

Т.А. Кузнецова, А.П. Зиборов, Л.И. Чернуха, В.А. Захаренко

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ СОЕДИНЕНИЙ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ГЛУБОКОВОДНЫХ ТРУБ БОЛЬШОГО ДИАМЕТРА (РАЙЗЕРОВ). 1. РАЗРАБОТКА ТРЕБОВАНИЙ К ТРУБНЫМ СОЕДИНЕНИЯМ

T.A. Kuznetsova, A.P. Ziborov, L.I. Chernukha, V.A. Zakharenko

PROSPECTS FOR DEVELOPMENT OF VERTICAL JOINTS OF DEEP-WATER PIPES OF LARGE DIAMETER (REISER). 1. WORKING OUT OF REQUIREMENTS TO TRUMPET JOINTS

Для тяжелых условий эксплуатации (большие глубины моря, знакопеременные вертикальные и горизонтальные нагрузки, коррозия, большие диаметры труб) обоснованы требования к соединениям труб и проанализированы порядка 1200 отечественных и зарубежных патентов с целью выявления возможных типов конструкций соединений труб для заданных условий. Из проведенного анализа выявлено всего несколько типов соединений труб, в какой-то мере отвечающих заданным условиям.

Ключевые слова: труба, соединение, требования, нагрузка, прочность, надежность, простота

Введение. Настоящие исследования имеют связь с ранее выполненными работами в части применения соединений труб в морской буровой технике, нефтепромысловой и газовой промышленности, добыче газогидратов. В настоящей работе, применительно к тяжелым условиям эксплуатации (большие глубины моря, знакопеременные нагрузки, коррозия, большие диаметры труб) на основе разработанных требований к трубным соединениям, проведен анализ порядка 1200 отечественных и зарубежных патентов с целью обоснования типов перспективных соединений труб.

Цель. Разработать требования к трубным соединениям и обосновать типы перспективных соединений.

Причины разрушений морских сооружений могут быть обусловлены разработанным проектом конструкции, выбором или применением материала, квалификацией и техническим обслуживанием, эксплуатацией сооружения. Разрушения связаны со случайным несоблюдением регламентированных и нерегламентированных критериев безопасного проектирования, сборки или эксплуатации. Причиной этого несоблюдения могут быть ошибки, которые удобно подразделить на грубые, систематические и случайные [1].

Единственным способом устранения грубых ошибок является организация надзора и инспектирования всех работ при проектировании, сборке, техническом обслуживании и эксплуатации сооружения. Затраты времени и средств на осуществление этих мероприятий приносят больше пользы с точки зрения обеспечения безопасности сооружения, чем принятие больших значений коэффициентов безопасности.

Систематические ошибки, связанные с незнанием действительных физических явлений, могут приводить к катастрофическим для сооружения последствиям. Поэтому ошибки по неведению расцениваются как грубые ошибки.

Случайные и малые систематические ошибки при проектировании, сборке, техническом обслуживании и эксплуатации сооружения нельзя полностью устра-

нить мерами инспектирования. Систематические ошибки представляют собой параметр, снижающий величину коэффициента безопасности. Поэтому случайные и небольшие постоянные ошибки должны перекрываться выбираемым запасом прочности.

Таким образом, инспектирование не может быть заменено увеличением коэффициента безопасности, а принимаемые величины запаса прочности нельзя существенно уменьшить, ссылаясь на тщательно проводимое инспектирование.

В общем случае для морских сооружений, спроектированных с учетом принятых норм, теоретическое значение годовой вероятности определенного вида разрушений составляет 10^{-4} – 10^{-5} . Чтобы не создавать конструкции с избыточным запасом прочности, в разработанных норвежским судовым регистром „Веритас“ правилах проектирования предусмотрено проведение анализа на основе теории пластичности в случае, когда запас прочности равен 1,3. При этом вероятность повреждения составляет 10^{-6} .

К характерным свойствам, которыми должны обладать соединения труб работающей гидротранспортной установки, предъявляются жесткие и, отчасти, противоречивые требования, вытекающие из тяжелых условий эксплуатации конструкции.

