

УДК 629.113

Б.Н. Смоляницкий, Ю.Н. Сырямин, Д.С. Воронцов, П.Ю. Сырямин

Обоснование параметров зажимного механизма, влияющих на работу ударной системы для забивания стержней в грунт

Приведено обоснование направления совершенствования пневмударных машин для погружения в грунт стержней малой жесткости при производстве специальных работ в строительстве. Конструктивной особенностью этих машин является наличие сквозного осевого канала, через который проходит забиваемый стержень, и зажимного механизма для соединения ударного узла со стержнем и передачи ему энергии удара в любом поперечном сечении. Такая динамическая система не только передает стержню нагрузку, но и обеспечивает автоматическое перемещение машины по стержню при переустановке ее на новый уровень. При этом требования к зажимному механизму весьма противоречивы: он должен эффективно передавать значительные ударные нагрузки, но в то же время размыкаться от незначительных по величине сил в режиме перестановки по стержню. Также к требованиям добавляется надежность, быстродействие, минимальные потери энергии удара и достаточный ресурс. Опыт эксплуатации показывает, что наиболее полно реализовать эти требования в зажимном механизме при относительно простой и компактной его конструкции позволяет клиновое сопряжение, поскольку его важной особенностью является пропорциональность величины зажимных сил от передаваемых ударных. Показано, что процесс передачи энергии удара существенно зависит от характера взаимодействия и жесткости сопряжения элементов всей ударной системы. Кратко изложены основные концептуальные подходы к повышению эффективности передачи энергии удара забиваемому стержню, основанные на результатах исследования по увеличению жесткости элементов клинового сопряжения в зажимном механизме за счет исключения зазоров, люфтов и возможного проскальзывания элементов сопряжения друг относительно друга. Приведено обоснование необходимости определения значений коэффициента сцепления k^* в паре клин – стержень в реальных условиях работы зажимного механизма для обоснованного назначения его конструктивных параметров.

Ключевые слова: *стержень, пневмударная машина, зажимной механизм, клиновое сопряжение, зазор, энергия удара.*

Разработанные в Институте горного дела (ИГД) СО РАН совместно со СГУПСом кольцевые пневмударные машины (ПУМ) [1–4] в настоящее время находят все более широкое распространение в строительстве для усиления и стабилизации свойств грунтов оснований, обеспечения устойчивости стен глубоких котлованов, откосов оврагов или крутых склонов, устройства защитного заземления и выполнения других работ, требующих погружения в грунт стержней малой жесткости.

Конструктивной особенностью этих машин является наличие сквозного осевого канала, через который проходит забиваемый стержень (электрод, нагель, инъектор и т.д.), и зажимного механизма клинового типа для соединения ударного узла со стержнем и передачи ему энергии удара в любом поперечном сечении (рис. 1).

Требования к зажимному механизму весьма противоречивы: он должен эффективно передавать значительные ударные нагрузки, но в то же время размыкаться от незначительных по величине сил в режиме перестановки по стержню. К этим требованиям добавляется надежность, быстродействие, минимальные потери энергии удара и достаточный ресурс.

Опыт эксплуатации показывает, что наиболее полно реализовать эти требования в зажимном механизме при относительно простой и компактной его конструкции позволяет клиновое сопряжение [5, 6], поскольку его



Рис. 1. Конструктивная схема пневмударной машины со сквозным осевым каналом

важной особенностью является пропорциональность величины зажимных сил от передаваемых ударных.

Процесс передачи энергии удара существенно зависит от характера взаимодействия и жесткости сопряжения элементов всей ударной системы (рис. 2), оказывающих существенное влияние на коэффициент передачи энергии [7]. Увеличение подвижности (зазоров) на любом участке системы передачи энергии удара – от наковальни до забоя (зоны 1, 2 и 3) – приводит к ее значительным потерям и замедлению или прекращению процесса погружения стержня в грунт. Зона 1 характеризует взаимодействие клиньев и корпуса зажима, зона 2 – клиньев и стержня, а зона 3 – стержня и грунта.

