

МАТЕРИАЛЫ УРАЛЬСКОЙ ГОРНОПРОМЫШЛЕННОЙ ДЕКАДЫ

5-15 апреля 2004 г.

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ КОНСТРУИРОВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ НАИБОЛЕЕ ОТВЕТСТВЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ КОНУСНЫХ ДРОБИЛОК

ЛАГУНОВА Ю. А., ЖИГАНОВ П. А.,

Уральская государственная горно-геологическая академия

Неотъемлемым свойством каждой машины является технологичность (ГОСТ 18831-73). Технологичность – это соответствие изделия требованиям минимальной материалоемкости и трудоемкости при изготовлении машины.

При этом должны обеспечиваться требования:

- унификация элементов деталей;
- упрощение конструкции деталей;
- возможность обработки на существующем оборудовании;
- ограничение применяемых марок и типоразмеров материалов и др.

Как показывает опыт, проверка чертежей на технологичность до передачи их в производство позволяет снизить трудоемкость изготовления машин на 12-15 %, а материалоемкость – на 5-8 %.

Технологический процесс изготовления – это сложная динамическая система, в которой в единый комплекс объединены исходные материалы, оборудование, обрабатывающий и контрольный инструмент и оснастка. Именно они в значительной степени определяют надежность и долговечность машины и влияют на ее эксплуатационные свойства (износостойкость, коррозионную стойкость, усталостную выносливость и т. д.).

Как показывает статистика, 40 % отказов машин происходит по причинам технологического характера (слабая проработка технологии, ее нарушения, отсутствие достоверных методов контроля и т. д.).

В настоящее время технологами разработаны десятки эффективных методов упрочнения деталей машин (термических, механических, термомеханических, химико-термических, гальванических, наплавочных и т. д.). Эти методы позволяют повысить долговечность деталей до 10 раз.

Дробильно-размольное оборудование характеризуется высокой производительностью и нагруженностью узлов и деталей, поэтому особенно нуждается в увеличении надежности и долговечности.

Проектная форма камеры дробления конусной дробилки (рис. 1) выполнена линиями контура дробящих поверхностей. Обязательным требованием к камере дробления является возможность длительного функционирования с сохранением выходных параметров. Понятно, что роль дробящих поверхностей не могут выполнять корпуса чаши и конуса, так как их износ дробимым материалом недопустим. Так появляются защитные для корпусов конуса и чаши детали – их брони.

Материалом для изготовления брони во всем мире преимущественно служит сталь Гатфильда – высокомарганцовистая сталь марки 110Г13Л по российскому стандарту. Она знаменита высокой ударной вязкостью, т. е. способностью воспринимать энергию в области пластических деформаций: недробимый предмет

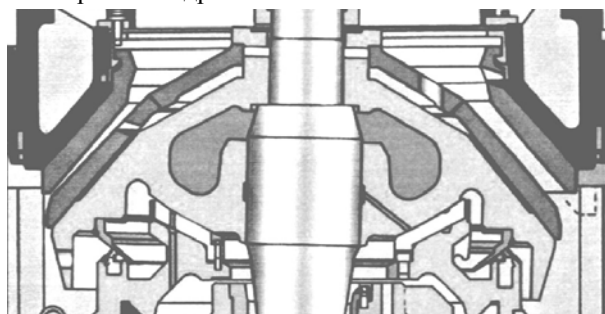


Рис. 1. Броня конуса и чаши

оставит на броне вмятину, но не нарушит ее общей целостности. Второй особенностью деталей из стали Гатфильда является способность их поверхностного слоя, в том числе обнажающегося при износе, упрочняться (наклепываться) под действием ударных нагрузок. Естественная твердость стали Гатфильда $HV=217...232$, а наклепка повышает ее до $HV=600$. Отсюда видно, что, работая в условиях абразивного воздействия без ударных нагрузок, сталь 110Г13Л проявит стойкость к износу не больше чем рядовое железо, и, следовательно, применять ее нужно только в условиях ударных нагрузок.

Брони чаши и конуса делают одинаковой толщины, которая ограничивается следующими обстоятельствами:

1. Деталь должна хорошо прорабатываться на всю толщину сечения, чтобы выровнять качество металла по сечению. Современная металлургия гарантирует качество отливок из стали Гатфильда при толщине их до 120 мм. В этот размер также включаются допуски на механическую обработку отливок.

2. В условиях самого интенсивного износа (переработка материалов, содержащих значительное количество кварца) броня должна прослужить не менее одного месяца, т. е. броня не должна быть слишком тонкой в угоду своей термической прорабатываемости.

3. Броня не должна быть слишком толстой в угоду повышения своего срока службы, так как это может создать трудности с ее термической прорабатываемостью.

Определяющим здесь является третье ограничение, поэтому брони дробилок КМД в зависимости от типового размера выполняют 40...100 мм. Заменяют брони, как правило, при изнашивании до толщины 10...18 мм.

Сталь Гатфильда очень трудна для механической обработки, поэтому наружная часть броней обрабатывается только на длине зоны калибровки, а внутренняя – по посадочным поверхностям. Упругий контакт броней с корпусами конуса и чаши поддерживается через цинковую или пластмассовую заливку. Зазор для заливки между броней и корпусом желательнее размещать в тело корпуса, так как большая разница толщин сечений отливки создаст трудности с равномерностью ее остывания. Контакты брони и корпуса в зоне заливки не допускаются. Для дробилки размера 2200 величина зазора принимается 15 мм.

По форме корпус конуса – типичная «фасонная деталь», и наиболее подходящей заготовкой под него является отливка. Предполагается, что в течение срока службы может возникнуть необходимость в ремонте корпусных деталей сваркой (ремонт трещин) или наплавкой (ремонт износа). Поэтому все такие детали выполняют из удовлетворительно сваривающейся (с местным подогревом) стали 35Л1П, которая из всех сталей группы 35Л имеет наибольшую ударную вязкость.

Дробильная чаша также участвует в переработке материала, через нее осуществляются подвижки, регулирующие размер разгрузочной щели и компенсирующие износ броней.

Броня чаши должна крепиться в корпусе. Верхняя часть брони используется для поддержания проектной величины приемной щели в процессе износа и не может служить для крепления. Крепление за нижнюю часть брони неоправданно увеличивает габарит корпуса чаши. Отсюда наиболее рационально крепление брони чаши в корпусе за нейтральную часть брони, близко к середине ее высоты. Крепление осуществляется через специальные захваты, которые могут быть углублены в сечение корпуса чаши и не вызывать увеличения габарита корпуса.

ВЫБОР КРИТЕРИЕВ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ИЗГОТОВЛЕНИЯ ТРИБОТЕХНИЧЕСКИХ СОПРЯЖЕНИЙ ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПО ВИБРОАКУСТИЧЕСКИМ ПАРАМЕТРАМ

*ПЬЯНКОВ А. П., науч. руководитель проф. БОЯРСКИХ Г. А.,
Уральская государственная горно-геологическая академия*

В условиях современного рынка возрастает потребность к повышению качества выпускаемой продукции, и это требует принятия адекватных критериев оценки качества изготавливаемого оборудования. Следовательно, вопрос оценки качества выпуска продукции становится весьма актуальным. При существующей нормативной базе оценка качества продукции горного машиностроения, как правило, производится альтернативно.

Диагностирование объектов производится по специально разработанной методике, реализованной в строгом соответствии с нормативно-технической документацией.

Проверка триботехнических сопряжений (подшипников качения, скольжения) в основном проводится исходя из конструкции объекта, который обычно включают в себя следующие состояния:

- Нормальное состояние (не обнаружено значимых отклонений анализируемых параметров и характеристик от заданных значений, принятых за нормальные).

- Дисбаланс вращающихся масс, вызываемый некачественной обработкой подшипниковых шеек ротора.
- Эллипсность цапф в подшипнике скольжения.
- Неправильная установка вкладышей в подшипниках скольжения.
- Дефекты подшипников качения: дефект внешней обоймы (трещины, раковины), дефект внутренней обоймы, дефекты на телах качения, неравномерный радиальный натяг, перекос наружной обоймы.

Процесс диагностирования осуществляется следующим образом:

- Оператор производит измерения и расчет спектров в выбранных точках измерения, которые записываются в оперативную память анализатора.
- По программе диагностирования спектры, хранящиеся в ОЗУ анализатора, пересылаются в архив программы и сортируются по именам диагностируемых агрегатов.
- По запуску программы диагностирования в автоматическом режиме производится расчет информативных частот, значений диагностических параметров, сравнение с эталонами, построение диагностической модели и определение состояния всех узлов агрегата.

Для быстрого и качественного отыскания дефектов в оборудовании разработаны следующие этапы диагностирования.

Расчет частот измерения

Неисправный подшипник качения генерирует вибрацию на следующих основных частотах, кратных частоте вращения: частота вращения сепаратора, частота вращения тела качения, частота перекатывания тел качения по внешнему кольцу, частота перекатывания тел качения по внутреннему кольцу подшипника.

Данные частоты сравниваются с эталонными (заранее занесенными в базу данных), и на основе этого принимается решение о качестве оборудования.

Эти частоты можно вычислить исходя из геометрических размеров элементов подшипника (диаметры тел и дорожек качения), а также количества тел качения, как приведено ниже.

Дефект сепаратора или шарика:

$$F_c = \frac{D_B \times n}{D_B + D_H},$$

где F – частота проявления дефекта; D_B – диаметр внутреннего кольца подшипника; D_H – внутренний диаметр наружного кольца; n – частота вращения ротора.

Дефект тела качения:

$$F_k = \frac{D_H \times D_B}{D_{ш}(D_B + D_H)} \times n,$$

где $D_{ш}$ – диаметр тела качения.

Дефект внутреннего кольца:

$$F_{нк} = \frac{D_H}{D_B + D_H} \times m \times n,$$

где m – количество тел качения в подшипнике.

Дефект внешнего кольца:

$$F_{вк} = \frac{D_B}{D_H + D_B} \times m \times n.$$

Одиночный дефект на внутреннем или внешнем кольце подшипника генерирует вибрацию на частоте перекатывания тела качения.

Вычисленные частоты не всегда точно совпадают с измеренными из-за проскальзывания шарика и несоответствия между реальным путем движения шарика и измеренным диаметром, который использовался в вычислениях.

Путем многократных испытаний выявлено, что частота перекатывания по внутренней дорожке примерно равна 60 % от частоты вращения, умноженной на число тел качения. Что касается внешнего кольца, примерно 40 % шариков проходят через заданную точку за каждый оборот вала. Необходимо помнить, что подобные вычисления являются приближенными. Реальные частоты перекатывания могут значительно отличаться в зависимости от конфигурации подшипника.

В любом случае знание частоты вращения шарика и частоты перекатывания часто полезно для анализа вибрации, возникающей в подшипнике, и для получения дополнительной информации о дефекте.

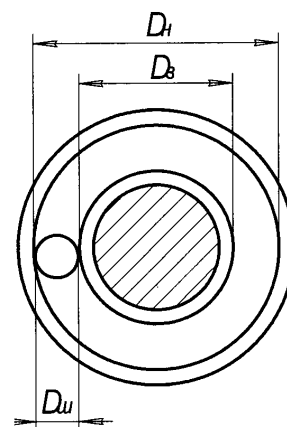


Рис. 1. Подшипник качения

В некоторых случаях интересующие нас подшипниковые частоты можно обнаружить только путем тщательного анализа вибрации. Однако в случае присутствия нескольких дефектов разделить частоты, присутствующие тем или иным дефектам, сложно. В этом случае требуется применение синхронного анализа для подавления паразитных составляющих колебаний.

Исследование суммарных и разностных частот

Одиночный дефект на внутреннем или внешнем кольце подшипника генерирует вибрацию на частоте перекачивания тела качения. В зависимости от степени развития неисправности размер области повреждения растет, при этом будет наблюдаться увеличение числа частот и ширины спектра. Эти частоты будут модулироваться силами дисбаланса на частоте вращения вала или другими силами. В результате модулирования в спектре проявляется большое число суммарно-разностных частот.

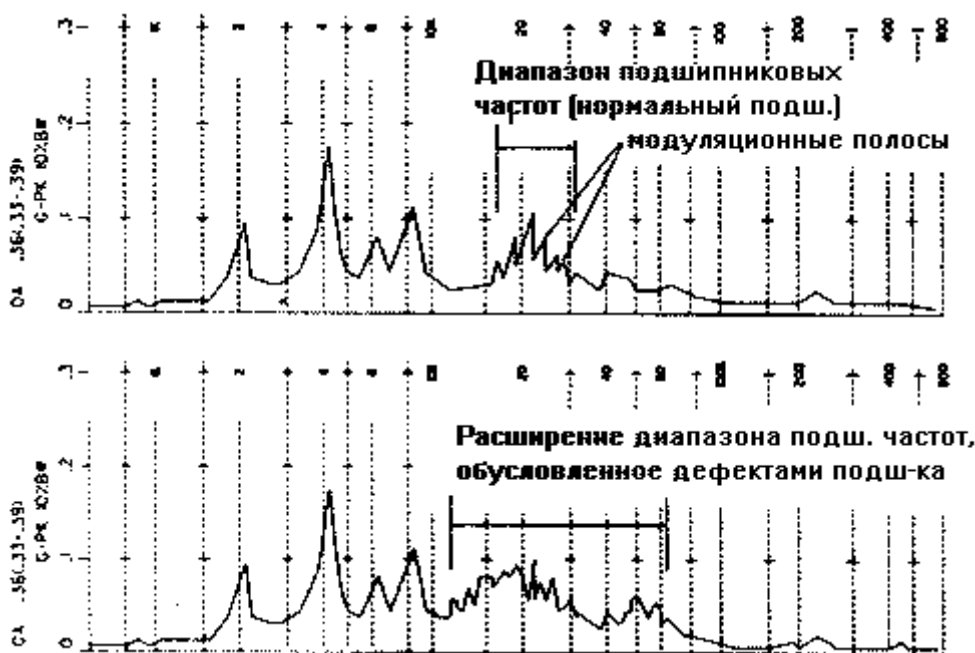


Рис. 2. Примеры проявления суммарных и разностных частот

Как показано на рис. 2, эффект модуляции проявляется в возникновении достаточно широкого спектра частот.

Измерение энергии импульсов

Энергия импульсов определяется как энергия вибрации, которая генерируется короткими ударными силовыми импульсами, импульсами при взаимодействии металл-металл, случайными вибрационными импульсами, распространяющимися по конструкции.

Подшипники являются одними из наиболее точных узлов машины, поэтому их вибрации, когда подшипник правильно изготовлен, малы по сравнению с вибрацией остальных узлов машины. На начальной стадии развития неисправности в подшипнике уровень его вибрации очень мал по сравнению с вибрацией других частей машины.

Общий уровень вибрации (нефильтрованный уровень виброскорости или ускорения), измеренный на корпусе машины, не позволяет оценить состояние подшипника до тех пор, пока его неисправность не достигнет критической степени развития. Поэтому измерение общего уровня вибрации для контроля состояния подшипников является неэффективным.

Эффективным для этих целей является измерение энергии импульсов, которая измеряется в высокочастотной области и более чувствительна к изменению состояния подшипника, чем общий уровень вибрации.

