АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

ПРЕПРИНТ

МОСКВА
ИЗДАТЕЛЬСТВО
«ГОРНАЯ КНИГА»
2013

УДК 621.002
Г 52

Книга соответствует «Гигиеническим требованиям к изданиям книжным для взрослых» СанПиН 1.2.1253-03, утвержденным Главным государственным санитарным врачом России 30 марта 2003 г. (ОСТ 29.124—94). Санитарно-эпидемиологическое заключение Федеральной службы по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека № 77.99.60.953.Д.014367.12.12

Глазов А.Н., Карепина Е.Е., Ижендеева С.Р., Саруев Л.А., Кузнецов И.В., Васенин С.С., Пашков Е.Н., Зиякаев Г.Р., Симанкин Ф.А., Борисенко Г.П., Симанкин А.Ф., Макаревич Е.Н., Цыганкова М.В., Снигирев Д.П., Щедривый К.В., Томилин А.К., Юровский П.Г., Черемнов А.В., Ивкина О.П., Мартюшев Н.В., Катанухина С.Л., Пономарев А.В., Федин Д.В., Шумилов С.В.

Г 52 Актуальные проблемы машиностроения: Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). Отдельные статьи (специальный выпуск). — 2013. — № 12. — 116 с.— М.: издательство «Горная книга».

ISSN 0236-1493

Представлены результаты теоретических экспериментальных исследований по изучению ряда параметров приборов, машин и механизмов при различных условиях с применением математического аппарата. Смоделированы нестационарные и стационарные процессы этих механизмов. Для описания параметров их работы применены классические модели теоретической и прикладной механики, определены основные факторы изменения напряженно-деформированного состояния используемого оборудования. Рассмотрены вопросы эксплуатации машин и оборудования, включающие технологические, метрологические, экономические параметры и вопросы, связанные с промышленной и экологической безопасностью.

УДК 621.002

ISSN 0236-1493

© Коллектив авторов, 2013
© Издательство «Горная книга», 2013
© Дизайн книги. Издательство «Горная книга», 2013

УДК 622.233.53 © А.Н. Глазов, Е.Е. Карепина, 2013

К СОЗДАНИЮ БУРИЛЬНЫХ МАШИН С НИЗКИМ РАСХОДОМ ВОЗДУХА

Рассмотрены особенности цикла работы пневмоударного механизма перфоратора ПК75М с низким удельным расходом воздуха.
Ключевые слова: ударный узел, КПД, расход воздуха.

Большой расход сжатого воздуха, высокий уровень шума и низкий КПД пневматических бурильных машин приводит к значительным затратам на энергоресурсы и уменьшению производительности труда, к ограничениям в создании и применении мощных машин, и тем более, при централизованном снабжении воздухом.

Актуальной задачей является создание бурильных машин с низким расходом воздуха.

Основными причинами низкого КПД ударного механизма являются прямые утечки сжатого воздуха из магистрали в атмосферу в период открытия поршнем выхлопного окна, а также неэкономичный цикл процессов в рабочих камерах.

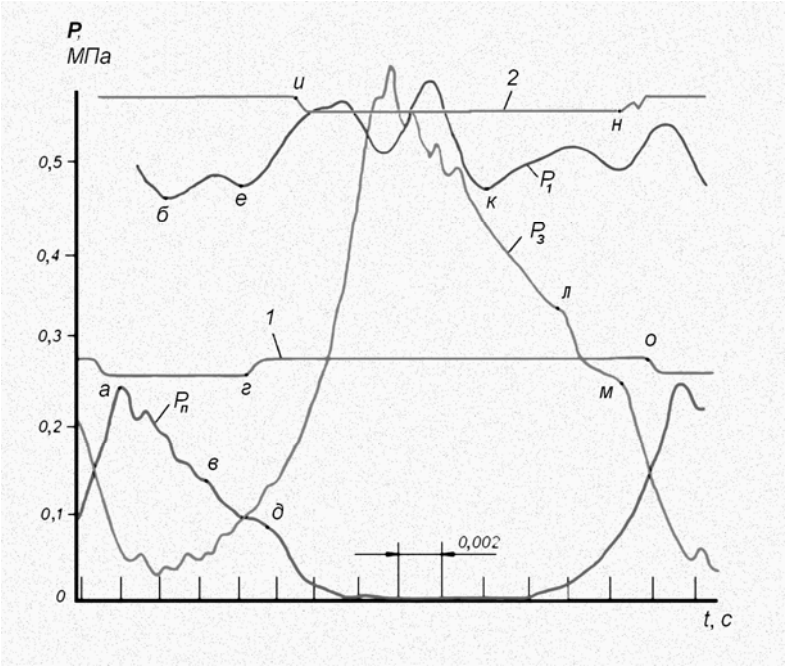
В различных моделях бурильных машин утечки составляют от 22 % до 32 % от времени цикла работы, а наиболее длительные – из передней от штанги рабочей камеры. При этом доля утечек воздуха от общего расхода значительно больше, так как в период выхлопа скорость потока воздуха больше.