Особенности системы передачи стержню энергии удара предполагают наличие ее значительных потерь [7] в зажимном механизме, связанных с деформациями стержня, зажимных элементов, с трением проскальзывающих поверхностей, с возможными зазорами в сопряжениях. Поэтому эффективным считается

механизм, при замыкании которого исключается наличие зазоров в системе ударного воздействия на стержень, проскальзывание по нему зажимных элементов либо строгание стержня рабочими кромками заклинивающих элементов. Необходимые зажимные усилия в общем случае определяются силами сопротивления среды, в которую погружается стержень, характером передаваемой нагрузки (динамическая, статическая), материалом стержня и его функциональным назначением, материалом и геометрическими параметрами клинового сопряжения.

Возможность появления зазоров в зонах 1 и 2 обусловлена подвижностью элементов клинового сопряжения друг относительно друга, определяемой прежде всего углом наклона рабочих поверхностей клиновой пары. Величина этого угла определяет и коэффициент передачи стержню энергии удара.

В известных конструкциях кольцевых ПУМ применяются два типа клиновых зажимов – с углом заострения клина α , близким к углу самоторможения ($\alpha = 4^\circ$), и углом, суще-

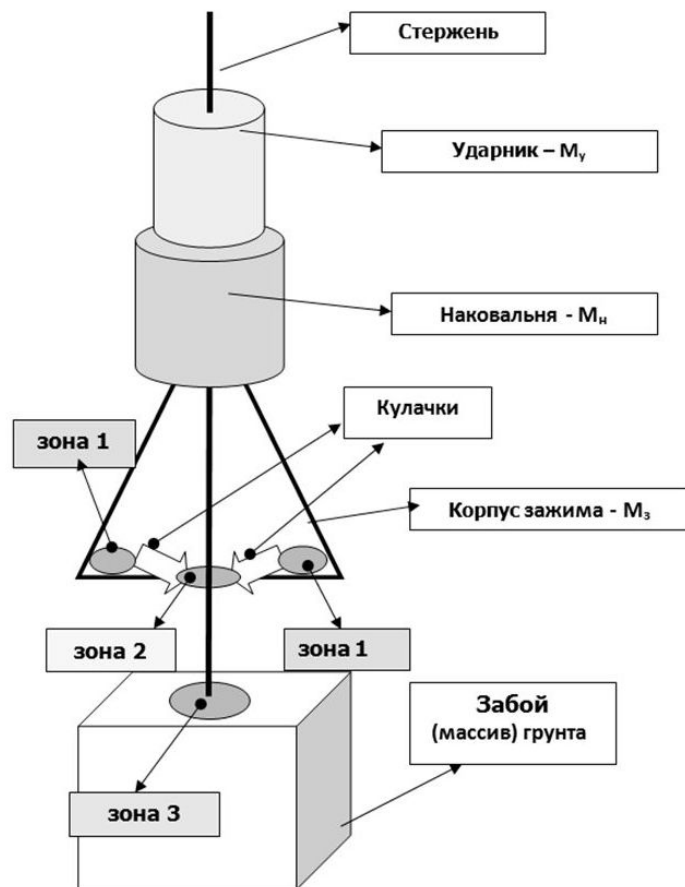


Рис. 2. Схема взаимодействия элементов ударной системы

ственно превышающим его ($\alpha = 15^\circ$). В первом случае коэффициент передачи энергии удара максимальный ($\eta \sim 30\%$), а во втором случае он равен 23% [8].