Дефекты дорожек и тел качения вызывают импульсные ударные воздействия на различные элементы подшипника. Эти воздействия, в свою очередь, возбуждают резонансные частоты различных элементов подшипника.

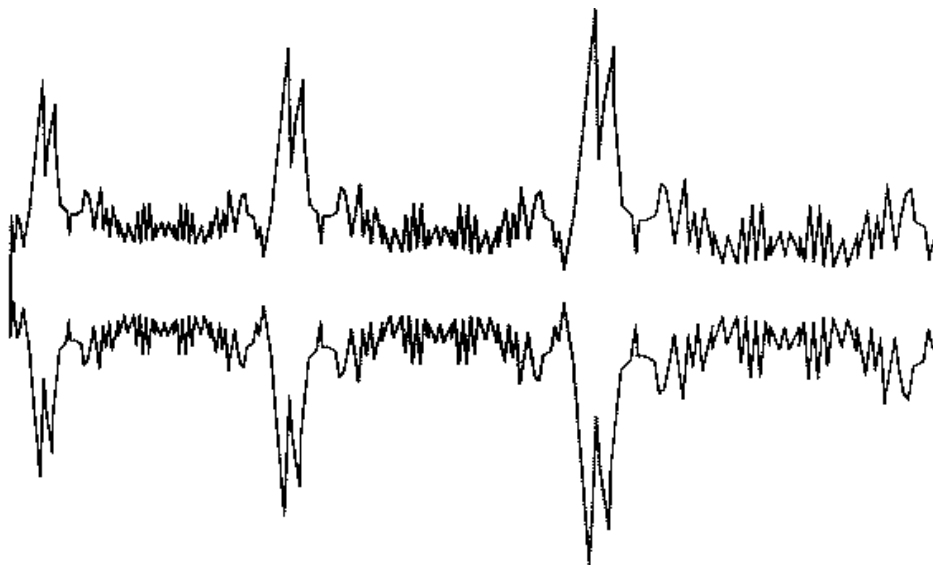


Рис. 3. Сигнал энергии импульсов для поврежденного подшипника

На рис. 3 приведен пример сигнала энергии импульсов для поврежденного подшипника.

Для измерения энергии импульсов в высокочастотной области применяют акселерометры, имеющие собственную частоту примерно 27000 Гц. Эта частота значительно выше частоты вибрации, возникающей из-за несоосности, дисбаланса и гидравлических сил. В результате единственными источниками вибрации, которые возбуждают собственные частоты акселерометра, являются ударные силы, генерируемые неисправным подшипником или зубчатой передачей.

Для измерения энергии импульсов необходим фильтр высоких частот, отсекающий частоты ниже 5000 Гц, поэтому увеличение вибрации из-за дисбаланса и несоосности не вызывает увеличение энергии импульсов. Энергия импульсов, генерируемая подшипником, различными путями передается на внешнюю поверхность машины (корпус). Сигнал с акселерометра поступает на специальный блок обработки сигнала в приборе для измерения энергии импульсов, который преобразует поступающий сигнал таким образом, что выделяется только та его часть, которая связана с неисправностью подшипника.

Заключение

Нельзя принимать решение о качестве изготовления машины, базируясь только на измерениях энергии импульсов. Для вынесения окончательного заключения необходимо производить измерения, по крайней мере еще одного вибрационного параметра, такого, как виброускорение. Это необходимо делать потому, что значения энергии импульсов существенным образом зависят от режима работы машины. Высокоскоростные машины более подвержены воздействию силам вибрации, для них более подходящим показателем состояния является виброускорение. Для низкоскоростных машин предпочтительнее в качестве дополнительного параметра использовать вибросмещение.

Данный метод диагностирования позволяет сократить выпуск дефектной продукции на 90 %.

Для контроля вибрационных параметров оборудования используются зарубежные и отечественные приборы таких фирм, как: «ИНОТЕК», «Мера», «Л-КАРД» и др.

СТАТИСТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ КВАЛИМЕТРИЧЕСКОЙ ОЦЕНКИ ПРИЕМОЧНЫХ ИСПЫТАНИЙ ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ

*КЛЕЩА Е. А., науч. руководитель проф. БОЯРСКИХ Г. А.,
Уральская государственная горно-геологическая академия*

Конечной стадией любого машиностроительного производства является испытание выпускаемого изделия, так как испытания позволяют проверить и задокументировать степень соответствия присущих характеристик требованиям качества изделия (определение ISO 9000:2000).

Абстрагируясь от вышеприведенного определения, качество выпускаемой продукции можно рассматривать так же, как и совокупность присущих характеристик. Необходимо выделить наиболее структурирующие сегменты совокупности «качество»:

- функциональные;
- технологические;
- экономические;
- антропологические.

Более подробно структура качества изделия приведена на рисунке.



Рис. 1. Структурные сегменты качества

Опираясь на вышеприведенную схему, можно условно классифицировать процедуру испытания на следующие типы:

- интегральная оценка качества;
- дифференциальная оценка качества.

Интегральная оценка включает в себя испытания изделия по всем сегментам качества, а также обработку и анализ результатов проведенных испытаний. Учитывая, что данный тип испытаний обладает высокой стоимостью, вследствие большего объема работ, их сложности, применение интегральной оценки качества весьма ограничено. В основном это испытания уникальных машин, изделий экспериментального и единичного производств либо первых образцов изделий крупносерийного и массового производств.

Испытание изделия машиностроительного производства по одному, двум параметрам качества является дифференциальной оценкой. Это обуславливается тем, что некоторые сегменты качества продукции находятся постоянно на высоком уровне либо незначительно влияют на качество в целом. Кроме того, данная процедура менее затратна и длительна, при сохранении достаточной истинности результатов испытаний.

Наиболее часто дифференциальная оценка изделия производится по параметру надежности, так как этот сегмент качества наиболее полно связан с другими сегментами и позволяет прогнозировать качество и длительность последующей эксплуатации выпускаемой продукции.

Контроль надежности имеет своей целью установить, что надежность контролируемой партии не ниже установленного уровня. Однако контроль надежности всей партии в условиях крупносерийного и массового машиностроительных производств не представляется возможным, поэтому необходимо определять размер контрольной выборки изделий из условия обеспечения достаточного уровня достоверности результатов испытаний для всей партии.

При определении размера выборки возможно возникновение ошибок двух видов:

- ошибка первого рода – партия годных изделий, на основе контроля выборки, объявляется бракованной;
- ошибка второго рода – партия бракованных деталей, на основе контроля выборки, объявляется годной.

Вероятность ошибки первого рода называется риском производителя (α), вероятность ошибки второго рода – риском потребителя (β).

Контроль надежности производится с помощью статистического метода однократной выборки и заключается в том, что из контролируемой партии объема N изделий берется одна случайная выборка объемом n экземпляров. Исходя из N , n , α или β устанавливаются оценочные нормативы A_0 и A_1 . Если выборочное значение контролируемого параметра меньше или равно A_0 , то партия признается надежной; если больше или равно A_1 , то партия бракуется.

Соотношения между α и A_0 , β и A_1 определяются следующими зависимостями:

$$\alpha = 0,5 - \Phi\left(\frac{A_0 - nq_0 + 0,5}{\sqrt{ng_0(1 - q_0)}}\right); \quad (1)$$

$$\beta = 0,5 - \Phi\left(\frac{nq_1 + 0,5 - A_1}{\sqrt{ng_1(1 - q_1)}}\right); \quad (2)$$

где A_0 – приемочное число; A_1 – браковочное число; $\Phi(\)$ – функция Лапласа; q_0 – приемлемая вероятность отказа; q_1 – верхняя граница вероятности отказа.

Приемлемая вероятность q_0 может быть определена, если известно следующее:

общий объем партии контролируемых изделий N ;

допустимое количество дефектных изделий D_0 .

$$q_0 = \frac{D_0}{N}. \quad (3)$$

Соответственно верхняя граница вероятности отказа

$$q_1 = \frac{D_1}{N} \quad (4)$$

или

$$q_1 = 1 - P_1; \quad (5)$$

где P_1 – требуемая вероятность безотказной работы.

Представленные выше статистические зависимости являются основой управления процессом контроля и испытания изделий машиностроения. Задаваясь величиной требуемой вероятности безотказной работы P_1 , можно устанавливать различные величины браковочных чисел, которые соответствуют различным уровням надежности изделий контролируемых партий. Представляется необходимым выделить основные критерии, определяющие значение требуемой вероятности безотказной работы:

- максимальная безаварийность и безопасность последующей эксплуатации изделия;
- условия эксплуатации;
- срок службы изделия;
- величина средней наработки на отказ.

Устанавливая определенные значения вероятностей ошибок первого и второго рода и решая уравнения (1) и (2), становится возможным рассчитывать размер выборки изделий (n) для проведения испытаний и как следствие определять следующие параметры контроля:

- объем работ по проведению испытаний;
- необходимое количество оборудования и оснастки;
- необходимое количество персонала
- затраты на проведение испытаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование* / Коллектив авторов: под общей редакцией А. М. Гусмана и К. П. Порожского: Научное издание. Екатеринбург: УГГГА, 2002. 592 с. с илл.
2. *Боярских Г. А. Надежность горных машин и оборудования: Методические указания к практическим занятиям.* Екатеринбург: Изд-во УГГГА, 2003. 44 с.
3. *Терехова Т. В., Грачев А. Н. ИСО 9001:2000 (просто и доступно о стандартах ИСО серии 9000).* 2-е издание. Нижний Новгород: Изд-во «Вектор – ТиС», 2003. 40 с.

ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ КАК СПОСОБ ОПТИМИЗАЦИИ УКЛОНОВ ВНУТРИКАРЬЕРНЫХ ДОРОГ

ТАРАСОВ П. И., ЖУРАВЛЕВ А. Г.,

Институт горного дела Уральского отделения Российской академии наук
(ИГД УрО РАН)

При проектировании и разработке карьеров одной из основных задач является определение оптимальных уклонов внутрикарьерных дорог.

В настоящее время уклоны дорог выбираются исходя из рекомендаций СНиП. Однако подход к разработке требований стандарта не соответствует современным горно-техническим условиям, а также параметрам новых моделей автосамосвалов.

Оптимизация уклонов автодорог производится по ряду параметров. Однако определяющей, в конечном итоге, является технико-экономическая эффективность транспортирования горной массы. Одним из основных показателей эффективности транспортирования является топливная экономичность автосамосвалов, то есть отношение расхода топлива к произведенной работе за транспортный цикл (погрузка – транспортирование – разгрузка – возвращение в забой).

Проведенные в Институте горного дела УрО РАН исследования топливной экономичности карьерных автосамосвалов показали, что определение расхода топлива требует комплексного решения и учета конкретных условий эксплуатации. Применение одного из традиционных методов (аналитического, экспериментального, стендового или статистического) ограничено рядом затруднений при использовании каждого из них в отдельности.

Статистический метод дает представление об эффективности эксплуатации автосамосвалов только на тех уклонах, которые имеются на горных предприятиях на момент проведения исследований либо существовали ранее. Он не позволяет оценить преимущества и недостатки использования иных (более крутых) уклонов.

Экспериментальный метод позволяет с достаточной точностью определить расход топлива автосамосвалом на конкретных уклонах в конкретных горно-технических и сезонно-климатических условиях, однако не дает возможности анализировать полученные данные с целью установления оптимальных уклонов в других условиях работы автотранспортных средств.

Аналитический метод позволяет определить характеристики топливной экономичности карьерных автосамосвалов в зависимости от различных горно-технических и сезонно-климатических условий. Но при этом проблематично учесть все значимые факторы, а также выявить сложные функциональные зависимости их влияния на исследуемые величины. Это приводит к определенной погрешности, а в отдельных случаях – к ошибочным результатам.

В связи с отмеченными недостатками при использовании одного из традиционных методов исследования топливной экономичности карьерных автосамосвалов, в ИГД УрО РАН была разработана специальная экспериментально-аналитическая методика, которая не имеет вышеперечисленных недостатков благодаря совместному использованию нескольких методов, и в то же время сочетает преимущества каждого из них.

Экспериментально-аналитическая методика определения расхода топлива карьерными автосамосвалами была использована при испытаниях уже эксплуатирующихся автосамосвалов грузоподъемностью 27-180 т с целью разработки дифференцированных норм расхода топлива, при исследованиях топливной экономичности вновь создаваемых моделей карьерных автосамосвалов, при разработке новых видов энергосиловых установок автотранспортных средств, а также для оптимизации уклонов внутрикарьерных автодорог.

По результатам комплексных исследований, проведенных на карьерах Кольского полуострова, Якутии, Казахстана, Урала, Украины, были рекомендованы оптимальные уклоны внутрикарьерных дорог для различных моделей автосамосвалов [2, 3].

Большой фактический материал, накопленный в результате комплексных исследований, позволяет анализировать выводы об оптимизации уклонов, полученные аналитическим (расчетным) методом. В частности этот метод использовался в работах [4, 5].

Рассмотрим результаты теоретических расчетов (табл. 1) [4] и сравним их с данными, полученными при экспериментально-аналитических исследованиях (табл. 2) [1].

Таблица 1

Результаты теоретических расчетов

Автосамосвал	Дорожное покрытие	Рекомендуемые уклоны
БелАЗ-7519	Асфальтобетонное	0,080-0,1
	Щебеночное	0,09-0,11
	Автодороги без покрытия на скальной основе	0,10-0,12

Таблица 2

Рациональные продольные уклоны дорог со щебеночным покрытием

Автосамосвал	Двигатель	Уклоны, %
БелАЗ-7519	8РАЧ-185	3-6
	8ДМ-21	4-7
БелАЗ-Э7521	12РАЧ-200	4-8

По данным экспериментально-аналитических исследований установлено, что для автосамосвала БелАЗ-7519 (грузоподъемностью 110 т) с двигателем 8ДМ-21 и электромеханической трансмиссией оптимальным является уклон дорог 4-7 %. Расчетные данные работы [4] рекомендуют уклон 10-12 %. Для выявления причины противоречий проанализируем расчетную формулу, примененную в рассматриваемой работе:

$$P = \frac{2,725 \cdot 10^{-3} g_n (k_T + 1) \left(\frac{\omega_0}{i} + 1 \right)}{\eta_a} + \frac{g_x}{1000 i G v_n}, \quad (1)$$

где P – удельный расход дизельного топлива при подъеме 1 т горной массы на 1 м, г/тм; g_n – удельный расход топлива при номинальной нагрузке двигателя, г/кВт·ч; k_T – коэффициент тары автосамосвала; ω_0 – коэффициент сопротивления качению; i – уклон автодороги; η_a – к. п. д. трансмиссии; g_x – удельный расход топлива на холостом ходу двигателя, г/ч; G – грузоподъемность автосамосвала, т; v_n – скорость порожнего автосамосвала на спуске, км/ч.

На наш взгляд, введение в формулу (1) удельного расхода топлива как постоянной величины является недостаточно обоснованным. Стендовые испытания двигателей 8ДМ-21, устанавливаемых на автосамосвалах БелАЗ-7519, показали, что режим работы двигателя изменяется в зависимости от преодолеваемого автосамосвалом уклона дороги, то есть от степени использования мощности двигателя. Для автосамосвала БелАЗ-7519 установлено, что при движении по дороге с уклонами 4-7 % двигатель работает в режиме с минимальным удельным расходом топлива (рис. 1, 2, заштрихованная область). При уклоне менее 4 % мощность двигателя реализуется частично (см. рис. 1, область А), а значит, технические возможности автосамосвала используются неэффективно. При уклонах более 7 % двигатель работает на неэкономичных режимах с более высоким удельным расходом топлива (см. рис. 1, область С). Вместе с тем наблюдается несогласованный режим работы двигателя и электротрансмиссии, что приводит к снижению общего КПД трансмиссии.