Главным требованием, предъявляемым к трубным соединениям, является высокая надежность функционирования, так как от этого качества зависит надежность всей гидротранспортной системы подъема. Для заданных условий эксплуатации термин надежность является интегральным и включает в себя ряд требований, которые следует рассматривать как обязательные для соединений трубных секций.

Набор требуемых качеств удобно разбить на две группы: А и Б.

А. Физические характеристики соединений:

– механические (прочностные) параметры;

– физико-химические характеристики, связанные со специфической природой окружающей рабочей среды.

Б. Технологические (эксплуатационные) характеристики соединений:

1. Соединение должно выдерживать высокие нагрузки (растяжение–сжатие, изгиб, кручение). Прочность соединения должна быть не меньше прочности трубы. Так как на трубопровод будут действовать переменные нагрузки, то соединение должно обладать высокой усталостной долговечностью. При применении резьбовых соединений конструктивное исполнение элементов должно выдерживать высокие моменты свинчивания [2].

Поскольку трубопровод должен работать в условиях нестационарных и флуктуирующих динамических нагрузок, а также может находиться в сложном и переменном во времени напряженно-деформированном состоянии, то первостепенную важность имеют прочностные характеристики трубных соединений. Требования к ним определяются характером и величинами напряжений в трубопроводе. Последний, помимо основного стационарного растяжения под действием собственного веса, может подвергаться многообразным деформациям, связанным с различными механизмами колебательных движений райзера как упругой конструкции под влиянием сил преимущественно гидродинамического происхождения. Перечень возможных причин, вызывающих колебания трубопровода, весьма широк.

Колебания, создаваемые внешними течениями вместе с явлениями вихревого выталкивания, флаттера и т.д., могут приводить к динамическим напряжениям как сжатия и растяжения, так изгиба и кручения трубопровода [3–6]. При этом в трубном соединении происходит рост напряжений, которые могут способствовать ускоренному выходу конструкции из строя как в результате развития трещин хрупкого разрушения, так и в результате накопления усталостных повреждений.

Одной из сложных проблем является вибрация трубопровода большого диаметра, обусловленная движением транспортируемой смеси [7]. Такая вибрация может привести не только к возникновению разрывных напряжений, но и значительно снизить ожидаемую скорость потока. Причем, отмечается, что когда скорость потока возрастает до какого-то критического значения, мелкие хаотические возмущения перерастают в поперечные колебания большой амплитуды. При более высоких скоростях начальная статистическая неустойчивость может привести к флаттеру трубы.

Особенно опасная ситуация создается в случае возникновения резонансных колебаний трубопровода, которые могут быть как продольными, так и поперечными. Численные результаты, полученные с помощью математического моделирования на основе метода конечных элементов, указывают на возможность возникновения резонанса при некоторых экстремальных условиях, хотя обычно резонансная частота трубопровода оказывается значительно больше, чем любая из динамических самовозбуждающихся частот жидкости (турбулентность моря, вихревое выталкивание, волны и т.д.) [3].

Однако вероятность возбуждения резонансных частот может сильно возрастать вследствие взаимодействия корпуса судна с трубопроводом. Так, в работе [8] описывается фактически наблюдавшийся случай возникновения аномально больших изгибных колебаний трубопровода при штормовом волнении моря. Более подробный анализ указанного случая проводится ниже с целью уточнения природы возникающих колебаний в аналогичных условиях.

Прежде всего отметим, что свободно подвешенный трубопровод можно рассматривать как упругий стержень со свободными концами. Фактически концы трубопровода соединены гибкими связями с судном и придонным оборудованием. Можно также в первом приближении не учитывать растяжение трубопровода собственным весом.

Таким образом, в качестве модели предлагается использовать классическое решение задачи о свободных изгибных колебаниях упругого стержня со свободными концами.