Свойства ударного механизма определяются выбранной структурой распределительного устройства. В большинстве типов машин применяется один распределительный орган, функции которого выполняет клапан, золотник или поршень, что не позволяет осуществить энергосберегающий цикл работы машины.

Как показали результаты исследования нового ударного узла колонкового перфоратора ПК75М с диаметром поршня 120 мм, наибольшие возможности для резкого снижения удельного расхода воздуха открываются при применении схемы управления с двумя распределительными органами, связанными с рабочими камерами командными каналами.

Характерные точки на осциллограмме работы механизма означают: **а** – момент удара поршня по штанге; **б** – конец интенсивного впуска воздуха в переднюю камеру; **в** – открытие командного канала; **г** – момент посадки клапана на седло; **д** – открытие выхлопного окна; **е** – прекращение впуска воздуха в переднюю камеру; **и** – отрыв клапана от седла; **л** – начало открытия командного канала задней камеры; **м** – открытие выхлопного окна; **н** – соприкосновение клапана с седлом; **о** – начало перекидки клапана.

Распределение воздуха в ударных узлах перфораторов ПК75М и ПК75 происходит неодинаково. В перфораторе ПК75 мгновенный расход воздуха в рабочую камеру постоянно нарастает вплоть до момента переброски мотылькового клапана. Впуск воздух в цилиндр происходит непрерывно. Время утечек воздуха из магистрали в периоды открытия поршнем выхлопного окна составляет до 23 % времени цикла.



Осциллограмма работы ударного узла: 1 и 2 – перекидка клапанов передней и задней камер; P_3,$P_п$,P_1 – давление воздуха в задней, передней и предклапанной камерах

В новом ударном узле реализована отсечка рабочих камер от магистрали до начала выхлопа. В течение 18—20 % времени цикла воздух не подается в цилиндр. Новая схема распределения, удачное сочетание параметров исполнительного и управляющего устройств позволяют осуществить довольно совершенные рабочие процессы в цилиндре. Созданный механизм превосходит по эффективному КПД известные промышленные аналоги, в том числе ударный узел перфоратора ПК 75 более чем в 2,3 раза, расход воздуха составляет около 3,8 $м^3$/мин, то есть как у ручных перфораторов, общий уровень шума ниже на 8-10 дБ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Глазов А.Н.* Энергосберегающие конструкции пневмоударных бурильных машин// Горный журнал. – 2007. — №1. – с. 76-78.

УДК 624.045.072 © С.Р. Ижендеева, 2013

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДА СИНТЕЗА ОПТИМАЛЬНЫХ СТЕРЖНЕВЫХ СИСТЕМ НА ОСНОВЕ ИХ ОСОБЫХ СВОЙСТВ ДЛЯ ОЦЕНКИ РЕШЕНИЙ, ПОЛУЧЕННЫХ ДРУГИМИ МЕТОДАМИ

Рассмотрено использование предложенного метода синтеза оптимальных стержневых систем для оценки близости решений, полученных иными методами, к оптимальным.
Ключевые слова: оптимальное проектирование, критерии оптимальности, оценка оптимальности.

В работах [1]-[2] был предложен метод синтеза стержневых систем минимального веса на основе их особых свойств, рассмотрен алгоритм реализации метода, приведены примеры применения метода для проектирования оптимальных стержневых систем. Предложенный метод может быть использован также для

оценки близости решений, полученных иными методами, к оптимальным.