Таким образом, в формуле (1) имеется еще один параметр, не являющийся константой и зависящий от уклона дороги и сопротивления качению. Установить эту зависимость весьма проблематично, поскольку необходимо учитывать особенности взаимодействия двигателя и генератора. Методика решения этой проблемы на сегодняшний день отсутствует.

Приведенные в статье [4] выводы могут быть справедливы только при определенном условии: если для каждого значения уклона карьерных дорог разрабатывать автосамосвал с соответствующей мощностью двигателя. Тогда правомерно рассматривать удельный расход топлива как постоянную величину для данного семейства двигателей. Однако в этом случае проблема состоит не в оптимизации уклонов, а в выборе рациональных условий эксплуатации конкретного автомобиля при разработке автотранспортных средств, соответствующих проектируемым горно-техническим условиям карьера.

Результаты применения экспериментально-аналитической методики подтверждают тем, что автосамосвалы БелАЗ-7519 с двигателем 8ДМ-21 в настоящее время применяются на карьерах угольной промышленности и ряде других предприятий, имеющих средневзвешенный уклон 3-5 %.

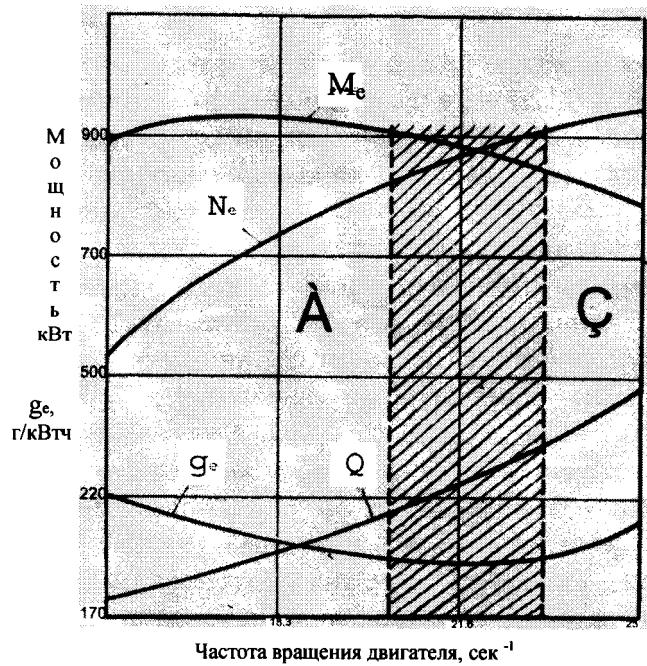


Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика двигателя 8ДМ-21:
 N_e – мощность двигателя; g_e – удельный расход топлива; M_e – крутящий момент; Q – часовой расход топлива

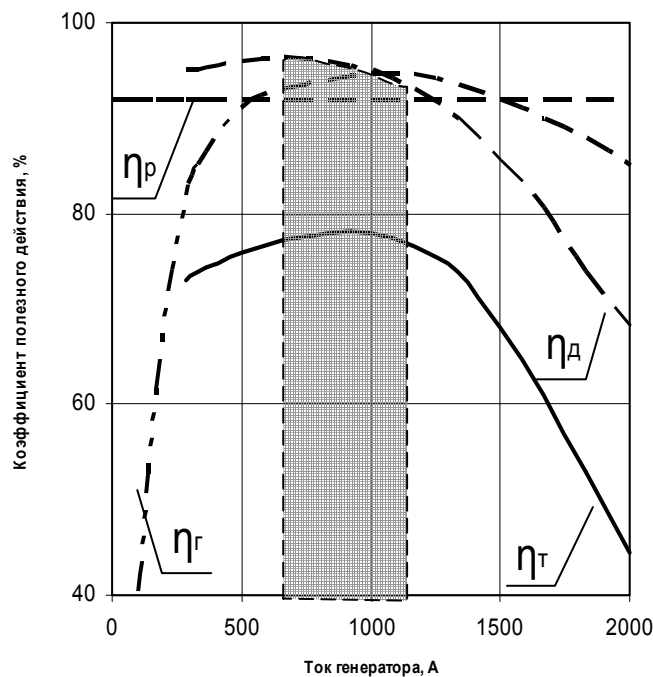


Рис. 2. Коэффициент полезного действия электромеханической трансмиссии (η_r):
 η_r – КПД генератора; η_p – КПД редуктора мотор-колеса; η_d – КПД тягового двигателя

В связи с вышесказанным можно сделать три основных вывода.

1. Для разработанных и эксплуатируемых автотранспортных средств необходимо определять рациональные, то есть наиболее эффективные с точки зрения топливной экономичности, зоны эксплуатации, которые, с учетом других технико-экономических показателей, могут быть использованы при выборе карьерного автосамосвала для конкретных условий эксплуатации.

2. Оптимизацию продольных уклонов автодорог необходимо производить на стадии проектирования открытой разработки месторождения с одновременным выбором или созданием для этих условий карьерных автосамосвалов (например, с двигателем повышенной удельной мощности), при учете условий эксплуатации (коэффициент сопротивления качению, протяженность и величина продольных уклонов автомобильных до-

рог), а также конструктивных особенностей автомобилей (удельной мощности, КПД трансмиссии, удельного расхода топлива и т. д.).

3. Для проведения рассмотренных исследований рекомендуется использовать разработанную в ИГД УрО РАН экспериментально-аналитическую методику измерения расхода топлива карьерными автосамосвалами, позволяющую учитывать все многообразие горно-технических и сезонно-климатических условий эксплуатации, а также практически все конструктивные особенности эксплуатируемых и разрабатываемых автотранспортных средств.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Тарасов П. И.* Исследование влияния горнотехнических факторов на расход топлива карьерным автотранспортом: Дис. ... канд. техн. наук. Свердловск: ИГД МЧМ СССР, 1982.
2. *Васильев М. В., Смирнов В. П., Горшков Э. В., Тарасов П. И. и др.* Испытания автосамосвала БелАЗ-7519 грузоподъемностью 110 т в карьерных условиях // Горный журнал. 1981. № 9.
3. *Васильев М. В., Смирнов В. П., Горшков Э. В., Тарасов П. И. и др.* Результаты испытаний дизель-электрического автосамосвала БелАЗ-Э7521 // Горный журнал. 1982. № 11.
4. *Лель Ю. И., Ворошилов Г. А., Ефимовских Т. Л., Дементьев С. А.* Методика оптимизации уклонов автодорог при разработке нагорно-глубинных карьеров // Энергосбережение на карьерном автомобильном транспорте: Материалы международного научно-технического семинара, 24-26 июля 2003 г. Екатеринбург: ИГД УрО РАН, 2003.
5. *Ефимовских Т. Л.* Оптимизация уклонов карьерных автодорог // Известия УГГГА. Специальный выпуск. Материалы Уральской горнопромышленной декады г. Екатеринбург, 10-20 апреля 2003 г. / Уральская государственная горно-геологическая академия. Екатеринбург: Изд-во АМБ, 2003.

АНАЛИЗ ПУТЕЙ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ МОБИЛЬНЫХ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

МУРАХТИН В. Л., ЭПШТЕЙН В. Е., ПОРОЖСКИЙ К. П.,
Уральская государственная горно-геологическая академия

В нефтегазовой отрасли важнейшее значение приобретают технологии и оборудование, обеспечивающие повышение нефтедобычи при одновременном снижении капитальных затрат на строительство и ремонт скважины. Известно, что в суммарном объеме капитальных вложений в разработку нефтегазовых месторождений более 60 % приходится на строительство скважин и буровое оборудование. Одним из приоритетных направлений развития бурового оборудования, как в России, так и за рубежом, является создание мобильных буровых установок, позволяющих получить значительную экономию на вышккомонтажных работах и транспортировке.

Характерными конструктивными признаками мобильных установок является модульная компоновка, наличие собственной транспортной базы или встроенных транспортных устройств для перевозки модулей с помощью седельных тягачей и подкатных тележек. Каждый модуль представляет собой транспортную единицу со всем необходимым оборудованием (технологическое оборудование, коммуникации, укрытия, устройства обогрева), прошедшую полную заводскую сборку и готовую к монтажу и эксплуатации. Такое построение буровых установок позволяет значительно сократить сроки монтажа, демонтажа и перевозки оборудования, особенно в условиях разведочного бурения, а также в районах пустынных местностей. Кроме того, блочно-модульное исполнение мобильных буровых позволяет достаточно просто адаптировать конструкцию машины для различных областей применения, так, например, состав и компоновка оборудования для разведочного и эксплуатационного бурения будет различной.

Размещение наиболее тяжелых узлов установки в модулях, перевозимых седельными тягачами, позволяет обходиться без тяжелой крановой техники. Монтаж и демонтаж модулей могут производиться с помощью транспортных средств и встроенной в модули гидравлики.

Мобильные установки предназначены для бурения разведочных и эксплуатационных скважин глубиной до 3200 м (диапазон грузоподъемности от 80 до 200 тонн), а также ремонта скважин (диапазон грузоподъемности от 28 до 125 тонн) в районах с умеренным климатом при температуре окружающего воздуха от минус 45 °С до плюс 40 °С. В горной промышленности мобильные буровые установки грузоподъемностью до 50 тонн применяются для дегазации угольных месторождений, проходки вспомогательных скважин вентиляции и водоотлива.

Потребность в данных установках возрастает по следующим причинам:

- истощаются запасы эксплуатируемых месторождений нефти и газа, в связи с чем возникает необходимость производить разведку новых залежей;
- имеется большое количество пробуренных ранее горизонтальных скважин с низким дебитом, требующих капитального ремонта;
- внедрение передовых технологий бурения наклонно-направленных и горизонтальных скважин (в частности, добуривание горизонтальной части ствола, крепление хвостовиками, освоение скважин);
- изношенность парка буровых установок по стране;
- относительно низкие затраты средств и времени на вышкомонтаж и транспортировку, что позволяет окупить машину за короткий промежуток времени;
- проходка бокового ствола требует специальных навыков, оборудования, материалов (в частности, специальных полимерных промывочных растворов).

Сама идея разработки мобильной буровой установки возникла достаточно давно и основывалась на желании заказчиков сократить сроки монтажа, демонтажа и перевозок оборудования с точки бурения на новую точку, а также отказаться от применения специальных грузоподъемных машин. В ходе решения данной задачи были определены следующие требования к конструкции мобильной установки для бурения:

- модульная компоновка;
- наличие собственной транспортной базы или встроенных транспортных устройств для перевозки модулей с помощью седельных тягачей и подкатных тележек;
- каждый модуль представляет собой транспортную единицу со всем необходимым оборудованием;
- габариты и масса должны обеспечивать возможность транспортировки по дорогам общего назначения;
- наличие встроенных средств механизации и монтажа;
- монтаж производит сама бригада, работающая на буровой, без привлечения специальных монтажных организаций;
- продолжительность монтажных работ – 3-4 суток.

Существующие на данный момент мобильные буровые установки, производимые в России и за рубежом, не в полной мере соответствуют всем необходимым требованиям конструкции. К недостаткам можно отнести:

- продолжительность вышкомонтажных работ (ВМР) не соответствует предъявленным требованиям;
- количество рейсов спецтехники при транспортировании с места на место практически не отличается от блочно-модульных буровых установок;
- установленное оборудование не обеспечивает необходимые технологические параметры, например: недостаточное давление, создаваемое насосами, недостаточная высота вышки, что исключает возможность применения силового верхнего привода (СВП), привод лебедки не обеспечивает необходимую скорость перемещения порожнего талевого блока, недостаточная емкость ЦС;
- крупные модули имеют негабаритность, что затрудняет их перевозку по дорогам общего пользования;

- зарубежные установки часто не соответствуют условиям бурения по климатическому исполнению.

Мобильные буровые установки и агрегаты для ремонта скважин изготавливают целый ряд фирм в нашей стране (ОМЗ-МНП, ВЗБТ, Кунгурский машзавод) и за рубежом (National OilWell-США, Soilmec-Италия, СРТDC-Китай, BENTEC-Германия, HRI-США и др.).

Рассмотрим в качестве примера конструкцию мобильной буровой установки.

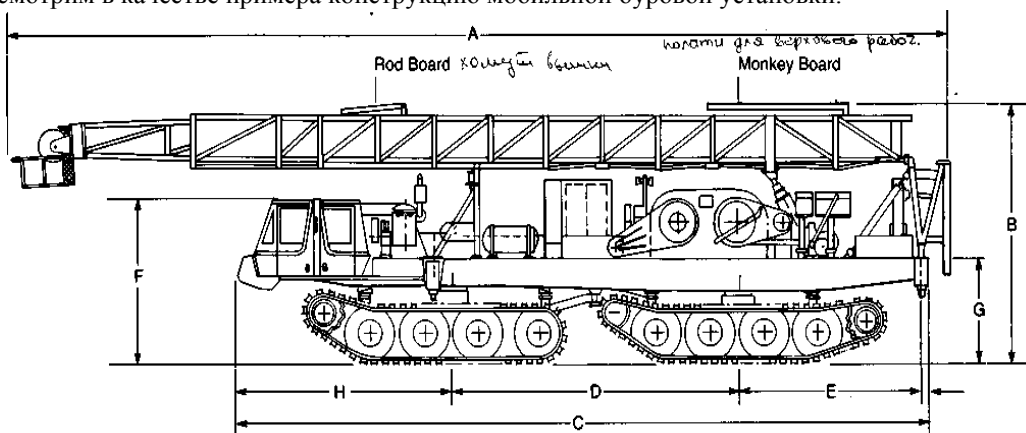


Рис. 1. Общий вид вышечно-лебедочного блока буровой установки фирмы National Oilwell, смонтированного на самоходном гусеничном автошасси

125-ТОННАЯ САМОХОДНАЯ БУРОВАЯ УСТАНОВКА ФИРМЫ National Oilwell
Для бурения и ремонта скважин

СИЛОВОЙ БЛОК. Два дизельных двигателя мощностью по 260-300 кВт (всего 520-600 кВт), работающие на 2100 об/мин. Привод через два гидротрансформатора/коробки передач фирмы «Аллисон», которые обеспечивают пять передних и одну заднюю скорость для подъёма снарядов и перемещения установки по дорогам.

ЛЕБЁДКА. Однобарабанная. Основной барабан диаметром 498 мм и длиной 1018 мм снабжён двумя тормозными ободами 1067 x 305 мм с водяным охлаждением. В пазы кожуха барабана укладывается канат диаметром 28,6 мм. Сцепление барабана пневматическое. Тормоз основного барабана снабжён водяным или масляным гидродинамическим усилителем с резервным баком. Кронблок с предохранительной системой отключения.