Дифференциальное уравнение, описывающее колебания такого рода, имеет, вид:

$$\frac{\delta^2}{\delta x^2} \left(EI_x \frac{\delta^2 x}{\delta x^2} \right) + QF \frac{\delta^2 x}{\delta x^2} = 0, \quad (1)$$

где константы E , I_x , Q , F – модуль упругости, момент инерции сечения, плотность и площадь сечения соответственно имеют заданные значения для каждого конкретного случая. Обычно решение этого уравнения проводится методом Фурье, что приводит к характеристическому уравнению для определения частот собственных колебаний стержня.

Корни характеристического уравнения k_n позволяют выразить собственные частоты ω_n в виде числовой последовательности [7]:

$$\omega_n = \frac{k_n^2}{l^2} \sqrt{\frac{E}{Q}} \cdot \sqrt{\frac{I_x}{F}}, \quad (2)$$

где l – длина стержня.

Для рассматриваемого конкретного случая первые несколько корней имеют значения:

$$k_1 = 4,730; k_2 = 7,853; k_3 = 11,000; k_4 = 14,137.$$

Отсюда оценки частот собственных колебаний оказываются следующими: $\omega_1 = 0,0032$ Гц; $\omega_4 = 0,0740$ Гц. Внешняя сила, периодически воздействующая с любой из указанных частот, может привести к резонансному возрастанию изгибных колебаний трубопровода. Существенным является тот факт, что период свободных колебаний T_4 , соответствующей частоте ω_4 практически совпадает с периодом воздействия прикладываемой внешней нагрузки в данном конкретном случае ($T_4 \approx 13,9$ с). Это позволяет сделать вывод, что наблюдавшееся возрастание изгибающих напряжений в трубопроводе действительно имеет резонансную природу и обусловлено случайным неблагоприятным совпадением частоты собственных колебаний с частотой воздействия внешней возмущающей нагрузки.

Подобные ситуации повышают риск и при определенных условиях могут привести к аварийному исходу. Поэтому необходимы соответствующие предохранительные меры. Самая очевидная мера противодействия, как следует из уравнения (2), заключается в немедленном изменении длины погруженного трубопровода, что должно привести к рассогласованию частот и выходу системы из состояния резонанса. Для этого достаточно изменить указанную длину всего на несколько процентов.

2. В соединении должны отсутствовать концентраторы напряжений.

Особенно чувствительными к резонансному возрастанию деформаций являются трубные соединения вследствие локальной концентрации напряжений в них. Различные виды трубных соединений в неодинаковой степени способны служить концентраторами напряжений и поэтому обладают различной стойкостью при деформациях трубопровода. Чтобы уменьшить влияние концентрации напряжений, следует по возможности избегать или сокращать количество острых граней, углов, выточек, отверстий в конструкции соединения. В частности, конфигурация сварных швов должна приближаться к такой, которая максимизирует величину их прочности.

Однако более точные сравнения оценки и рекомендации могут быть даны только на основе сравнения распределения напряжений в трубных соединениях при различных видах рабочей нагрузки. При этом распределение напряжений можно получить или методом математического моделирования на ЭВМ, или с помощью физического моделирования на основе метода фотоупругости.

Имеются основания считать, что именно для изучения реакции трубных соединений второй метод оказывается более предпочтительным. Это следует из большой трудоемкости построения и ненадежности численных алгоритмов, описывающих распределение напряжений в соединениях сколько-нибудь сложной конфигурации при сложном напряженно-деформированном состоянии. Фотоупругая модель может оказаться в этой связи более информативной. Особенно ценно, что на ней легко воспроизводить различные системы нагрузок, характерных для реально действующего трубопровода. Кроме того, получаемые на фотоупругой модели результаты, обладают очевидной наглядностью и позволяют непосредственно сравнить между собой распределение напряжений в исследуемых трубных соединениях.

Поэтому следует рекомендовать провести широкое исследование различных конкурирующих видов трубных соединений с помощью оптического моделирования.

Таким образом, будут выявлены наиболее благоприятные решения с точки зрения снижения концентрации напряжений при нагрузках, типичных для действующего трубопровода.

3. Соединение должно быть напряженным, в нем должны отсутствовать зазоры (люфты). При действии переменных нагрузок будет ускоряться процесс разрушения элементов соединения в местах неплот-

ного контакта поверхностей, что может привести к отказу. Установлено, что высокое предварительное напряжение увеличивает статическую прочность и усталостную долговечность соединений.