Рассмотрим стержень прямоугольного сечения, загруженный продольной сосредоточенной силой *P*, распределенной поперечной нагрузкой, представленной составляющими в главных плоскостях инерции поперечного сечения – $q_1(x)$, $q_2(x)$. Стержень несет массу, распределенную по закону $m(x)$. Требуется отыскать такие законы изменения размеров сечений $b_1=b_1(x)$ и $b_2=b_2(x)$, которые удовлетворяли бы ограничениям (2) — (6) и придавали бы функции цели (1) минимальное значение.

Функция цели: $V = \int_0^1 b_1(x) b_2(x) dx$ (1)

Ограничения:

по прочности $\sigma_0(x) \le \sigma_0$ (2)

по общей устойчивости $Pk_y \le P_1[l]$, (3)

$Pk_x \le P_2[l]$ (4)

Здесь: V — объем материала стержня; $\sigma_0(x)$ — наибольшее приведенное по выбранной теории прочности напряжение в сечении; σ_0 — предельное напряжение для данного материала; k_y — коэффициент запаса по устойчивости продольного изгиба; $P_1[l]$, $P_2[l]$ — наименьшие критические продольные силы в главных плоскостях инерции сечений стержня соответственно.

В работах [1]-[2] был приведен вывод критериев оптимальности (5) – (8).

$$|\sigma_1| = |\sigma_2|, \tag{5}$$

$$\frac{b_1}{b_2} = \frac{M_1}{M_2}, \tag{6}$$

$$|\sigma_1| + |\sigma_2| + |\sigma_p| = \sigma_0, \tag{7}$$

$$\left.\begin{array}{l} |\ \sigma_{1p}\ | = const \\ |\ \sigma_{2p}\ | = const \end{array}\right\}. \tag{8}$$

Как отмечено выше, предложенный метод синтеза оптимальных систем может также использоваться для оценки решений, полученных другими методами оптимального проектирования. Проиллюстрируем возможности метода на ряде примеров.

В рассмотренных ниже примерах приняты следующие исходные данные: модуль упругости $E=2000$ *ГПа,* модуль сдвига $G=80$ *ГПа,* расчетное сопротивление материала изгибу $\sigma_0=200$ *МПа,* коэффициент запаса по устойчивости $k_y=1,5$.

Пример 1. Рассматривается шарнирно опертая по краям балка длины $l=6$*м*, находящаяся под действием сжимающей силы $P=2000$ кН и распределенной нагрузки интенсивности $q_1=50$ *кН/м* в вертикальной плоскости и $q_2=20$ *кН/м* в горизонтальной плоскости. Балка разбивалась на 11 участков.

При оптимизации методом градиентного спуска получили балку объемом $V = 0,266135$ *м*^{3}, при этом экономия материала по сравнению со стержнем постоянного по длине квадратного сечения ($V_0 = 0,339708$ *м*^{3}) составила 21,66 %. Свойства (8) и (9) для полученного проекта не выполняются. Следовательно, оптимум не достигнут. При оптимизации предложенным в работе методом синтеза экономия составила 22,56 % ($V = 0,263056$ *м*^{3}), свойства (8) и (9) при этом выполнены.

Пример 2. Рассматривается двухпролетная балка длины $l=24$ *м*, находящаяся под действием распределенной нагрузки интенсивности $q_1=100$ *кН/м* в вертикальной плоскости и $q_2=200$ *кН/м* в горизонтальной плоскости. Балка разбивалась на 21 участок с промежуточной опорой в 11 узле. Результаты расчетов сведены в табл. 2.

При оптимизации методом градиентного спуска получили балку объемом $V = 0,757857$ *м*^{3}, при этом экономия материала по сравнению со стержнем постоянного по длине квадратного сечения ($V_0 = 1,406670$ *м*^{3}) составила 46,12 %. Свойства (7), (8) для полученного проекта не выполняются. Следовательно, оптимум не достигнут. При оптимизации предложенным методом синтеза экономия составила 50,96 % ($V = 0,689804$ *м*^{3}), свойства (7), (8) при этом выполнены.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Ижендеева С.Р.* Метод синтеза механических систем наименьшего веса при ограничениях по прочности, устойчивости и на величину низшей частоты собственных колебаний. // Труды НГАСУ. — Новосибирск, 2003. — Т. 6 N6(27) — С. 67-72.