МАЧТА. Раздвижная, двухсекционная, общей высотой 35,7 м, грузоподъёмностью 125 тонн по Российским стандартам и с коэффициентом перегрузки 25 % (грузоподъёмность по стандарту API 4F составляет 165 тонн). Оснастка талей 5x6. Шестишквивный кронблок допускает производство соединений в шурфе при бурении. Мачта изготовлена из хладостойкой стали. Двухъярусный балкон для работы с трубами – 18-метровый и 24,5-метровый (для двух трубок). Гидравлические вспомогательные лебёдки снабжены цилиндрами для свинчивания и развинчивания трубных замков. Основание мачты поставлено на салазки. Стояк с внутренним диаметром 101 мм, рассчитанный на рабочее давление 340 атм., с коллектором, фонтанной задвижкой, задвижкой глушения скважины, наполнительным клапаном и манометром.

ХОДОВАЯ ЧАСТЬ. Включает: шестиосное самоходное шасси с тремя ведущими мостами (нагрузка на ось 10 тонн), четыре гидравлические опорные стойки с фундаментными плитами, гидравлическую вспомогательную лебёдку, барабан с запасным тросом, два воздушных компрессора производительностью 0,67 м³ и систему распределения воздуха, две гидравлические системы на 132 л/мин и давление 170 атм., операторский пульт управления, устройства дистанционного управления гидравлическими механизмами подъёма и развёртывания.

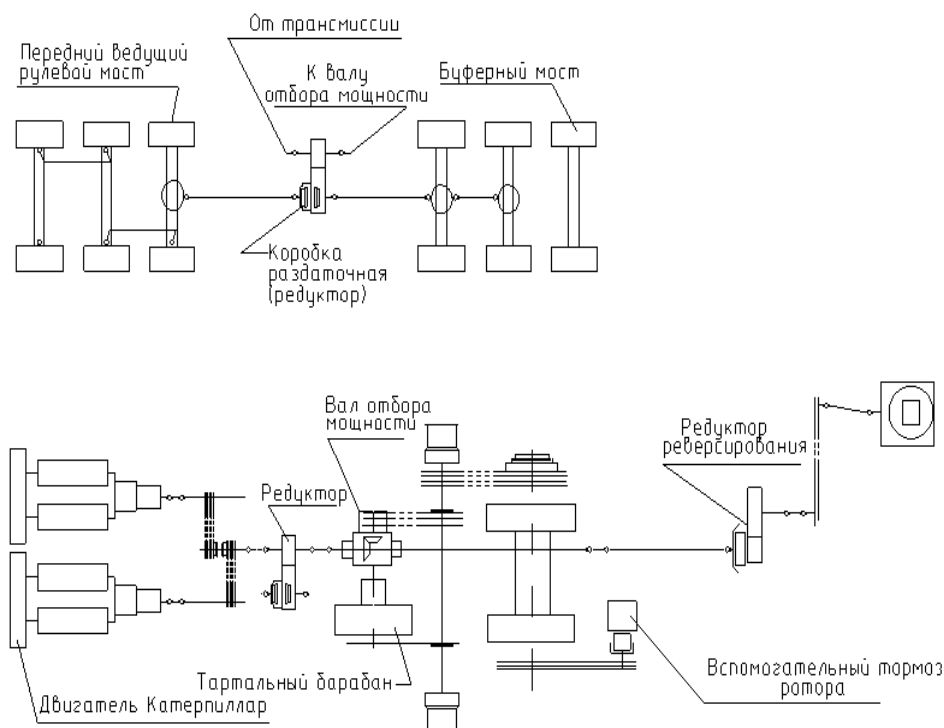


Рис. 2. Кинематическая схема трансмиссии ходовой части и силового блока мобильной буровой установки фирмы National Oilwell

Ходовая часть может быть смонтирована как на пневмоколесном ходу (рис. 3), так и на гусеничном автошасси (рис. 2), для повышения проходимости в условиях разведочного бурения.

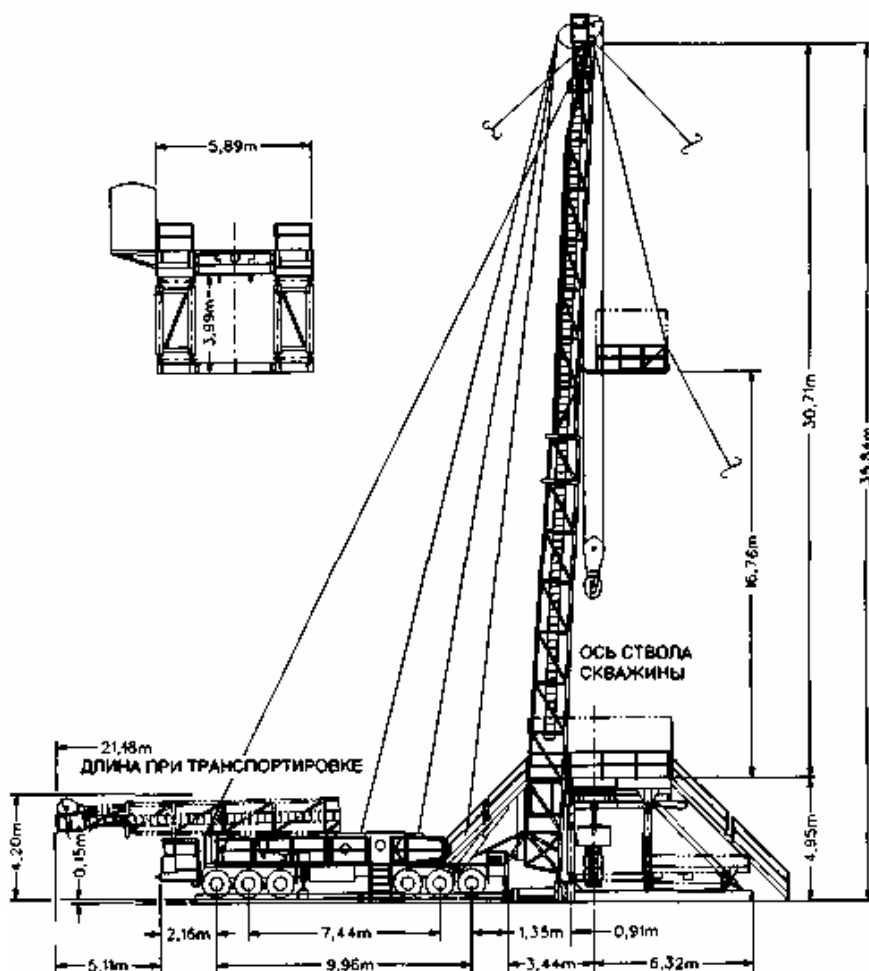


Рис. 3. Общий вид вышечно-лебедочного блока мобильной буровой установки фирмы National Oilwell

ОСНОВАНИЕ. Включает: основание высотой 5 м с надстроенной рабочей платформой, служит для установки ротора и труб, закреплённых в мачтовом стеллаже, систему установки превентора и трубную рампу.

ПРИВОД ДЛЯ ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ. Механический привод от карданного вала с масляным картером предназначен для установки на основании и включает в себя ротор производства фирмы «IRI» с отверстием 445 мм. Для смазки ротора и основных вкладышей применяется масляная ванна.

ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ. Включает: тартальный барабан на 4800 м каната диаметром 14 мм или на 3900 м каната диаметром 16 мм, водяное охлаждение с разбрызгиванием для тормозов барабана, комплект оборудования для низкотемпературных условий, включающий погружаемые подогреватели на 220 В для всех буровых растворов, антифриз, низкотемпературные масла и специальную изоляцию, водяной бак на салазках емкостью 10 м³ и циркуляционный насос для охлаждения тормозных ободов и дополнительного охлаждения тормозов.

В настоящее время усовершенствование всех моделей мобильных буровых установок направлено в основном на уменьшение их массы, увеличение запаса по грузоподъемности, оснащение установок устройствами механизации и автоматизации. Все это способствует повышению производительности за счет снижения простоев и организационно-технических перерывов в работе (транспорт, установка на месте работы, маневрирование вспомогательного оборудования и пр.). Кроме того, ведутся работы по усовершенствованию схемы компоновки основного оборудования. Основным же направлением дальнейшего развития мобильных буровых установок остается повышение мобильности и монтажеспособности.

Большое влияние на конструкцию оказывает применяемая технология бурения. Например: способ бурения гибкими трубами радикально изменяет конструкцию буровой установки и является одним из наиболее прогрессивных методов. Однако его применение на данном этапе ограничивается работами по ремонту скважин.

Другой путь развития конструкции определяется применением технологии бурения на обсадных трубах, где можно выделить следующие отличия от традиционных мобильных буровых установок:

- уменьшенная высота мачты, так как нет необходимости в проведении спуско-подъемных операций с бурильными трубами, что, в свою очередь, значительно повышает мобильность и монтажеспособность;
- наличие механизации приемного моста (манипулятора для обсадных труб), обусловленное необходимостью повышения условий безопасности, так как производится работа с тяжелым инструментом, кроме того, укороченная длина мачты требует применения однострубок при наращивании буровой колонны, а следовательно, увеличивается интенсивность спуско-подъемных операций (СПО);
- требуется применение встроенного верхнего привода;
- уменьшенная мощность насосов и емкость циркуляционной системы, так как объем затрубного пространства значительно меньше, чем при использовании бурильных труб;
- применение съемного инструмента требует наличия специальной лебедки и измененной конструкции кронблока, талевого блока и вертлюга.

Однако приведенные выше технологии применяют довольно редко в сравнении с традиционными способами ведения буровых работ.

Кроме совершенствования конструкции, обусловленного внедрением прогрессивных технологий, идет непрерывное совершенствование отдельных элементов буровых комплексов. Например, применение низкооборотных (высокомоментных) двигателей позволило создать односкоростную лебедку с уменьшенной массой и упрощенной конструкцией.

В заключение следует отметить, что снижение продолжительности монтажных работ до 4-х дней (у мобильных буровых) против 45 дней (у передвижных) позволяет повысить производительность бурения в 5 раз, при условии, что скорость проходки одной скважины для обеих машин одинакова.

ПРИМЕНЕНИЕ ПРОГРАММ ИНЖЕНЕРНОГО АНАЛИЗА ДЛЯ РАСЧЕТОВ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

*ДРУГОМИЛОВА С. В., ВАГАНОВА А. С., САВИНОВА Н. В.,
Уральская государственная горно-геологическая академия*

Всем известно, что конструкторские расчеты занимают очень много времени, а рутинная работа не всегда увлекательна. На современном этапе развития расчетных методик для решения конструкторских задач на помощь проектировщику приходят компьютерные программы инженерного анализа.

Мы привыкли к тому, что лидерами в области программного обеспечения являются страны Европы и Америка. Но сейчас на рынке программ инженерного анализа появились Российские автоматизированные системы проектирования, которые более доступны в ценовом отношении, а по качеству не уступают зарубежным производителям, например APM WinMachine.

Любой механизм горной машины может быть представлен цепью последовательных устройств, которая начинается двигателем и заканчивается элементами исполнительного оборудования. Обязательным промежуточным элементом такой цепи является передаточный механизм. Чаще всего он позволяет уменьшить число оборотов на выходе и называется редуктором.

Расчет такого механизма, проверка входящих в него деталей на прочность и выносливость, выполнение сборочного чертежа и рабочих чертежей деталей – цель курсового проекта по дисциплине «Детали машин».

Все студенты проводили расчет традиционными методами, мы же первоначально все расчеты предложенных схем механизмов выполнили вручную. После этого мы рассчитали предложенные механизмы в современной САЕ - системе APM WinMachine.

Система автоматизированного проектирования APM WinMachine предназначена:

- для выполнения всего многообразия расчетов машин, механизмов и конструкций;
- полноценного инженерного анализа создаваемого оборудования с целью выбора его оптимальных параметров;
- оформления и хранения конструкторской документации.

Это новейшее программное обеспечение в полном объеме учитывает требования ГОСТов, СНиПов и частично национальных стандартов зарубежных государств.

Система APM WinMachine построена по модульному принципу, причем каждый из модулей может работать как самостоятельно, так и в комбинации с другими. Все их условно можно разделить на три группы:

- модули для расчета механизмов и их деталей;

- модули расчета напряженно-деформированного состояния конструкций;
- модули оформления документов и технического документооборота.

Из предложенных 17 модулей мы воспользовались только некоторыми требующимися для нашей работы, такими, как APM Graph, APM Trans, APM Shaft, APM Drive, APM Data.

Модуль APM Drive работает в параметрической связи с модулями расчета: зубчатых передач APM Trans, валов и осей – APM Shaft, а также подшипников качения – APM Bear, т. е. расчет деталей механизма производится именно в этих модулях, и модуль APM Drive объединяет их в единую систему результатов. Дополнительно используется единая база данных – модуль APM Data, позволяющая подобрать стандартные элементы редуктора. Для получения сгенерированных соответствующими модулями чертежей элементов механизма применяется графический редактор APM Graph.

Процесс проектирования заданного редуктора был начат в модуле APM Drive. Первоначально с помощью специальных инструментов – кнопок панели инструментов, вводится кинематическая схема и исходные данные проектируемого редуктора. Как видно на рис. 1, все элементы введенной схемы полностью соответствуют гостовским изображениям кинематических схем.

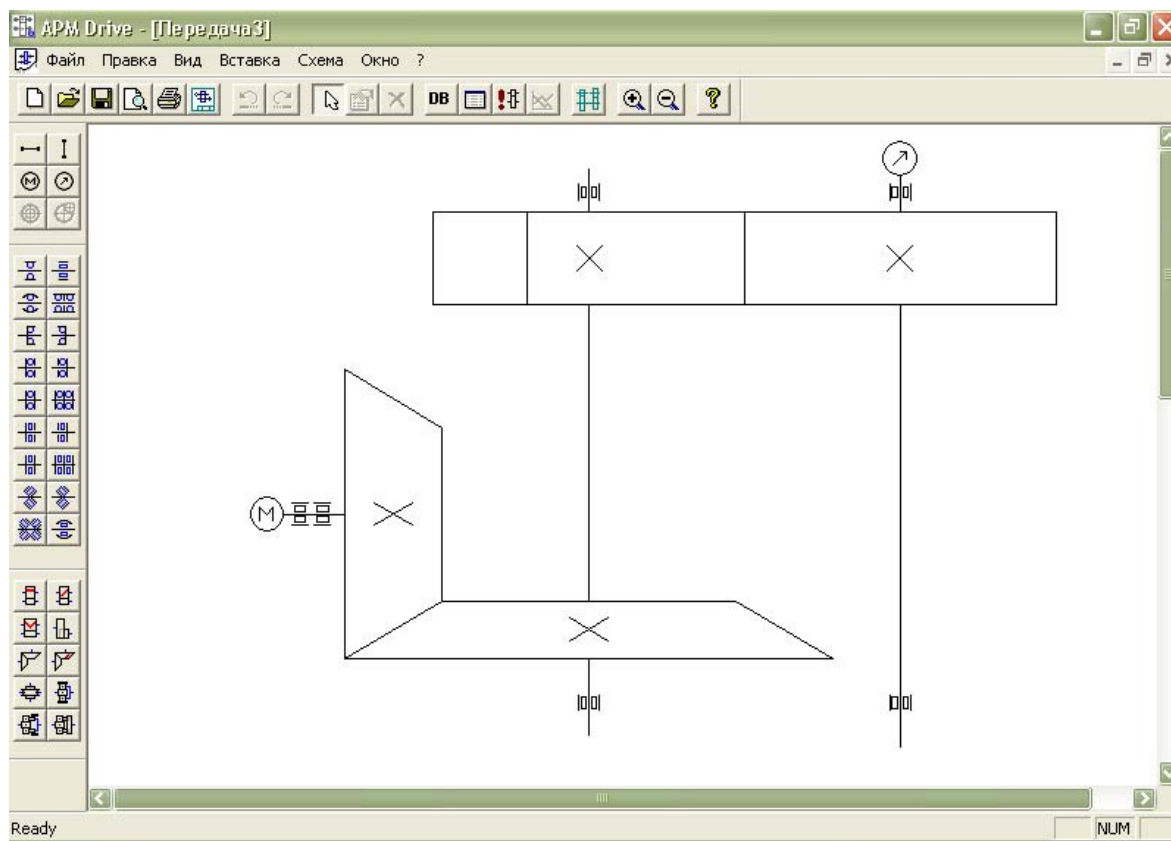


Рис. 1. Кинематическая схема заданного механизма в модуле APM Drive

Далее программой (модулем APM Trans) производится расчет, в результате которого мы получили:

- геометрические параметры элементов передач – межосевое расстояние, делительные диаметры зубчатых колес, ширину колес, модуль и т. д. (рис. 2);
- силы, действующие на валы от передач, – окружную, радиальную, осевую;
- действующие контактные и изгибные напряжения и величины допускаемых напряжений;
- рабочие чертежи ведущего и ведомого зубчатого колес каждой ступени передачи.