Подтверждением справедливости этого требования служат трубные соединения, в которых в качестве элементов, создающих предварительное или постоянное напряжение, приняты пружинные кольца (пат. ФРГ № 2922869, отечественные патенты №715880, №511469, рис.1, а; пат. Японии №52-11766, рис.1, б), пружинные втулки (пат. Франции №2376990), резьбовые втулки (пат. Франции №2323088, пат. США №4093281, рис. 1, в).

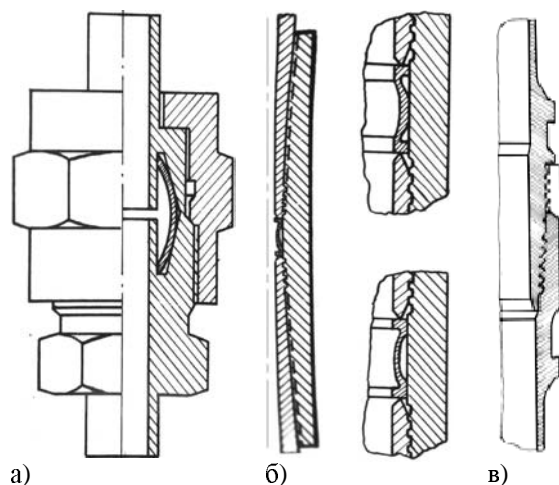


Рис. 1 Трубные соединения: а – отечественный патент № 511469; б – пат. Японии № 52-11766; в – пат. США № 093281;

4. Материал соединения должен быть износостойким и коррозионностойким.

В тесной связи с прочностными характеристиками трубных соединений находятся требования к их износостойкости. Это качество следует рассматривать прежде всего в физико-химическом аспекте, так как работа материала в морской воде требует особых предохранительных мер против электрохимической коррозии. В частности, трубы и соединения должны быть выполнены из одного металла.

По отношению к трубным соединениям, подвергающимся действию больших напряжений, положение усложняется из-за угрозы коррозионного растрескивания, которому особенно подвержены сплавы в условиях растяжения. Этот опасный вид разрушения проявляется как образование множества трещин в металле под влиянием одновременно действующей растягивающей силы и коррозионной среды. При этом на поверхности детали обычно нет никаких следов воздействий, но внутри нее образуется система распространяющихся с течением времени межзеренных и внутризеренных трещин. Уровни напряжений, при которых происходит коррозионное растрескивание под напряжением, значительно ниже предела текучести металла. Поэтому трубные соединения могут оказаться

особенно уязвимыми к этому виду износа. Основная мера противодействия – выбор такого варианта соединения, которое в наименьшей степени подвержено влиянию концентрации напряжений в рабочих условиях. Наряду с этим важную роль играет правильный подбор антикоррозионного материала для труб.

Требования к эксплуатационным характеристикам соединений можно сформулировать в виде нижеследующего перечня:

1. Конструктивное исполнение соединения должно отличаться простотой, иметь минимум составных частей. При необходимости соединения должно обеспечивать подвижность (осевую, угловую).

2. Внутренний диаметр соединения должен соответствовать диаметру трубы с целью снижения гидравлических потерь [1].

3. Соединение должно предотвращать самопроизвольное рассоединение трубных секций.

4. Внутреннее проходное отверстие соединения должно быть, по возможности, гладким [2]. Должны отсутствовать перепады диаметров (канавки, выемки, выступы) с целью предотвращения турбулентности, которая может повлечь возникновение дополнительных динамических сил, повысит гидравлические потери, интенсифицирует износ поверхностей соединения.

5. Размеры соединения должны быть сведены до возможного минимума, поскольку местное увеличение внешнего диаметра трубопровода неблагоприятно сказывается на величине лобового сопротивления при движении в воде, а также создает дополнительные трудности для размещения вспомогательных трубопроводов, силовых и сигнальных кабелей и другого оборудования [2].

