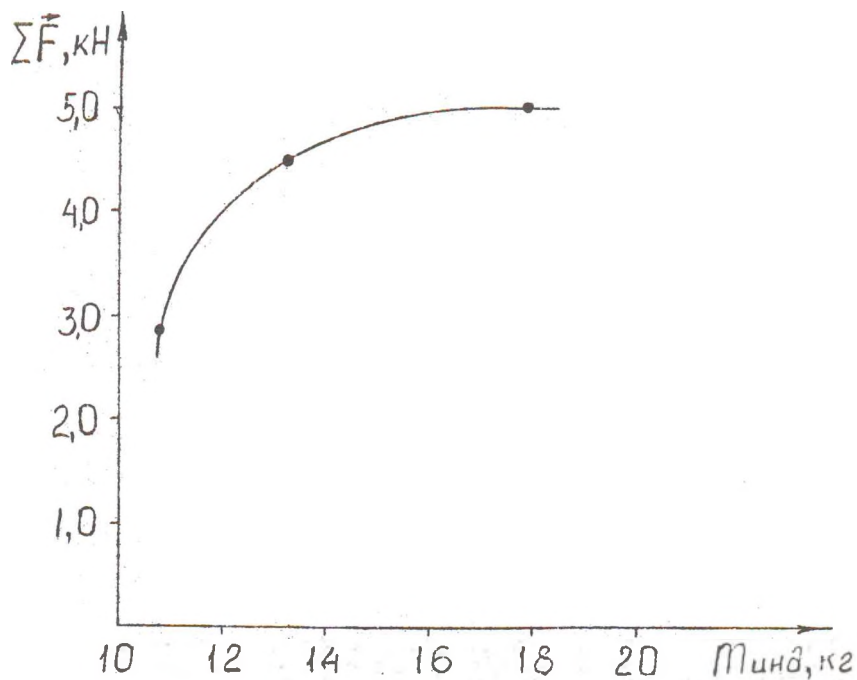


Рис.2. Влияние массы индентора на векторную величину суммарной вынуждающей силы в полосе частот эффективных вибросмещений



и центробежные силы. Таким образом, с увеличением в указанных пределах длины штанг индентора величина  $\Sigma \vec{F}$  изменяется в пределах от 3 до 5 кН.

Результаты показывают (рис.2), что взаимосвязь между  $\Sigma \vec{F}$  и увеличением длины штанг, а значит увеличением массы индентора ( $m_4$ ), носит параболический характер с верольтной вершиной перегиба при  $m_4 = 20+25$  кг. Следовательно, для данного типа вибратора существует предельное значение длины (массы) штанг после достижения которого дальнейшее увеличение длины (массы) индентора приведет к снижению  $\Sigma \vec{F}$ . Для штанг диаметром 40 мм их предельная длина составит 2,5+2,7 м, которой достаточно для безбурового образования шпуров в призабойной части крутого угольного пласта на глубину до 2 м.

Из этого следует, что индентор для безбурового образования шпуров до 2 м, включающий вибратор ПВП, наконечник и необходимую длину штанг диаметром 40 мм, в эффективном режиме работы сможет развивать суммарную вынуждающую силу от 3 до 5 кН.

Необходимо отметить, что такая величина  $\Sigma \vec{F}$  будет иметь место, когда индентор виброизолирован эластичными подвесками, исключающими утечки механических колебаний. Контакт индентора с угольным массивом, а также конструктивные решения способа передачи статического осевого усиления на индентор, могут существенно повлиять на параметры, характеризующие процесс передачи механических колебаний от вибратора к наконечнику.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Булат А.Ф., Курносов С.А., Пидгайный Я.М. Нетрадиционная технология инъекционной обработки горного массива для управления его напряженным состоянием // *Металлургическая и горнорудная промышленность*, № 2. - 1995.- С. 53-54.
2. А.с. № 1240914 СССР, МКИ<sup>4</sup> Е21F 5/00, 7/00 Вибронаконечник дегазатора / А.Н.Зорин, С.П.Минеев, В.Г.Колесников, А.П.Клец. - Оpubл. в БИ, 1986, № 24.