Появление зазоров в зонах 1 и 2, показанных на рис. 2, обусловлено действием осевой составляющей силы от давления сжатого воздуха на корпус ударного узла в период рабочего хода (реактивной силы отдачи). В самотормозящемся сопряжении с углом клина $\alpha = 4^\circ$ зазор в зоне 1 практически отсутствует, а при угле клина $\alpha = 15^\circ$ сил трения в сопряжении недостаточно для предотвращения его размыкания от действия силы отдачи ударного узла. Уменьшение зазора в таком сопряжении обеспечивают принудительным поджатием клиньев к наклонной поверхности корпуса зажима и стержню. Более глубокий анализ процессов, происходящих в зонах 1 и 2, показывает, что даже при отсутствии явных зазоров в них, вследствие возможного относительного проскальзывания элементов клинового сопряжения может существенно снижаться энергоэффективность работы системы.

Возникновение зазора в зоне 3 между грунтом и стержнем, особенно стержнем с бо-

ковой рифленой поверхностью (строительная арматура), обусловлено местным изменением (разрушением) структуры грунтового массива, падением связности его частиц. Следствием этого является уменьшение сил, удерживающих стержень в грунте при действии на него реактивной силой отдачи ударного узла. Коэффициент передачи стержню энергии удара резко снижается, а процесс погружения становится нестабильным, вплоть до полной его остановки. Ликвидировать подвижность стержня относительно грунта (зона 3) возможно только воздействием на ударную систему внешней силой.

На рис. 3 представлена схема силового взаимодействия элементов клинового сопряжения при действии на наковальню силы Q за время рабочего цикла машины [8].

Процесс нагружения рассматривается как квазистатический. Индексы n и k указывают, к какому из элементов системы $k-n$ (клин – наковальня) приложена сила, величина которой обозначена той или иной буквой (N , L и т.д.). В рассматриваемой системе под действием приложенной ударной нагрузки возникают силы взаимодействия зажимных клиньев

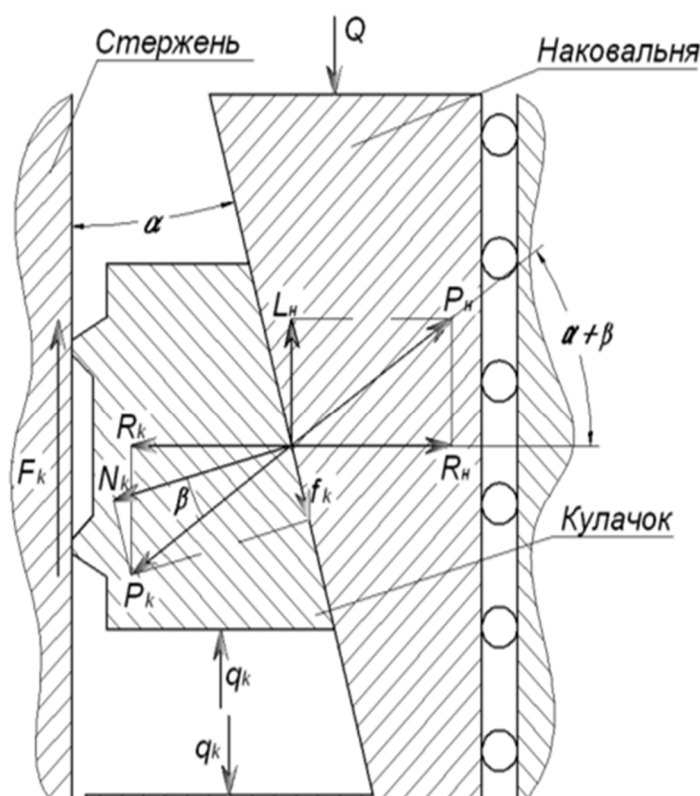


Рис. 3. Схема силового взаимодействия элементов клинового зажима

с наковальной ударного узла и стержнем в процессе замыкания зажимного механизма и погружения стержня в грунт.

Нагружающая сила Q меняется в соответствии с изменением реактивной силы отдачи, действующей на корпус пневмоударного узла, и достигает максимума в период ударного воздействия ударника на наковальню.