6. Специфическим является требование быстроразъемности соединения, так как спуск и подъем трубопровода фактически может происходить при волнении моря. Последнее означает, что судно лишается возможностей для маневрирования и подвергается повышенному риску в течение многих часов, требующихся для выполнения данной операции. Так, например, во французской глубоководной скважине GLP – 2 установка водоотделяющей колонны длиной 1219 м происходила в течение 20 часов, а ее подъем – за 12 часов при умеренной скорости ветра и высоте волн [9].

С ухудшением метеорологической обстановки и увеличением глубины спуска количество затрачиваемого времени резко возрастает. Таким образом, указанное требование является отнюдь не последним по своей значимости.

7. Соединение должно обеспечивать герметичность и сохранять это свойство после многократного монтажа – демонтажа.

При эрлифтном способе подъема трубопровод вследствие самого механизма транспортировки будет нагружен наружным давлением [9], поэтому при неплотности соединения будет происходить подсос извне морской воды и, как следствие, потеря напора, снижение КПД установки, коррозия незащищенных поверхностей элементов соединения.

8. Конструктивное исполнение соединения должно обеспечивать возможность многократного монтажа–демонтажа с минимальной затратой времени и материальных средств, а также применения механизированной сборки и разборки.

9. Соединения должны быть безопасны в работе и просты в обслуживании.

10. Элементы соединения должны быть технологичны в изготовлении и взаимозаменяемы [10].

Коэффициент использования металла должен быть, по возможности, минимальным и приближаться к массовому производству за счет применения заготовок в виде штамповок, специальных профилей проката, точных методов литья, безотходной технологии.

При использовании сварных конструкций материал сварного шва должен быть равнопрочен материалу трубы. Так как при обычных способах изготовления материал сварного шва обладает более низким временным сопротивлением разрыву, чем материал трубы, поэтому для трубных секций необходимо применение прогрессивных методов технологии сварки, конфигурации сварных швов и методов контроля их качества.

Допуски на размеры при изготовлении элементов соединений должны быть жесткими. Так, например, соединения должны обеспечивать соосность трубных секций. В случае неточности изготовления и сборки эксцентриситет может снизить величину предельной осевой силы примерно на 10%, повлечь за собой перераспределение нагрузок в соединении и повысить гидравлические сопротивления.

11. Конструкция элементов соединения должна обеспечивать возможность применения мелкого и текущего ремонта.

12. Срок службы соединения должен быть равен сроку службы трубы.

Количественная формулировка отдельных требований может быть дана на основе точного значения величины и направления сил, действующих на трубопровод, процессов, происходящих в системе: морская вода – материал трубы и соединения – транспортируемая среда, проведения специальных лабораторных и натурных исследований.

Сведения о применении соединений труб для комплексов, подобных разрабатываемому, отсутствуют.

Выбор соединения для колонны труб производился на основе изучения стандартных, серийно выпускаемых соединений, которые хорошо зарекомендовали себя при использовании на нефтяных промыслах. При оценке соединений пользовались следующими критериями:

- прочность соединения;
- простота свинчивания;
- первоначальные затраты;
- успешность применения в прошлом.

Изучение стандартных соединений для обсадных труб позволило сделать вывод о том, что ни одно из них не будет обладать такой же прочностью, как корпус выбранных труб в условиях повторяющихся тяжелых условий работы при комбинированном воздействии изгиба и растяжения.

Была произведена также оценка различных соединений для водоотделяющих колонн. Эти соединения обладали определенными технологическими преимуществами, однако данные об эффективности их работы в условиях комбинированных нагрузок либо отсутствовали, либо были крайне недостаточны.

Оказалось, что наилучшей комбинацией положительных качеств для экспериментальной добычи обладают замковые соединения для бурильных труб. На протяжении ряда лет фирмы-изготовители конструируют и изготавливают соединения с муфтовыми и ниппельными элементами большого диаметра для бурения шахтных стволов. К тому же замковые соединения вообще применяются в нефтяной промышленности с самого ее зарождения. Следовательно, в пользу замковых соединений говорил и длительный опыт их успешного применения.