Кроме этого, при необходимости можно получить:

- весь спектр параметров контроля качества изготовления;
- параметры качества передачи.

Пользователи могут анализировать результаты, вводить необходимые корректировки для получения наилучшего варианта конструкции.

Модуль APM Shaft позволил выполнить весь цикл проектирования валов разрабатываемого редуктора. С его помощью рассчитаны и построены:

- реакции в опорах валов;

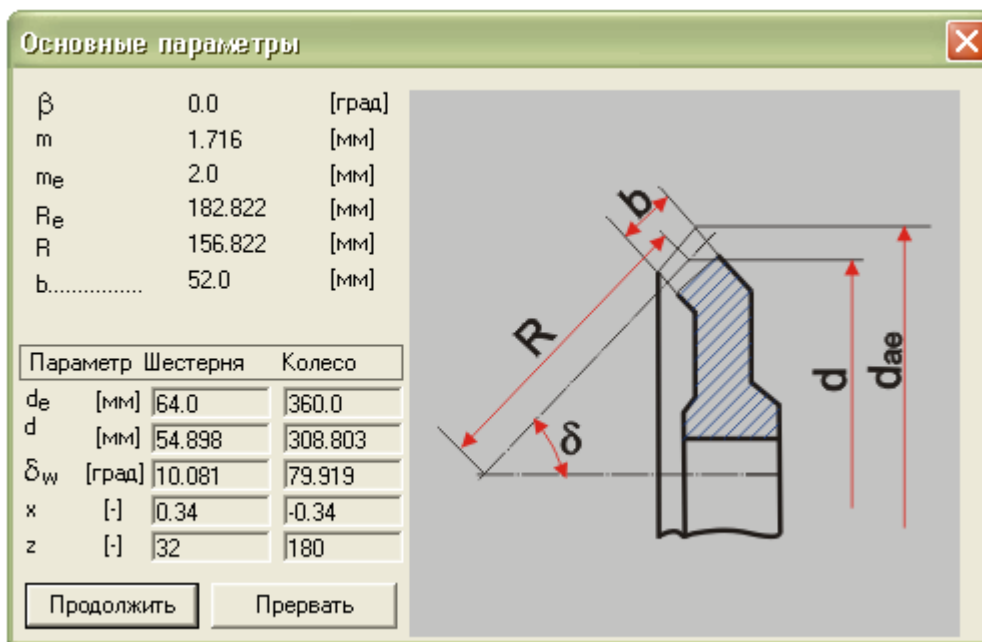


Рис. 2. Результаты расчета геометрических параметров передачи

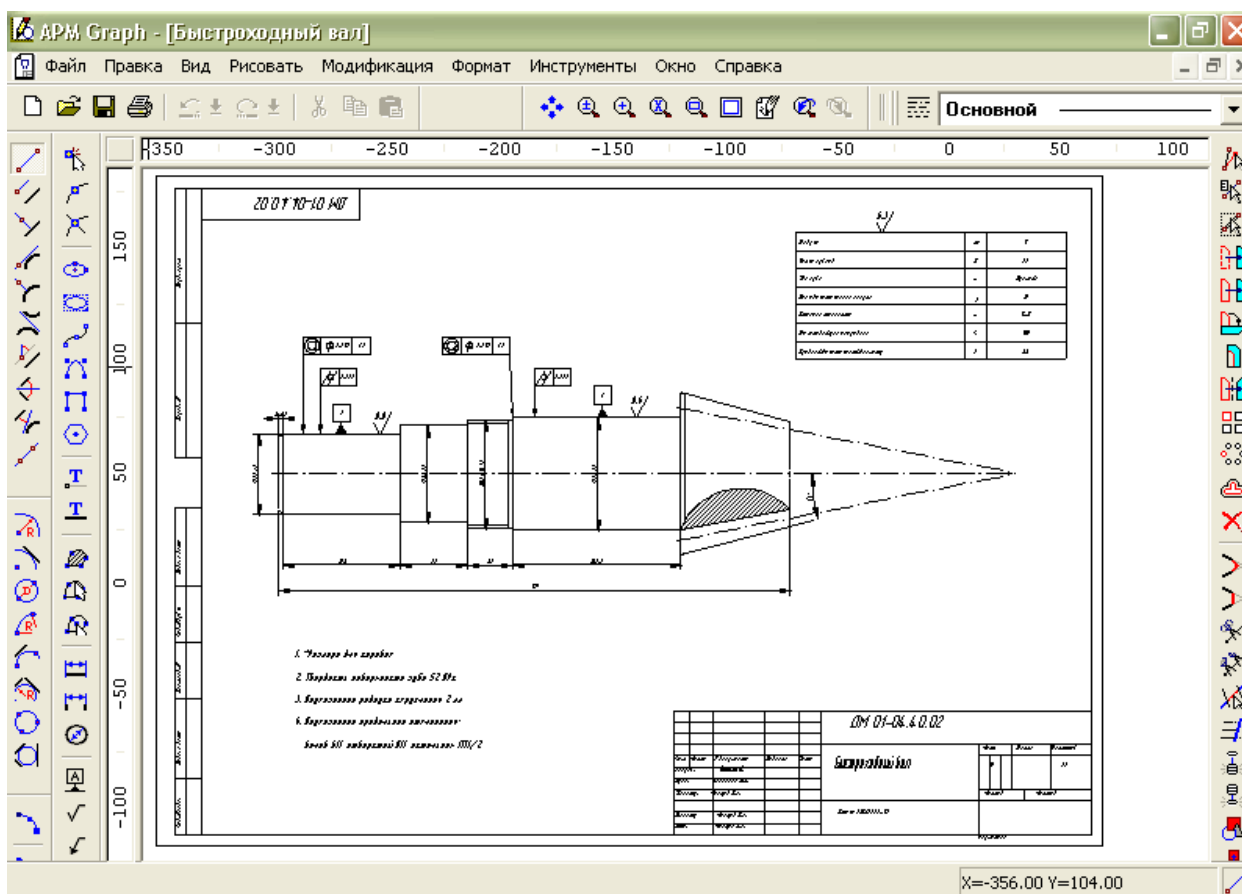


Рис. 3. Рабочий чертёж вала – шестерни быстроходной ступени редуктора

- эпюры моментов изгиба и углов изгиба;
- эпюры моментов кручения и углов закручивания;
- деформированное состояние вала;
- коэффициент запаса по усталостной прочности;
- эпюры распределения поперечных сил.

АРМ Graph мы использовали для выполнения графической части курсового проекта – рабочих чертежей деталей механизма (рис. 3). Это плоский двухмерный графический редактор, который можно использовать для оформления конструкторской документации. Непосредственно из данного модуля можно пользоваться базой данных АРМ Data. В ней размещена геометрическая и цифровая информация, позволяющая выполнить чертежи стандартных деталей, узлов, различных комплектующих и т. д. С ее помощью можно автоматизировать процедуру оформления чертежей, заполнить штамп и спецификацию и т. д., что значительно облегчает выполнение чертежей.

В курсовых работах мы произвели сравнение результатов, полученных на ЭВМ, с результатами, полученными традиционными способами. Погрешность проверочных расчетов по контактным напряжениям составила менее 5 %. Проверка по изгибным напряжениям показала, что традиционные методы дают значительный запас прочности, что отрицательно сказывается на массе конструкции, результаты машинного расчета дали оптимизированную конструкцию к данному критерию.

Выполнив курсовой проект, мы в полной мере осознали, что проектирование такого рода конструкций занимает значительную часть времени, особенно тогда, когда поиск оптимального варианта требует пересчета всех ранее полученных значений. Но при использовании современных компьютерных систем расчета и анализа, так называемых САЕ-систем, можно значительно снизить время на создание и оптимизацию машин.

Применение электронных баз данных существенно облегчает работу конструктора при поиске и подборе стандартизированных элементов конструкции.

Графические пакеты дают возможность быстро и качественно оформить чертежи и графические документы.

Поскольку системы САПР стали частью общего производственного процесса, то будущие инженеры должны начинать осваивать САД, САМ и САЕ-системы уже сегодня.

МЕХАНИЗМЫ ШАГАНИЯ ДРАГЛАЙНОВ ПОВЫШЕННОЙ НАДЕЖНОСТИ

КОРКУНОВ А. С., СУСЛОВ Н. М.,

Уральская государственная горно-геологическая академия

В настоящее время на открытых горных и земляных работах широко используются горнотранспортные машины, оборудованные шагающим ходом. Оснащение горных предприятий отечественным оборудованием на шагающем ходу способствует значительному повышению эффективности открытых горных работ. По сравнению с другими типами механизмов передвижения шагающий ход прост и надежен в эксплуатации, допускает передвижение машин по грунтам с низкой несущей способностью, машины с шагающим ходом обладают высокой маневренностью.

Практика показывает, что механизмы шагания горнотранспортных машин обладают существенными недостатками, например, низкая прочностная надежность деталей, буксование машины при движении по грунтовым поверхностям, малая скорость транспортного передвижения машин.

Появление гидравлических машин обусловило новый вид шагающего оборудования – гидравлический. При использовании гидравлического привода количество деталей привода сокращается, ведь данный тип привода не требует дополнительных передаточных устройств, которые необходимы для механических типов привода. Гидравлическое оборудование позволяет легко преобразовать вращательное движение электродвигателя в поступательное движение гидроцилиндров. В отличие от механических шагающих механизмов, имеющих постоянную длину шага, гидравлическая схема позволяет изменять длину шага, что может обеспечить более высокую проходимость машины.

Ходовое оборудование горнотранспортных машин является одним из основных механизмов, от надежности и четкости работы которого зависит эффективность работы всей машины. Оно обеспечивает технологическое и транспортное передвижение машины и передачу нагрузки от поворотной части на грунт.

К шагающему ходовому оборудованию предъявляются требования эксплуатационной надежности, простоты, проходимости по грунтам с низкими прочностными свойствами. Требования, предъявляемые

к шагающему ходовому оборудованию, а также ее основные параметры определяются технологической схемой работы машины и прочностными свойствами грунта.

Гидравлический механизм шагания экскаватора ЭШ 15.90 (рис. 1) состоит из двух подъемных 1 и двух вспомогательных тяговых цилиндров 2, подвешенных на оси к стойкам поворотной платформы. Плунжер каждого из цилиндров заканчивается на нижнем конце шаровой опорой или траверсой 3, соединенной с лыжей и позволяющей лыже поворачиваться, приспособляясь к неровностям поверхности грунта. Подъемные цилиндры служат для подъема экскаватора, тяговые – для его горизонтального перемещения. Благодаря шарнирному соединению цилиндров со стойками поворотной платформы экскаватор может повернуться на некоторый угол относительно лыж.

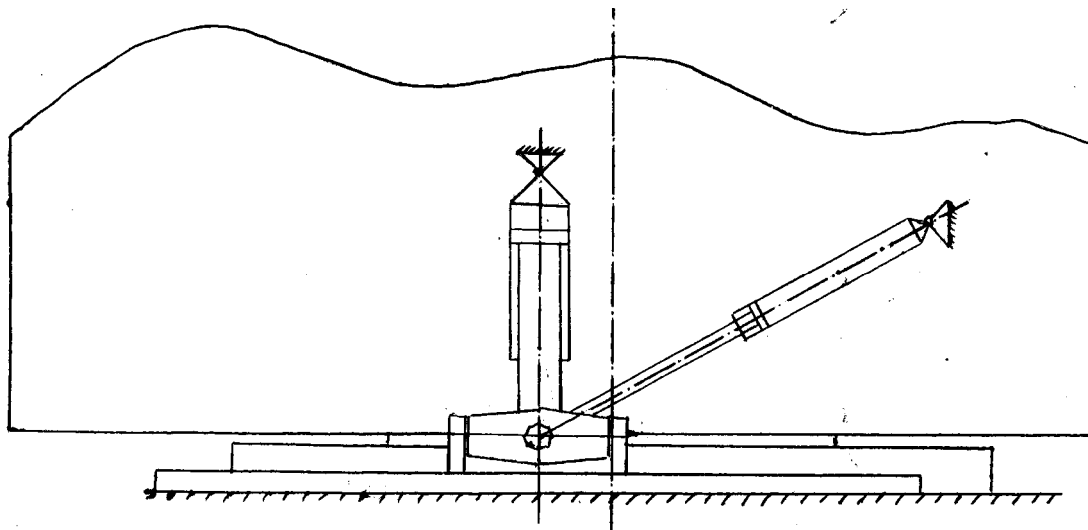


Рис. 1. Гидравлическая схема шагания экскаватора ЭШ 15.90

Для передвижения экскаватора на величину шага подъемные цилиндры должны занять вертикальное положение, что достигается выдвиганием штоков вспомогательных цилиндров. Перед началом шагания убираются механические захваты лыж, удерживающие при работе экскаватора опорные лыжи в верхнем положении. При выдвигании штоков подъемных и тяговых вспомогательных цилиндров экскаватор приподнимается и перемещается, скользя кромкой опорной плоскости базы по грунту. При втягивании штоков подъемных и тяговых цилиндров опорные лыжи поднимаются вверх в исходное положение.

Предлагаемый гидравлический механизм шагания (рис. 2) представляет собой подъемные силовые цилиндры, шарнирно прикрепленные к корпусу и опирающиеся на опорные плиты через шарниры и удерживаемые в заданном положении относительно корпуса продольными тягами. Опорные плиты опираются на лыжи и выполнены с возможностью перемещения относительно лыж посредством тяговых силовых цилиндров. Опорные плиты соединены с корпусом посредством поперечных тяг. На продольных тягах смонтированы упоры, удерживающие лыжи в горизонтальном положении при опирании машины на опорную часть экскаватора.