2. *Ижендеева С.Р.* Метод синтеза механических систем наименьшего веса при статической и динамической нагрузке и разнородных ограничениях. // Строительство — формирование среды жизнедеятельности: Материалы 1-й международной научно-практической конференции молодых ученых, аспирантов и докторантов. — Кн. 2 — Москва: МГСУ, 2003. — С. 95-99.

3. *Ижендеева С.Р.* Двойственный характер процесса оптимизации стержневых систем наименьшего веса при разнородных ограничениях. // Сборник трудов региональной научно-практической конференции «Современные проблемы и достижения аграрной науки в животноводстве, растениеводстве и экономике». – Томск: Изд-во UFO-print, 2010. – Вып.12 – С. 308-312.

УДК 622.233 © Л.А. Саруев, И.В. Кузнецов, С.С. Васенин, 2013

ИССЛЕДОВАНИЕ И ОЦЕНКА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ СОВРЕМЕННЫХ МАШИН УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

Представлены исследования гидроимпульсного механизма, используемого в машинах вращательно-ударного действия для интенсификации бурения скважин.
Ключевые слова: бурение, кпд, удар, рукав высокого давления.

При разработке полезных ископаемых для бурения шпуров и скважин во все мире используются различные бурильные машины.

Однако для работы пневмоперфоратора электрическая энергия преобразуется в механическую через энергию сжатого воздуха. Для чего требуется дорогостоящее компрессорное хозяйство и сети воздуховодов.

Многократное преобразование энергии из одного вида в другой, утечки сжатого воздуха в магистралях, несовершенство рабочего цикла самого перфоратора приводят к тому, что общий кпд пневматических бурильных машин равен 9-14 %.

Кроме того, при работе пневмоперфораторов образуются и поступают в рабочее пространство вредные выбросы – масляный аэрозоль и водяной туман, а уровень шума за счет выхлопа сжатого воздуха значительно превышает санитарные нормы.

Более совершенствованные (КПД 30-45 %) гидравлические перфораторы не находят пока широкого применения из-за высоких требований к точности изготовления деталей, к чистоте и качеству масла. Для их работы необходимы маслостанция высокого давления, имеющая значительный вес и габариты, рукава высокого давления.

Известные зарубежные фирмы, например, BOSCH, которые выпускают электроперфораторы со сравнительно малой энергией удара при частоте 960 ударов в минуту. Ведутся работы по созданию механизма преобразования электричесой энергии в механическую фирмами «Накояма» (Япония), «Бригель» (Швейцария) и некоторыми фирмами США и Англии.

Мощные машины с электромагнитным приводом для бурения крепких горных пород разрабатывались во многих странах мира. Однако ряд трудностей, главное из которых явилась проблема охлаждения силовых электромагнитных катушек, находящихся в замкнутом объеме ограниченных размеров, не позволили этим разработкам выйти на промышленное освоение.

Известные пневмо- и гидроударные узлы обладают низким КПД и высокой степенью износа и шума (превышающий допустимые нормы), в связи с этим ведется.На кафедре Теоретической и прикладной механики НИ ТПУ разработан гидроимпульсный силовой механизм (рис. 1), который может быть использован вместо ударных узлов бурильных машин вращательно-ударного действия, либо в качестве источника высокоэнергетических направленных упругих колебаний для бурильных машин вращательного действия. В данном устройстве для формирования силовых импульсов можно выделить два колебательных контура. Первый колебательный контур – гидропульсатор – *1*, создающий колебания давления жидкости, второй – жидкость – *2*, находящаяся в замкнутом объеме, *4* – инерционная масса с корпусом гидроцилиндра – пневмоподатчик – *3*. Потенциальная энергия сжатого воздуха в пневмоподатчике, разгоняя активную массу, переходит в ее кинетическую энергию. Инерционная масса,