Замковые соединения в готовом виде имели наружный диаметр 12 дюймов (304,8 мм) и были изготовлены из стальных поковок. Для увеличения сопротивления развинчиванию при самых сильных вибрациях была выбрана однозаходная резьба. Для облегчения центрирования соединения при сборке на движущемся корабле выбрали резьбу с конусностью 2 дюйма/фут (1:6) и углом фланкирования 20°. Соединения докреплялись с большим крутящим моментом – 8·10⁴ футо-фунтов (11·10³ кгм) для предотвращения тенденции к развинчиванию.

Динамическое развитие современных установок требует все более эффективных соединений для технологических трубопроводов. Под термином эффективность следует понимать такие особенности, как например, быстроту сборки, высокую герметичность, стойкость к коррозии.

В настоящей работе проведен анализ порядка 1200 отечественных и зарубежных патентов (классы F 16 L, E 21 B), в том числе: отечественных – 225; США – 393; Франции – 160; Великобритании – 185; Японии – 70; Чехии, Словакии, Польши, Германии, Швейцарии, Италии, Румынии – 142.

Известные типы разъемных соединений труб можно разделить на фланцевые, хомутовые, раструбные, резьбовые и специальные [11, 12].

При выборе способа соединения труб следует учитывать такие факторы, как эксплуатационную надежность, возможность утечек, достигаемую степень уплотнения, воздействие на транспортируемую среду, свойства материала, скорость монтажа-демонтажа [13].

Классификация трубных соединений приведена на рис.2.

Представленная классификация соединений в определенной мере условна и отражает классические конструкции соединений. В действительности на практике чаще всего встречаются соединения, содержащие элементы разных типов и форм соединений.



Рис. 2. Классификация трубных соединений

Выводы. Разработаны требования к соединениям труб райзеров. При оценке соединений пользовались следующими критериями:

- прочность соединений при многократном свинчивании-развинчивании;
- простота сборки – разборки;
- первоначальные затраты;
- успешность применения данной конструкции в прошлом.

Список литературы

1. Фьелд С. Надежность морских сооружений /КР ВЦП.-№КЛ-83316 // Journal of Petroleum Technology. – 1978. – 30, №10. – P. 1486–1496.
2. Хофбауер К. Опыт эксплуатации насосно-компрессорных и обсадных труб со спецсоединением ТД S / ВД S фирмы Меннесмен / ВЦП. 1974-90-№12.
3. Грот Ф.Б., Бернс Дж. К. Выбор конструкции системы подъема при глубоководной океанской разработке полезных ископаемых Marine Mining. – 1982. – 2, №4.
4. Уитни А.К., Чанг Д.С. Колебания длинных морских труб за счет вихреобразования // Transactions journal of Energy Resources Technology. – 1981. – 103, №9.
5. Чанг Д.С., Уитни А.К., Лоден В.А. Нелинейное переходное движение глубоководного океанического трубопровода для добычи породы // Transactions of the journal of Energy resources Technology. – 1981. – 103, №3.
6. Беннет Б.Е., Метколф М.Ф. Нелинейный динамический анализ согласованных осевых и боковых движений морских вертикальных колонн труб // Annual offshore Technology Conference, 1977.
7. Флипси Дж. И. Задачи исследований в области освоения глубоководных месторождений на восьмидесятые годы // Marine Mining. – 1981. – 2, №4 – P.311–314.

8. Kwan C. T., Marion T.Z., Gardnez T.N. Emergency disconnect of marine risers // Ocean Sud.–1979.–14, №6.
9. Солтыс Л. Новейшие соединения технологических трубопроводов /ВЦП. – Л Ц-32390. – 10 с. „Widomosci Naftowe“. 1973. – 19, №9. – С. 207–210.
10. Клаус Г. Добыча сырья с больших морских глубин / ВЦП. – №1130/76. – 16 с. „Fordern und Heben“, 1976, 25, №6, 5. 637–638.
11. Молчанов. В.Г., Калчанов А.В. Машины и оборудование для добычи нефти и газа: Учебник для вузов. – М.: Недра, 1984. – 464 с.
12. Joints for Cylindrical Sections, Design Details // Machine Design, 1962. – 21, №6. – С. 180–184.
13. Копычов В.В., Артыжкин В.Н. Быстроразъемные и упругие соединения буровых труб. – Тюмень: ТГУ, 1983. – 96 с.