При выдвигании штоков подъемных силовых цилиндров передняя по ходу движения кромка опорной части отрывается от грунта. Включаются на втягивание тяговые силовые цилиндры, и корпус перемещается относительно лыж. При этом усилия от тяговых силовых цилиндров передаются на опорные плиты и корпус через продольные тяги. Штоки подъемных силовых цилиндров втягиваются, передняя по ходу движения кромка лыж отрывается от грунта, включаются на выдвигание тяговые силовые цилиндры. При этом лыжи перемещаются в положение следующего шага. По окончании перемещения штоки подъемных силовых цилиндров втягиваются до соприкосновения лыж с упорами и лыжи занимают горизонтальное положение. Одновременно с поворотом поперечных тяг при подъеме лыж они подтягиваются к корпусу и удерживаются в таком положении при повороте машины.

При движении по косоугору горизонтальная боковая нагрузка от корпуса передается на лыжи через поперечные тяги и опорные плиты.

Шарнирное крепление подъемных силовых цилиндров к корпусу и опорным плитам обеспечивает передачу горизонтальных нагрузок через продольные и поперечные тяги и исключает нагружение штоков и уплотнений подъемных силовых цилиндров. Это повышает надежность механизма шагания и его долговечность.

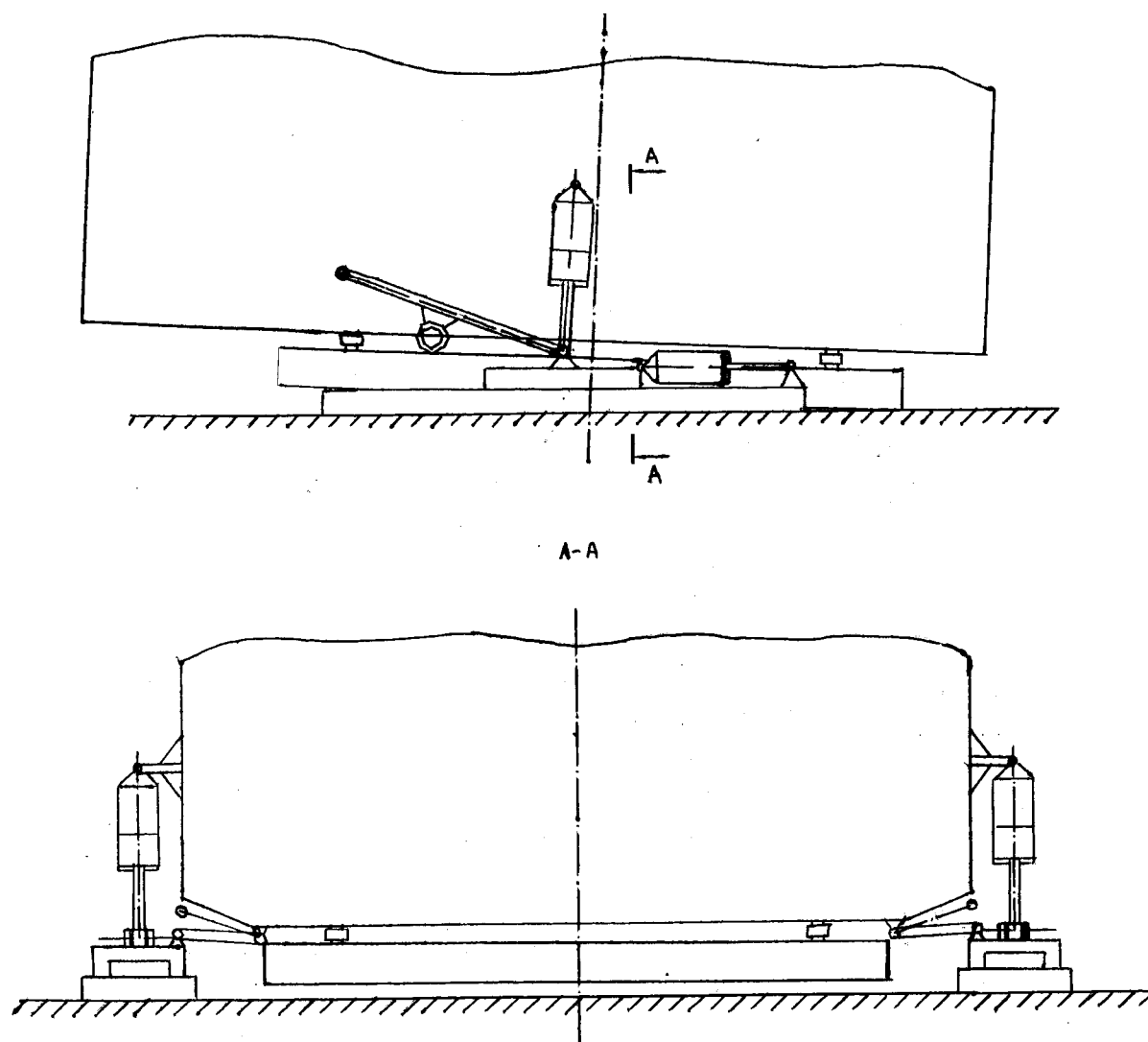


Рис. 2. Предлагаемая гидравлическая схема шагания

Постоянное положение подъемных силовых цилиндров относительно корпуса при его перемещении позволяет приблизить центр тяжести экскаватора к шарниру крепления подъемных цилиндров на корпусе, что уменьшает нагруженность деталей опорно-поворотного устройства и реакцию на кромке поворотной части при трехопорном исполнении механизма шагания.

Недостатки гидравлической схемы механизма шагания экскаватора ЭШ-15.90:

- регламентированное положение центра масс машины из-за возможности возникновения клевка;
- при больших подъемах центра масс и движении по связным грунтам наблюдается нагребание грунта под базой, приводящее к невозможности дальнейшего движения;
- при работе тягового гидроцилиндра машина дополнительно прижимается к грунту, что увеличивает сопротивление перемещению экскаватора;
- при передвижении машины жидкость подается в штоковую полость тягового силового цилиндра, что приводит к увеличению рабочего давления во всей гидравлической системе.

Достоинства предлагаемой гидравлической схемы механизма шагания:

- отсутствует жесткая привязка положения центра масс к точке подвески подъемного гидроцилиндра;
- величина шага принята значительно больше, чем у классической схемы, чем сокращается время цикла шагания;
- опору можно сделать гидравлической, что сократит затраты энергии на перемещение машины;
- высота подъема центра масс экскаватора определяется необходимостью исключения нагребания грунта под кромкой базы.

СИСТЕМАТИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИЙ ВЫШЕК И МАЧТ СОВРЕМЕННЫХ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

АБУБАКИРОВ Т. Ф., ПОРОЖСКИЙ К. П.,

Уральская государственная горно-геологическая академия

Последние разработки конструкторов в области нефтяного машиностроения направлены на создание блочно-модульных машин. В первую очередь, это мобильные буровые установки (МБУ) с допускаемой нагрузкой на крюке 160 – 200 т трейлерного типа.

Установки предназначены для бурения, в первую очередь, разведочных и эксплуатационных скважин и кроме того могут быть использованы для зарезки вторых стволов и для капитального ремонта скважин.

Мобильные буровые установки используются, в первую очередь, для завершающих работ, т. е. проходки под эксплуатационную колонну или под хвостовик, также для бурения кустов и одиночных скважин на нефть, газ и воду глубиной до 3000 м, для бурения вторых стволов из действующих и законсервированных скважин, капитального ремонта и освоения скважин.

Главным критерием совершенствования мобильных буровых установок является минимизация затрат времени на монтаж оборудования, объем этих работ зависит от конструктивного исполнения мачты.

В связи с этим в течение ряда лет совершенствуются такие конструктивные схемы, которые, не ухудшая параметров, определяющих характеристику буровой установки, позволяют снижать трудоёмкость монтажных работ, способствуют повышению безопасности труда и уменьшают её металлоёмкость. Предусматриваемая при проектировании вышек возможность механизации сборки, демонтажа, погрузочно-разгрузочных работ и транспортирования способствует повышению долговечности этих узлов и оборудования, поскольку наибольший ущерб их состоянию наносится во время этих работ.

Мачты МБУ должны отвечать следующим требованиям:

1) быть прочными и устойчивыми при максимальных нагрузках, возникающих в процессе бурения и ликвидации аварий;

2) иметь необходимый запас высоты для размещения талевого блока, элеватора и манипулирования с буровыми свечами;

3) удовлетворять Правилам безопасности в нефтяной и газовой промышленности;

4) иметь возможно меньшие массу и габаритные размеры, а также конструкцию, которая обеспечивала бы движение по дорогам общего пользования;

5) на мачте должно быть установлено высокотехнологичное оборудование, которое позволило бы эксплуатировать установку в любых климатических условиях, избежать частых и дорогостоящих ремонтов и снизить до минимума воздействия установки на экологию;

6) обеспечивать возможность механизации и автоматизации технологических операций;

7) подходы к оборудованию должны быть спроектированы так, чтобы входы и выходы из помещений имели достаточные размеры для выполнения каких-либо операций;

8) технологические системы, оборудование должны быть оснащены необходимыми средствами регулирования и блокировки;

9) должны позволять вести монтаж на площадках небольшого размера.

Для систематизации вышек и мачт можно выделить три уровня классификации: функциональный, конструктивный и параметрический.

Функциональная классификация вышек и мачт.

На этом уровне классификации вышки и мачты подразделяются следующим образом:

а) по назначению (в зависимости от типа установок, назначения скважины и видов работ на скважине, а также условий ведения работ);

б) по выполняемым функциям (в зависимости от воспринимаемых мачтой нагрузок и вида размещаемого на мачте оборудования).

Тип установок определяется способом транспортирования (мобильные, кустовые, стационарные) и назначением:

– для бурения скважин;

– ремонта скважин;

– бурения и ремонта.

Мобильные буровые установки могут применяться для выполнения работ на следующих скважинах по назначению:

– нефтяные и газовые (разведочные и эксплуатационные, сейсморазведочные и структурно-картировочные);

– на воду (для водоснабжения буровой установки).

Условия ведения работ оказывают существенное влияние на выбор способа транспортирования установки и, в первую очередь, мачты.

На мачтах может размещаться следующее оборудование: талевая система, магазин-свечеприемник, платформы (площадки) для размещения верхового рабочего, система верхнего привода (СВП), средства механизации вспомогательных операций (блоки, манипуляторы, лебедки), гидроподъемники, укрытия. Наиболее значительное влияние на конструкцию мачты оказывает способ монтажа системы верхнего привода и его конструкция, средства механизации процесса размещения труб.

Конструктивная классификация предполагает систематизацию конструкций вышек и мачт по форме, материалу и способу монтажа и транспортирования. Определенное значение имеет способ обеспечения устойчивости вышки при работе буровой установки.

Классифицировать мачты удобнее всего по пространственной геометрической форме, так как этот признак дает наиболее полное представление о типе мачты, позволяет оценить возможность применения, во многом определяет конструктивное решение, вес, способ монтажа и демонтажа и т. п.

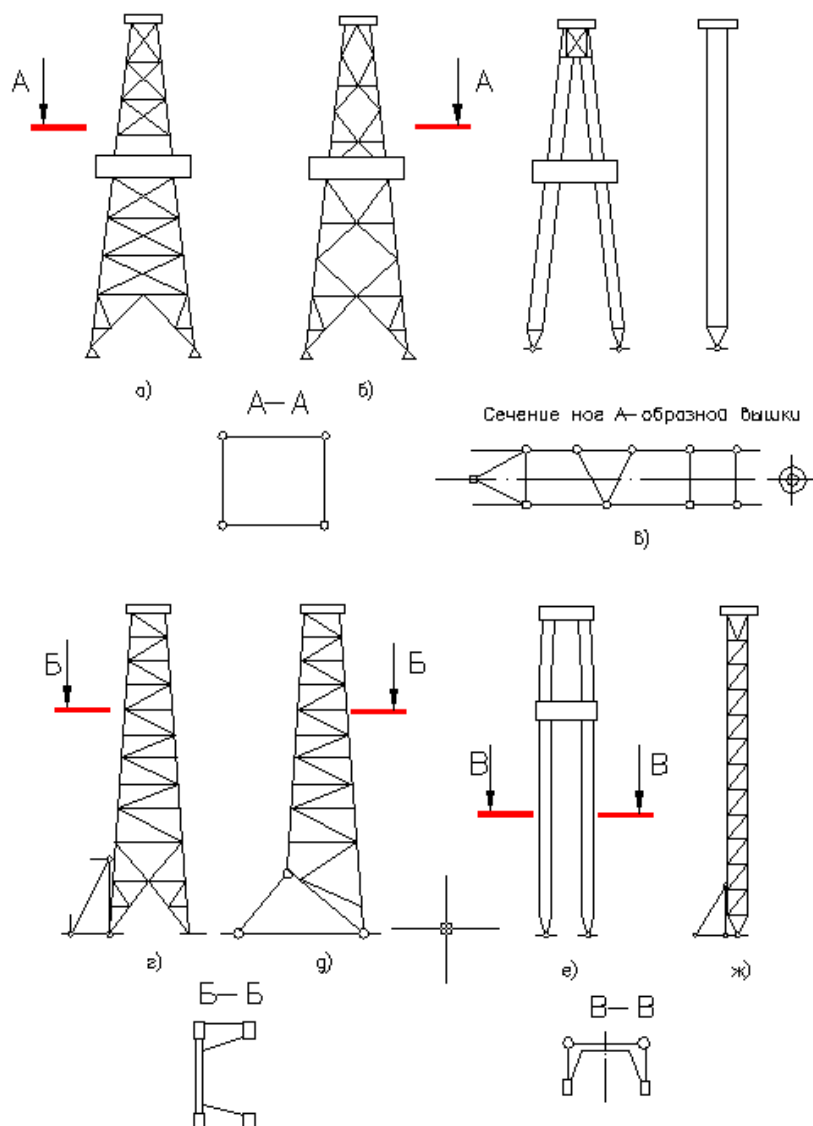


Рис. 1. Конструктивные схемы буровых вышек и мачт:

а, б – башенные вышки; в – мачтовая А-образная вышка; г, д – мачтовая вышка с открытой передней гранью;
е – П-образная вышка; ж – мачта стержневого типа

Форма вышки определяется пространственной геометрической формой и расположением основных несущих металлоконструкций. По этому признаку различают башенные (пирамидальные), А-образные и П-образные конструкции. Кроме того, встречаются мачты стержневого (шестового) типа, выполненные из

труб. Различают также наклонные и прямостоящие вышки и мачты (рис. 1). Наклонные вышки применяются, например, при ремонте скважин, а также при забуривании скважин под углом. Основные несущие элементы (опоры) вышки могут выполняться либо из проката различной формы (главным образом труб), либо из сварных пространственных ферм.

Грани вышки могут быть выполнены следующим образом:

- все грани полностью закрыты (квадратное или прямоугольное сечение);
- частично открытая передняя грань (портал в башенных вышках);
- полностью открытая передняя грань;
- открыты задняя и передняя грани.

В качестве материала для изготовления вышек и мачт применяется профильный прокат и трубы различного сечения.