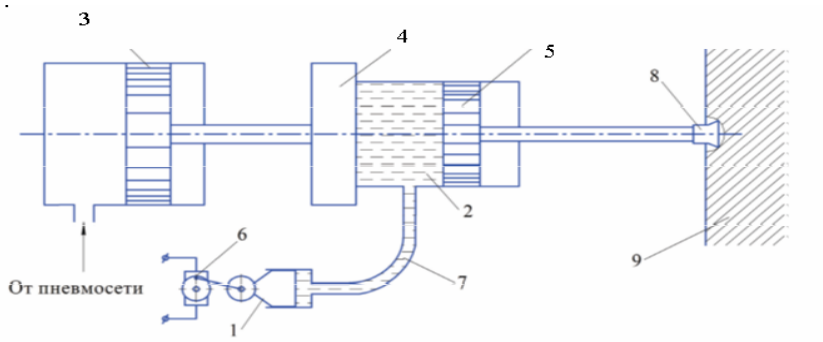


Рис. 1. Принципиальная схема гидроимпульсного силового механизма: *1* — гидропульсатор; *2* — замкнутый объем жидкости; *3* — подающее устройство (пневмоподатчик); *4* — активная масса с гидроцилиндром; *5* — поршень гидроцилиндра с хвостовиком колонны бурильных труб; *6* — электродвигатель; *7* — рукав высокого давления; *8* — породоразрушающий инструмент; *9* — горная порода

действуя на замкнутый объем жидкости, преобразует свою кинетическую энергию в потенциальную энергию деформированного рукава высокого давления – 7. Деформация рукава высокого давления будет продолжаться до тех пор, пока не израсходуется вся кинетическая энергия массы. Вынужденные колебания данной системы обеспечиваются работой гидропульсатора [1-4].

Проведены экспериментальные исследования в лабораторных условиях и получены убедительные положительные результаты, а сама новизна и оригинальность продукта подтверждена 2–мя патентами РФ (собственник ТПУ).[5, 6]

Таким образом, принципиальное преимущество перед другими механизмами отсутствие соударяющихся деталей, за счет этого обеспечивается снижение шума. Отсутствия маслостанции: поскольку в машине нет перетекания жидкости, находясь в замкнутом объеме лишь деформирует рукав высокого давления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Саруев Л.А., Зиякаев Г.Р., Пашков Е.Н.* Математическое моделирование гидроимпульсного механизма бурильных машин //Перспективы развития горно-транспортного оборудования: П26 Сборник статей. Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня (научно-технического журнала) – М.: издательство «Горная книга». – 2011. – № ОВ5. – 344 с.

2. *Пашков Е.Н., Зиякаев Г.Р., Кузнецов И.В.* Дифференциальные уравнения процессов гидроимпульсного силового механизма бурильных машин / Пашков Е.Н., Зиякаев Г.Р., Кузнецов И.В. // Приволжский научный вестник. – 2013. – № 4 (20). – С. 32–36.

3. *Пашков Е. Н., Саруев Л. А., Зиякаев Г. Р.* Математическое моделирование гидроимпульсного механизма бурильных машин // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2011. – № 5 – С. 26-31.

4. *Патент* на ПМ 69135 РФ. МПК[7] E21B 6/02, B25D 16/00. Буровой станок для проходки скважин в подземных условиях / А. В. Шадрина, А. А. Казанцев, А. Л. Саруев, Л. А. Саруев. Опубл. 10.12.2007 г.

5. *Патент* на ПМ 133152 РФ. МПК7 E02D 7/10. Гидроимпульсная сваебойная машина / Е. Н. Пашков, Г. Р. Зиякаев, П. Г. Юровский, А. В. Пономарев. Опубл. 10.10.2013 г.

УДК 531.36 © Е.Н. Пашков, 2013

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЕНИ АВТОМАТИЧЕСКОЙ БАЛАНСИРОВКИ РОТОРА ПРИ УСТАНОВИВШЕЙСЯ СКОРОСТИ

Рассмотрено изменение времени автоматической балансировки неуравновешенных роторов шаровыми автоматическими балансирующими устройствами. Проведен численный расчет методом Рунге-Кутта исходных дифференциальных уравнений. Получена зависимость времени переходного процесса балансировочного процесса от параметров автоматического балансировочного устройства.
Ключевые слова: автоматическая балансировка, автобалансирующие устройства, неуравновешенные роторы, виброзащита, дисбаланс, колебания, собственная частота

При проектировании устройств автоматической балансировки роторов необходимо определить емкость устройства, обеспечивающую полное устранение возникающей во время технологического процесса неуравновешенности. Также требуется найти частоты вращения ротора, при которых будет осуще-