Сила сцепления F_k , возникающая в паре κ -с (клин – стержень), равна сопротивлению внедрения стержня в грунтовый забой. Ее можно представить простейшей зависимостью

$$F_k = k^* R_k, \quad (1)$$

где k^* – коэффициент трения в паре κ -с; R_k – сила прижатия клина к стержню.

Кроме того, между наковальной и клином действует осевая замыкающая сила q , которая создается пружиной, сжатым воздухом и т.д. В контакте κ -н действует нормальная реакция N и сила трения f_k . Сила P – их результирующая.

Угол β определяется коэффициентом трения k в паре n - κ :

$$\beta = \arctg k, \quad k = \frac{f_k}{N}. \quad (2)$$

Из векторной диаграммы сил (рис. 3), действующих на наковальню, имеем

$$L_n = Q + q, \quad (3)$$

$$R = L \operatorname{ctg}(\alpha + \beta). \quad (4)$$

Отсюда в режиме погружения стержня в грунт ($Q = Q_y$) выражение (1) с учетом зависимостей (2) и (3) имеет вид

$$F_k = k^* (Q_y + q) \operatorname{ctg}(\alpha + \beta). \quad (5)$$

Выразив $\operatorname{ctg}(\alpha + \beta)$ через $\operatorname{ctg} \alpha$ и $\operatorname{ctg} \beta$ и приняв во внимание (2), получим

$$F_k = (Q_y + q) \vartheta, \quad (6)$$

$$\text{где } \vartheta = \frac{k^*}{v}, \quad v = \frac{k + \operatorname{tg} \alpha}{1 - k \operatorname{tg} \alpha}. \quad (7)$$

Для работы без проскальзывания требуется, чтобы создаваемая захватом сила сцепления F_k со стержнем была не меньше нагружающей силы Q_y при ударе по наковальне, т.е. должно выполняться условие

$$F_k \geq Q_y. \quad (8)$$

В зависимости от значений ϑ возможны два случая состояния системы (рис. 4).

1. Если $\vartheta < 1$ (в равновесном состоянии системы, при $F_k = Q$), то предельная величина силы, которая может быть передана на стержень, пропорциональна q , нелинейно увеличивается с ростом ϑ и ограничена значением

$$F_k = \frac{qk^*}{v - k^*} = \frac{q\vartheta}{1 - \vartheta}. \quad (9)$$

В этой области работа зажимного механизма без принудительного замыкания ($q > 0$) невозможна.

2. Если $\vartheta \geq 1$, то из (6) понятно, что независимо от наличия замыкающей силы ($q = 0$) заклинивание зажимных элементов на стержне гарантировано и он без проскальзывания может передать на стержень нагрузку, ограничиваемую только прочностью передающих ее элементов. Нижней границе области такого заклинивания соответствует $\vartheta = 1$, а наибольшую величину силы сцепления определяет выражение (6).