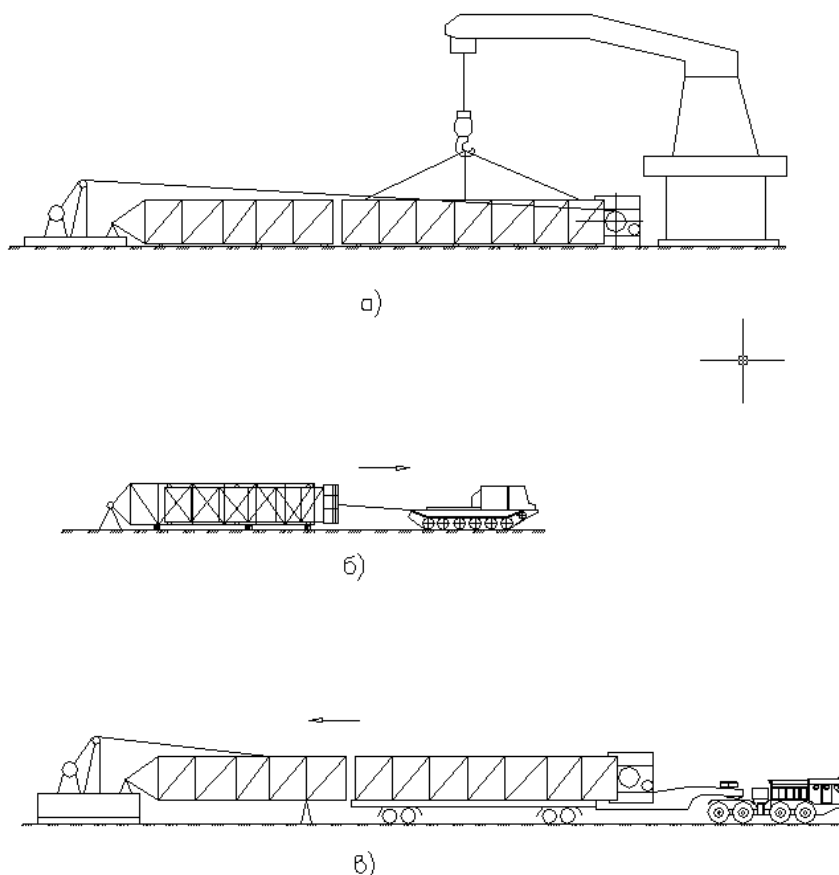


Рис. 2. Схемы сборки вышек и мачт:
а – секционная сборка кранами; б – телескопическая борка; в – сборка стыковкой

Способ сборки (рис. 2) и транспортирования вышек определяется, в первую очередь, ее параметрами (масса и габариты) и условиями выполнения работ. В этом отношении вышки и мачты бывают следующих типов:

- 1) моноблочная (неразборная) конструкция;
- 2) секционная (разборная) конструкция, сборка которой проводится на месте выполнения работ с использованием дополнительных технических средств (кранов, подъемников);
- 3) телескопическая;
- 4) складная.

В особую группу следует выделить вышки и мачты, предназначенные или приспособленные для работы с системами верхнего привода. Например, необходимость применения верхнего привода обуславливает распространение в последнее время П-образных прямостоящих мачт с открытой передней гранью. Особенностью конструкций мачт для работы с верхним приводом является наличие направляющих для монтажа верхнего привода, которые служат для восприятия реактивного момента двигателя верхнего привода (рис. 3). В практике проектирования используются следующие способы установки направляющих:

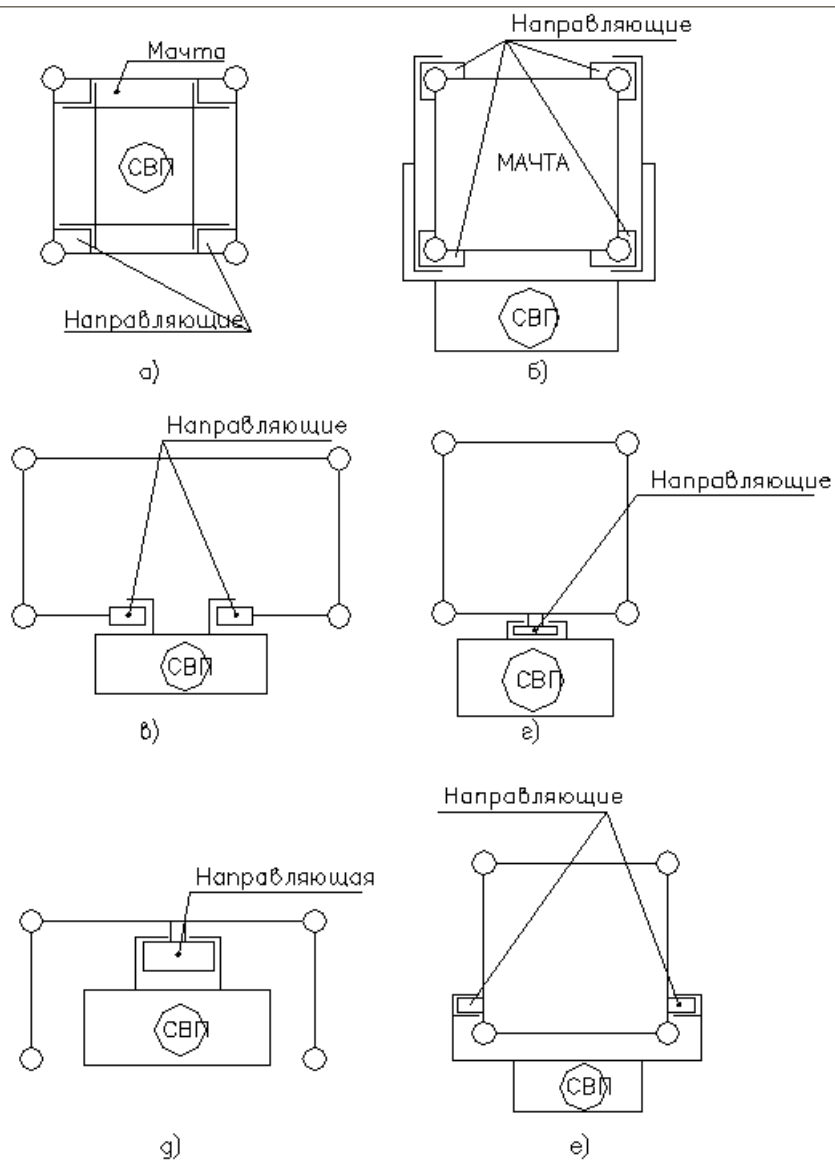


Рис. 3. Схемы размещения направляющей и СВП на мачте:

а, б – мачта является направляющей; в, г – направляющие расположены на передней грани; д – вариант расположения направляющей на задней грани мачты; е – направляющие расположены на боковых гранях мачты

1. Направляющие являются частью металлоконструкции вышки и могут располагаться:

- на внутренней поверхности задней грани;
- передней грани;
- наружной поверхности передней грани;
- боковых гранях.

2. Вся мачта является направляющей.

3. Съёмные секционные направляющие для вышек и мачт традиционной конструкции.

Вышки и мачты транспортируются следующими способами:

- совместно с лебедочным блоком;
- отдельным блоком в сборе;
- отдельными блоками с разборкой на секции.

Количество опор, несущих полезную нагрузку, может изменяться от одной до четырех. Например, в вышках башенного типа, как правило, четыре опоры, а в стержневых конструкциях – одна. В этом случае требуются устройства, обеспечивающие устойчивость вышки при работе. К ним, в частности, можно отнести подкосы, растяжки, дополнительные опоры (рис. 4).

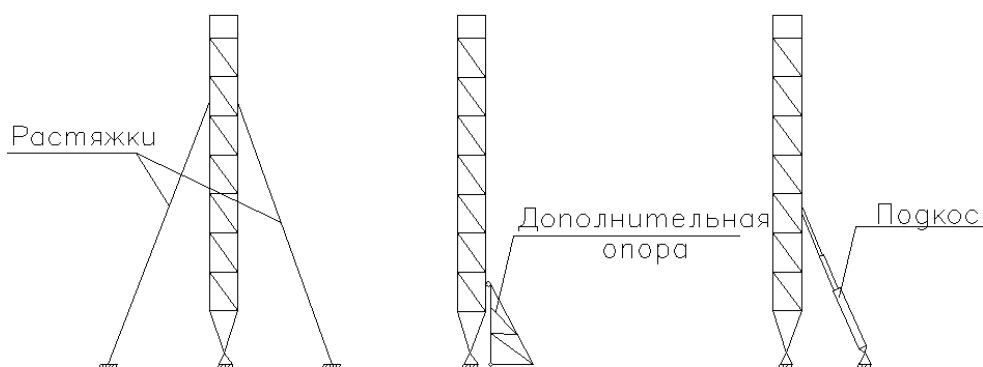


Рис. 4. Схемы устройств для повышения устойчивости мачты

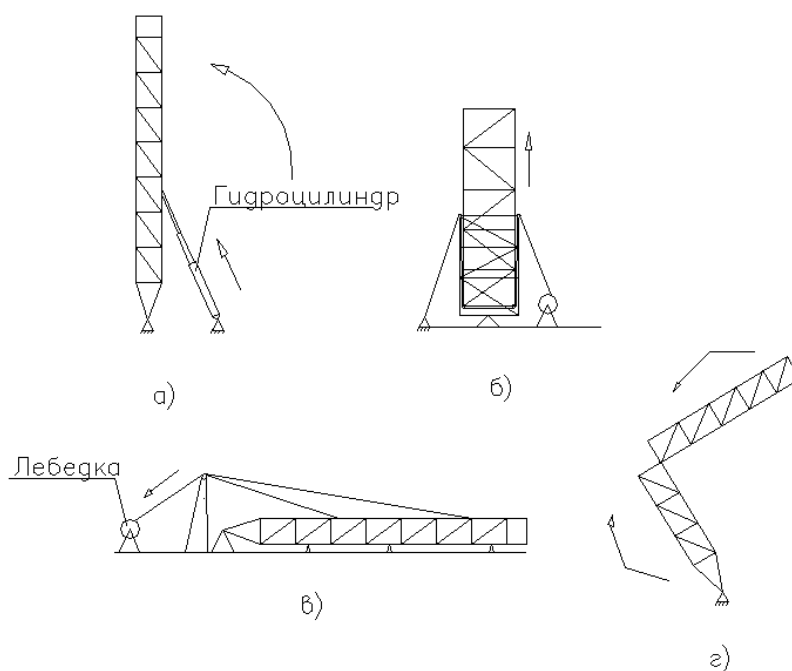


Рис. 5. Схемы подъема вышек и мачт

Подъем вышек и мачт и их опускание в транспортное положение могут осуществляться гидравлическими подъемниками, тракторами, лебедками буровых установок (рис. 5).

Для подъема буровых мачт применяются двухступенчатые гидравлические гидроцилиндры. Схема подъема мачты с использованием гидроцилиндра приведена на рис. 5, а.

Подъем мачт с помощью лебедок осуществляется по схеме, аналогичной приведенной на рис. 5, б или с использованием специальных укосин типа подъемных стрел и системы блоков, показанных на рис. 5, в. Также применяется подъем вышек путем складывания их в процессе подъема (рис. 5, г).

Параметрическая классификация базируется на величине главного параметра. Для вышки такими параметрами являются: грузоподъемность, высота, угол наклона, вес, высота основания, габариты транспортных блоков.

Перспективы развития мачт мобильных буровых установок

В мобильных установках, предназначенных для ремонта скважин, чаще всего применялись наклонные мачты, что обусловлено технологическими причинами. При эксплуатации этих мачт выявились недостатки, связанные с развитием современных технологий:

- наклонная мачта создаёт нагрузки на опоры и нижнюю секцию;

– монтаж направляющей для СВП производится после подъема мачты, что увеличивает сроки первичного монтажа.

В последние годы в мобильных буровых установках применяются прямостоящие мачты. Однако при эксплуатации таких мачт выявлены следующие недостатки:

- малые размеры рабочей площадки, что ухудшает доступ к обслуживаемым механизмам и в результате приводит к травматизму обслуживающего персонала;
- размещение лебедки на отдельном модуле.

Главными факторами, влияющими на выбор конструкции при проектировании МБУ, являются габариты, масса, монтажеспособность, а также возможность применения легко монтируемого верхнего привода.

Одним из путей решения данных проблем является модернизация конструкции мачт. В частности, увеличение размеров рабочей площадки можно обеспечить путем применения конструкции раздвижных ног до подъема мачты и фиксирования их после подъема на основании. При проектировании мобильных установок большой грузоподъемности целесообразно предусмотреть оснащение их прямостоящей мачтой.

При забурировании боковых стволов, бурении наклонных скважин существует необходимость применения СВП.

КРИТЕРИИ ОПТИМИЗАЦИИ СИСТЕМЫ ЭРГОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ГОРНОЙ ТЕХНИКИ

СКРИПОВА Н. М., БОЯРСКИХ Г. А., ХУСАИНОВ В. Г.,
Уральская государственная горно-геологическая академия

Развитие рынка продукции горного машиностроения привело к нарастанию конкуренции и противодействию монопольному влиянию производителей техники. В этих условиях отношения производителей и потребителей техники формируются на основе оптимизации соотношения ее стоимости и потребительских свойств. Становится приоритетным умение установить и спрогнозировать определенные требования рынка с целью определения основных потребительских параметров продукции и разработки стратегии ее продвижения. Отсюда возрастает роль маркетинга, менеджмента, мониторинга и рекламы как инструментов предприятий в конкурентной борьбе.

Поэтому для разработки оптимальной стратегии продукции производителю техники необходимо изучить внутренние ресурсы – наличие кадров, оборудования и финансов, а также внешние – благоприятные и неблагоприятные факторы, а именно: потребности покупателей, предложения конкурентов, социальные, технологические, экономические, экологические и политические тенденции (СТЭЭП-факторы).

В области тяжелого машиностроения также наметилась тенденция к повышению конкурентоспособности горной техники, обусловленная изменениями СТЭЭП-факторов: гуманизация труда, бурные темпы научно-технического прогресса, благоприятные внешние кредиты и заимствования, высокие темпы экономического роста России и Китая, создание единого экономического пространства со странами СНГ и перспектива вступления России в ВТО. Все это открывает новые перспективы развития отечественных предприятий, в том числе и тяжелого машиностроения. Критический анализ и моделирование СТЭЭП-факторов необходимы для оценки совокупности свойств техники, условий продажи и эксплуатации, конкурентоспособности горной техники для заданной рыночной среды.

В ходе научно-технического прогресса значения параметров, входящих в критерии оптимизации и ограничения, со временем изменяются. Это приводит к изменению оптимальных значений эргономических показателей продукции, что может вызвать необходимость моделирования новых условий взаимодействия производителя и потребителя горной техники.

Таким образом, немаловажным фактором повышения конкурентоспособности горного оборудования является учет эргономических показателей при инжиниринге продукции. Выбирая в качестве базового образца, с помощью экспертного или социологического метода, пользующуюся спросом на рынке и зарекомендовавшую себя с лучшей стороны продукцию, необходимо разработать обобщенный показатель, характеризующий совокупность эргономических показателей, и использовать его как ограничение при оптимизации. Критерием оптимизации в этом случае являются затраты на создание и эксплуатацию горного оборудования. Решением данной задачи оптимизации является соответствие продукции базовому образцу при минимальных затратах, что дает преимущество в цене.