Для важких умов експлуатації (великі глибини моря, знакозмінні вертикальні та горизонтальні навантаження, корозія, великі діаметри труб) обґрунтовано вимоги до з'єднань труб і проаналізовано близько

1200 вітчизняних і зарубіжних патентів з метою виявлення можливих типів конструкцій з'єднань труб для заданих умов. З проведеного аналізу виявлено всього декілька з'єднань труб, які деякою мірою відповідають заданим умовам.

Ключові слова: труба, з'єднання, вимоги, навантаження, міцність, надійність, простота

Technical requirements produced to pipe junctions meant for hard usage (deep-sea, variable horizontal and vertical load, corrosion, large diameters of pipes) have been substantiated. About 1200 domestic and foreign patents have been analyzed for the purpose of detection of appropriate constructions of pipe junctions. As a result a few kinds of pipe junctions responding to the set conditions have been found.

Keywords: pipe, connection, requirements, loading, durability, reliability, simplicity

Рекомендовано до публікації д.т.н., В.П. Франчук 19.04.10

УДК 622.24.05:62-752

© Титов А.А., Ганкевич В.Ф., Коцупей А.Н., Василенко Ю.В., Якубович Л.А., 2010

А.А. Титов, В.Ф. Ганкевич, А.Н. Коцупей, Ю.В. Василенко, Л.А. Якубович

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ХАРАКТЕРИСТИК ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ АМОРТИЗАТОРОВ РУДНИЧНЫХ ВАГОНЕТОК

A.A. Titov, V.F. Gankevich, A.N. Kotsupei, Yu.V. Vasilenko, L.A. Yakubovich

ON DETERMINATION OF CHARACTERISTICS OF TWO-STAGE SHOCK-ABSORBERS FOR MINE CARS

Представлена методика расчета жесткостей упругих элементов двухступенчатого пружинного амортизатора для рудничных вагонеток. Создана расчетная схема, учитывающая поэтапное вхождение в контакт двух ступеней пружин амортизатора, зазор между которыми выбирается только при загрузке вагонетки материалом. Показано влияние на соотношение жесткостей первой и второй ступеней таких факторов, как соотношения масс груженой и пустой вагонеток и высота рельсового стыка.

Ключевые слова: рудничная вагонетка, амортизатор, пружина, колесо, коэффициент жесткости, стык рельсов

Введение. Сегодня создание и усовершенствование конструкций вагонеток предполагает подпружинивание осей их колесных пар [1]. Это позволяет эффективно снижать динамические усилия и добиваться безотрывного прохождения стыков железнодорожными составами, эксплуатирующимися в большом количестве на отечественных карьерах.

Спроектированные ранее вагонетки с жестким креплением осей отличались быстрым износом узлов крепления колес, самих колес, а также неизбежным расшатыванием и разбиванием стыков рельсов, что в еще большей степени ухудшало условия взаимодействия системы колесо-рельс. Как результат, встречаются участки рельсового пути с существенным уширением, сужением рельсов, кроме того, стыки, перепад по высоте между головками рельсов на которых достигает 30 мм [2] и более.

Подпружинивание осей вагонеток достигается за счет применения амортизаторов различных конструкций. Так, используют пружинные одноступенчатые, пружинные с дополнительным демпфированием, а также резинометаллические амортизаторы [3]. Недостатками амортизаторов, имеющих в качестве рабочего элемента резиновый массив, являются повышенная жесткость и относительно быстрое изменение упруго-вязких характеристик как за счет естественного „старения“ резины, так и за счет влияния неблагоприятных факторов окружающей среды – температуры, осадков и т.п. Недостатками одноступенчатых пружинных амортизаторов является либо большая величина осадки пружин в случае груженой вагонетки, либо же подбрасывание вагонетки на стыках, если она пустая. Поэтому для надежной и долговечной работы амортизатора с прохождением высо-