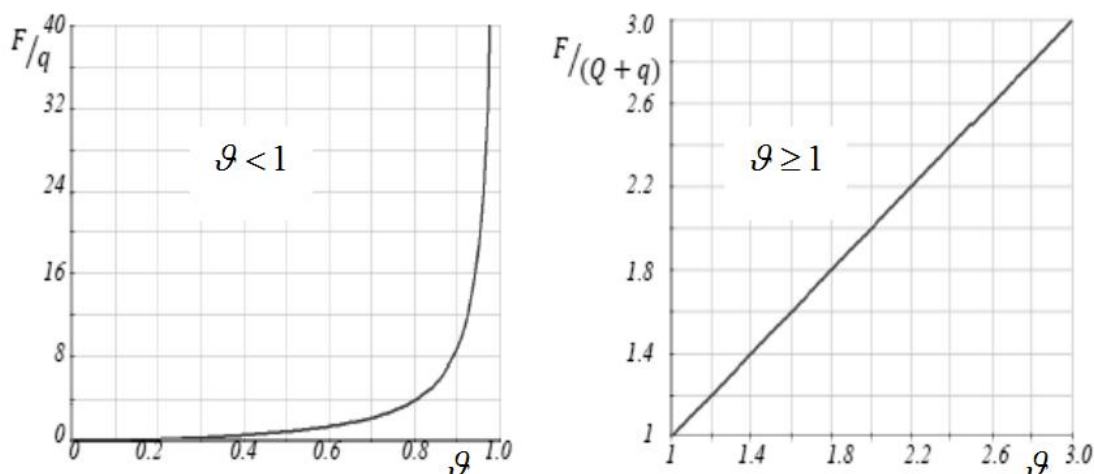


Рис. 4. Зависимость относительной величины предельной силы сцепления со стержнем от параметра ϑ

Очевидно, что для обеспечения надежного заклинивания необходимо стремиться к возможно более высоким значениям параметра ϑ , который определяется параметрами α , k , k^* . Оценка возможности их реализации в реальной конструкции клинового зажима связана с необходимостью получения достоверных сведений об изменении k и k^* при варьировании параметров α и q .

К настоящему времени имеется информация [9, 10] о том, что диапазон изменения значений коэффициента трения в трущихся стальных парах зависит от многих факторов, таких как твердость контактирующих элементов, их форма, температура и шероховатость контактных поверхностей, контактное давление, скорость относительного перемещения, наличие смазки. Величина коэффициента трения и его стабильность определяются сочетанием этих факторов и их значениями. Так, например, в зависимости от внешних условий коэффициент трения для пары сталь – сталь может меняться от 0,02 до 0,92 [9].

Общими особенностями работы пар трения k – n и k – c в зажимном механизме являются: высокое контактное давление, достаточно высокая скорость приложения сдвигающей нагрузки (до 5 м/с), отсутствие защиты от загрязнения. Основное отличие этих пар заключается в твердости и форме сопрягаемых поверхностей [9]. Твердость стержня обычно не превышает 28...30 HRC, а твердость клина и наковальни составляет 56...58 HRC. Контактная поверхность стержня – цилиндрическая, наковальни – конусная.

Отсутствие сведений о результатах исследования поведения под нагрузкой подобных пар требует проведения экспериментальной оценки реальных значений коэффициента сцепления k^* в паре k – c при изменении параметров α , k , k^* в реальных условиях работы зажимного механизма.

Существенное влияние на производительность погружения стержней оказывает процесс их начального внедрения в грунт. Например, при выполнении работ по сооружению нагельного крепления в малосвязных грунтах его продолжительность может составлять до половины времени цикла погружения стержня.

На этапе внедрения реактивные силы отдачи практически всегда превышают силы трения грунта, удерживающие стержень от извлечения. Это подтверждается серией опытов, проведенных на полигоне «Зеленая горка» (ИГД СО РАН), по определению сил трения по боковой поверхности забитого в грунт стержня, которые удерживают его от извлечения. Для проведения экспериментов пневмоударной машиной ПУМ-35 [4] в супесь нормальной влажности (супесь лессовидная, твердая, с прослоями песка) были забиты на глубину 2,5 м арматурные стержни марки № 25.

В качестве основы извлекающего устройства использовался путевой железнодорожный гидравлический домкрат, в напорную магистраль которого был подключен образцовый манометр класса 0,5 с вентилем (рис. 5). При этом опорная площадь основания и вылет подвижного упора у домкрата были увеличены так, чтобы направление выдергивающей силы совпадало с осью стержня для исключения изгибающих его усилий.

Качественный анализ нагрузочных характеристик (рис. 6) показал, что на начальной стадии извлечения стержней перемещения (люфты в зоне 3 на рис. 2) возникают при усилиях, если



Рис. 5. Извлекающее устройство

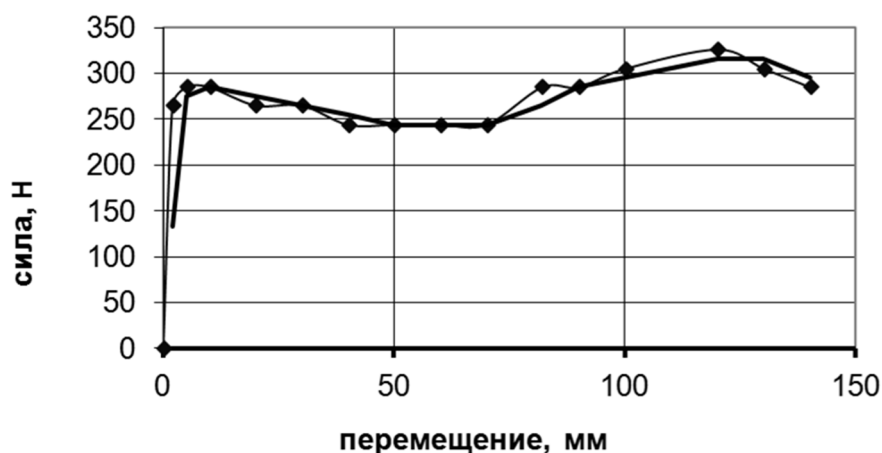


Рис. 6. Нагрузочная характеристика при извлечении арматуры марки № 25

они меньше реактивных сил отдачи пневмоударной машины. Этот вывод существенен для оценки работы машины на начальном этапе погружения стержня. Возникающие при забивке перемещения стержневого элемента в обратном направлении (люфты) нарушают рабочий цикл ПУМ и снижают ее производительность [4], а значит энергоэффективность процесса в целом. Поэтому компенсация или полное устранение этих люфтов является важной научно-технической задачей, требующей незамедлительного решения. Одним из возможных вариантов снижения трудоемкости процесса и повышения производительности при горизонтальном или пологонаклонном направлении забивки стержней является использование внешнего упорно-подающего устройства [8], в котором дополнительное усилие в направлении забивания стержня создается пневмоцилиндром, закрепленным на заякоренной к грунту раме.

Выводы

1. В пневмоударных машинах со сквозным осевым каналом повышение эффективности передачи энергии удара забиваемому стержню обеспечивается увеличением жесткости эле-

ментов клинового сопряжения в зажимном механизме за счет исключения зазоров, люфтов и возможных проскальзываний элементов в системе передачи энергии удара относительно друг друга при работе машины.

2. Анализ силового нагружения клинового сопряжения показал, что для создания эффективной системы передачи стержню энергии удара необходимо определение значений коэффициента сцепления k^* в паре клин – стержень в реальных условиях работы зажимного механизма для обоснованного назначения его конструктивных параметров.

3. Анализ процесса погружения стержневых элементов различного технологического назначения показывает также, что для достижения энергоэффективности работы одним из необходимых условий является устранение подвижности ударной системы из-за недостаточных для восприятия сил отдачи пневмоударной машины сил трения между забиваемым стержнем и грунтом за счет использования устройства, создающего внешнюю осевую силу по направлению удара, превышающую реактивную силу отдачи ударного узла.

Библиографический список

1. Богинский В.П., Смоляницкий Б.Н. Пневмоударные машины для погружения легких стержневых элементов // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 1981. № 2. С. 67–72.
2. Гербер А.Р., Сырямин Ю.Н., Смоляницкий Б.Н. Применение пневмоударных машин для лечения земляного полотна железных дорог // Совершенствование средств механизации путей, строительных и погрузочно-разгрузочных работ: Сб. науч. тр. Новосибирск: Изд-во СГУПС. 2001. С. 45–62.
3. Комплекс мобильных машин и механизмов для упрочнения и армирования грунтов / М.Я. Крицкий, Ю.Н. Сырямин, Б.Н. Смоляницкий, Н.Ф. Скоркин // Опыт строительства и реконструкции зданий и сооружений на слабых грунтах: Сб. науч. тр. Архангельск, 2003. С. 73–78.

4. Создание комплекса мобильных машин для усиления грунтовых оснований / Е.П. Русин, Б.Н. Смоляницкий, С.Б. Стажевский, П.Ю. Сырямин // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 2007. № 6. С. 49–58.
5. Сырямин Ю.Н., Смоляницкий Б.Н., Богинский В.П. К выбору геометрии клинового зажимного механизма // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 1982. № 3. С. 99–101.
6. Костылев А.Д., Гурков К.С., Смоляницкий Б.Н. Пневмопробойники и машины для забивания в грунт легких строительных элементов. Новосибирск: Наука. Сибирское отделение, 1980. 134 с.
7. Экспериментальное исследование ударной системы с неторцевым соударением / А.А. Кирилов, А.В. Прасолов, Б.Н. Смоляницкий, Л.И. Сухарева // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 1988. № 2. С. 74–82.
8. Повышение эффективности работы пневмоударной машины для погружения в грунт стержневых технологических элементов / Б.Н. Смоляницкий, Ю.Н. Сырямин, Д.С. Воронцов, П.Ю. Сырямин // Механизация строительства. 2016. № 2. С. 47–51.
9. Крагельский И.В., Виноградова И.Э. Коэффициенты трения: Справ. пособие. М.: Машиностроение, 1962. 112 с.
10. Дерягин Б.В. Что такое трение? М.: Машиностроение, 1963. 232 с.

B.N. Smolyanitskii, Yu.N. Syryamin, D.S. Vorontsov, P.Yu. Syryamin

Substantiation of Design Values of Clamp Parameters Affecting the Operation of Impact Systems for Driving Rods into the Ground

Abstract. Direction of improvement of pneumatic machines for dipping low-rigidity rods into the ground during the execution of special works at construction sites is substantiated. A specific feature of such machines is, first, the presence of an axial channel through which the hammered rod goes and, second, the presence of a V-type clamping mechanism that connects the impact assembly with the rod and transfers the impact energy to it. Not only does such a dynamic system transmit the terminal load to the rod; it also provides for automatic motion of the machine along the rod to a new installation level. The requirements imposed on the clamping mechanism are quite controversial as this mechanism must transfer considerable impact loads to the rod and, simultaneously, it must be capable of getting disconnected from the rod under the action of the insignificant forces during level resetting. Experience has showed that, on the condition of a relatively simple and compact design, the above requirements can be most adequately met using a wedge pair since an important feature of such a pair consists in that the magnitude of the impact-induced clamping forces varies in proportion to the impact forces. In our report, we show that the impact energy transfer process substantially depends on the interaction and stiffness pattern of coupling elements in the impact system. Also, we briefly outline the main approaches aimed at improving the transfer of impact energy to the rod on the basis of our study aimed at increasing the stiffness of wedge-pair elements in the clamp through elimination of gaps, backlashes, and possible mutual slippage of the coupling elements. For adequate specification of design parameters in the clamping mechanism, we substantiate the necessity of determining the values of the adhesion coefficient k^* in the wedge/rod pair under actual operating conditions of the clamp.

Key words: *rod; pneumatic percussion machine; clamping mechanism; wedge pair; gap; impact energy.*

Смоляницкий Борис Николаевич – доктор технических наук, профессор, заведующий отделом горной и строительной геотехники Института горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН, заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины» СГУПС. E-mail: bsmol@misd.nsc.ru

Сырямин Юрий Николаевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Подъемно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины» СГУПС. E-mail: syryaminyun@stu.ru

Воронцов Денис Сергеевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Подъемно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины» СГУПС. E-mail: osen86@ngs.ru

Сырямин Павел Юрьевич – преподаватель кафедры «Подъемно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины» СГУПС.