Главными слагаемыми конкурентоспособности горной техники являются [1]:

➤ технические показатели продукции и уровень качества ее изготовления, характеризующие степень использования последних мировых научно-технических достижений при разработке конструкции и технологии изготовления;

➤ соответствие оборудования требованиям и стандартам стран-импортеров, фирм-покупателей, рекомендациям ИСО, МЭК и др., учитывающих специфику рынка, климатические условия, в которых происходит использование продукции, особые требования, например действующая в стране система мер (метрическая или дюймовая), установленные нормы техники безопасности и защиты окружающей среды, обычаи и привычки населения и т. п.;

➤ технико-экономический уровень эксплуатации, гарантирующий бесперебойную работу проданного оборудования, включающий обеспечение запасными частями и необходимой технической документацией, обучение продавцом персонала покупателя правилам эксплуатации;

➤ наличие патентной чистоты и патентной защиты оборудования, а также наличие зарегистрированного товарного знака (бренда);

➤ сроки поставок и сроки гарантий, условия оплаты, в т. ч. возможность кредита, рассрочки, лизинга и т. д.

Одной из устойчивых тенденций развития современного научного знания является интеграция наук, изучающих различные аспекты сложных объектов, и комплексный подход к решению важнейших практических задач. Один из таких научно-практических комплексов – это эргономика, комплексно изучающая закономерности взаимодействия человека с техническими средствами, предметом деятельности и средой, практическими задачами которой являются повышение эффективности деятельности при сохранении здоровья и всестороннем развитии личности [2].

Таким образом, значительная часть слагаемых конкурентоспособности продукции являются объектами изучения эргономики. В эргономический комплекс включаются инженерная психология, психология, социология, физиология и гигиена труда, антропометрия, биомеханика, кибернетика, техническая эстетика и некоторые другие дисциплины. Разработка стратегий реализации продукции, таких, как проникновение на рынок, расширение рынка, развитие товара, диверсификация, невозможна без оценки качества отечественного горного оборудования по эргономическим показателям.

Эргономические показатели характеризуют систему «человек – машина – предмет деятельности – среда» (в частности, «человек – горное оборудование») и учитывают комплекс гигиенических, антропометрических, физиологических и психологических свойств человека, проявляющихся в производственных и бытовых процессах.

Свойства машин, проявляемые в системе человек – машина – среда (Ч-М-С) и удовлетворяющие эргономическим требованиям, называют эргономическими свойствами. К ним относятся управляемость, обитаемость, обслуживаемость, осваиваемость и технологичность [2].

Управляемость – это соответствие конструкции машины и организации рабочего места силовым, энергетическим, скоростным возможностям органов зрения, слуха, осязания человека, а также возможностям человека по восприятию, хранению и переработке информации, закреплению и формированию вновь навыков человека (с учетом легкости и быстроты их формирования) в нормальных и аварийных условиях; тяжесть труда; соответствие машины принципам производительного труда.

Обитаемость – это соответствие производственной среды гигиеническим условиям жизнедеятельности и работоспособности человека и требованиям техники безопасности, а также соответствие конструкции машины и ее элементов размерам, форме и распределению массы тела человека и его частей.

Обслуживаемость (ремонтпригодность) – это соответствие конструкции машины и отдельных ее элементов быстрой подготовке к работе, техническому уходу и ремонту. Наличие средств механизации, инструмента и запасных частей, а также средств диагностики.

Осваиваемость – это соответствие машины и эксплуатационной документации приобретению знаний (обучение), умений и навыков монтажа, управления, обслуживания, а также соответствие человека профессиональным обязанностям.

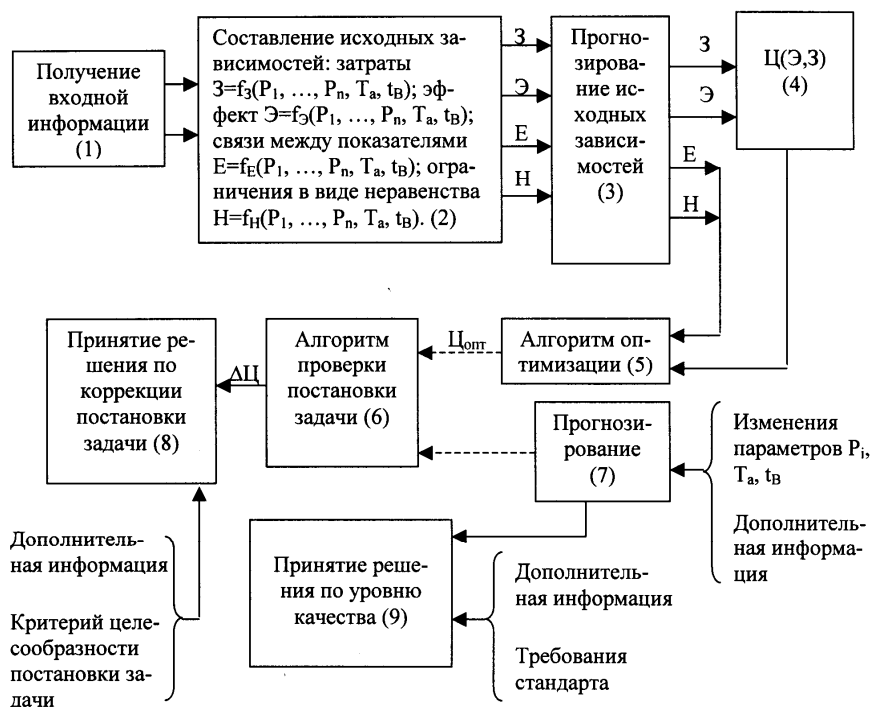
Технологичность – это соответствие технологии изготовления, монтажа, демонтажа, транспортировки и утилизации машины возможностям человека.

Применение эргономического подхода при инжиниринге горной техники на всех этапах его жизненного цикла позволяет найти оптимально возможное состояние системы Ч-М-С (см. таблицу) [3].

В данном случае оптимальными будут такие значения показателей качества продукции, при которых достигается либо наибольший эффект от эксплуатации продукции при заданных затратах на ее создание и эксплуатацию, либо заданный эффект при наименьших затратах, либо наибольшее отношение эффекта к затратам [1].

Содержание эргономического обеспечения системы Ч-М-С

Фаза жизненного цикла	Аспект эргономического обеспечения	
	целевой	организационно-методический
Предпроектная	Первоначальная эргономическая оценка свойств потребителя	Разработка схем взаимоотношений с потребителями Организация труда коллективов менеджеров по продажам и маркетингу
Проектная	Определение функций человека в проектируемой системе Ч-М-С и эргономическая оценка его возможностей по их выполнению. Оптимизация эргатики системы	Разработка нормативных и справочно-методических материалов по эргономическому проектированию деятельности оператора с учетом управляемости и обитаемости Организация труда коллектива проектировщиков
Производственная	Учет свойств человека в процессе производства, монтажа, транспортировки (условия труда, режимы труда и отдыха и т. п.)	Разработка нормативных и справочно-методических материалов по учету человеческого фактора в процессе производства, монтажа и транспортировки (технологичность)
Эксплуатационная	Учет возможностей человека при эксплуатации машины (профессиональный отбор, обучение, тренировки, организация труда операторских коллективов)	Разработка методик по профессиональному отбору и подготовке операторов, подбору коллективов, организация труда с учетом обслуживаемости и осваиваемости)
Утилизационная	Учет свойств человека в процессе утилизации техники	Разработка нормативных и справочно-методических материалов по учету человеческого фактора в процессе утилизации (технологичность)



Блок-схема оптимизации значений эргономических показателей продукции:

P_1, \dots, P_n – оптимизируемые значения эргономических показателей; T_a, t_b – период действия и время внедрения;
 Π – целевая функция; $\Delta\Pi$ – приращение целевой функции

В случае, когда необходимо достигнуть наибольшего эффекта от использования продукции при заданных затратах на ее создание и эксплуатацию, критерием оптимизации является наилучшее значение обобщенного эргономического показателя, а ограничениями – заданные затраты. При минимизации затрат с заданным значением обобщенного эргономического показателя критерием оптимизации являются затраты, а заданное значение обобщенного эргономического показателя – ограничением при оптимизации.

Для определения оптимальных значений эргономических показателей необходимо [1]:

➤ установить обобщенный эргономический показатель, с помощью которого оценивается эффект от эксплуатации продукции;

- установить единичные эргономические показатели, функцией которых является указанный обобщенный показатель;
- установить зависимость получаемого эффекта от затрат на изменение эргономических показателей и ограничения на затраты или эффект;
- решить задачу определения оптимальных значений показателей.

В самом общем виде типовая схема оптимизации значений эргономических показателей продукции может включать следующие блоки (рисунок) [1]:

1 – получение входной информации, необходимой для составления исходных зависимостей, т. е. уравнения для эффекта, связей между эргономическими показателями и ограничений на производственные возможности; 2 – составление исходных зависимостей; 3 – прогнозирование исходных зависимостей; 4 – составление математических выражений для целевых функций; 5 – составление алгоритма оптимизации для вычисления оптимальных эргономических показателей и временных параметров по срокам их действия; 6 – оценка модели оптимизации; 7 – непосредственное прогнозирование отдельных значений эргономических показателей, временных параметров с целью упрощения задачи; 8 – принятие решения по корректировке задачи; 9 – принятие решения по уровню качества продукции.

Таким образом, представленные критерии и модель оптимизации эргономических показателей горной техники могут быть адекватными для заданных условий конкурентной среды и рыночной конъюнктуры. Представленная модель оптимизации эргономических показателей техники позволяет актуализировать критерии ее качественной оценки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. РД 50-149-79. Методические указания по оценке технического уровня и качества промышленной продукции.
2. Головин В. С. Эргономика горнорудного оборудования. М.: Недра, 1990.
3. Душков Б. А., Королев А. В., Смирнов Б. А. Основы инженерной психологии: Учебник для студентов вузов. М.: Академический Проект; Екатеринбург: Деловая книга, 2002.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ВЕНТИЛЯТОРОВ СМЕШАННОГО ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ ПО КРИТЕРИЮ СВОБОДНОГО РАДИАЛЬНОГО СМЕЩЕНИЯ ПОТОКА

ШАНТАРИН С. С.,

Уральская государственная горно-геологическая академия

Увеличение глубины шахт, интенсификация очистных и горнопроходческих работ, повышение количества выделяющихся в шахтах вредных газов, пыли и тепла обуславливают повышенные требования к шахтной вентиляции – важному звену технологической системы шахты, от которой зависят безопасность, здоровье и производительность труда шахтеров.

Основным средством, обеспечивающим атмосферные условия в подземных горных выработках, являются вентиляторные установки главного и местного проветривания. Для этой цели на горных предприятиях в настоящее время применяются осевые и центробежные вентиляторы.

Каждый тип вентиляторов имеет свои принципиальные достоинства и недостатки. Так, например, вентиляторные установки с центробежными вентиляторами требуют меньших эксплуатационных расходов за счет более высокого КПД. При этом вентиляторы данного принципа действия развивают существенно более высокое статическое давление по сравнению с осевыми вентиляторами, с таким же диаметром рабочего колеса, имеют лучшие акустические характеристики.

Существенным недостатком центробежных вентиляторов является сложность их реверсирования и вызванная этим необходимость использования системы обводных каналов и ляд.

Не имеют этого недостатка вентиляторные установки с осевыми вентиляторами, позволяющими производить реверс струи обратным вращением привода вентилятора и разворотом лопаток спрямляющего аппарата. Отсутствие системы обводных каналов и ляд на таких вентиляторных установках позволяет существенно снизить капитальные затраты при их строительстве.

Несмотря на достаточно высокий уровень развития современных вентиляторов и достаточно сложную конструкцию проточной части, КПД современных осевых вентиляторов не превышает 80-82 %. КПД лучших конструкций меридиональных вентиляторов достигает 88 %.

Таким образом, становится возможным предположить, что в традиционной конструкции осевых вентиляторов скрыт 10-20 % резерв дальнейшего повышения их аэродинамических параметров.

В связи со значительной сложностью аэродинамических процессов, протекающих в проточной части вентиляторов, в практике создания вентиляторов используются полуэмпирические зависимости, полученные в результате экспериментальных исследований.

Следует отметить, что конструктивное совершенствование традиционных типов воздуходувных машин – центробежных (радиальных) и осевых – практически исчерпало свои потенциальные возможности, и в настоящее время одним из основных направлений дальнейшего развития вентиляторостроения является ориентация на создание машин смешанного принципа действия, объединяющих конструктивные преимущества обоих типов машин.

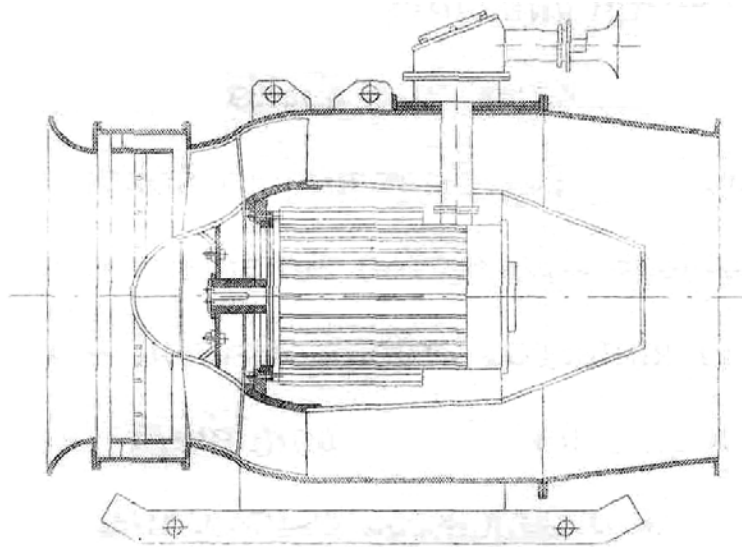


Рис. 1. Конструкция осе-радиального вентилятора местного проветривания

Рассматривая различные аэродинамические схемы осевых вентиляторов ЦАГИ, следует заметить, что не в одной из испытанных аэродинамических схем не используется эффект радиального смещения потока, возникающего в результате закручивания потока в рабочем колесе. Однако придание втулке рабочего колеса незначительной конусности – 15-20° (меридиональные вентиляторы) существенно повышает развиваемое статическое давление и КПД вентилятора.

Вариант конструкции вентилятора местного проветривания с рабочим колесом осе-радиального типа показан на рисунке.

Конструкция корпуса и втулки осе-радиального вентилятора, выполненная по законам радиального смещения потока, позволяет достичь более высокого статического давления и КПД вентилято-

ра, за счет использования радиального давления, возникающего в осевом вентиляторе в результате закручивания потока воздуха рабочим колесом.

Повышение КПД вентилятора достигается за счет снижения потерь, так как в этом случае форма проточной части вентилятора соответствует траектории смещения потока воздуха в рабочем колесе и в спрямляющем аппарате.

Разработка и конструктивная оптимизация принципиально нового класса, к каким относятся ВСПД, не может быть эффективной без соответствующей теоретической базы.

Современное состояние теории работы турбомашин не позволяет аналитически установить и разработать методику расчета геометрических и аэродинамических параметров вентилятора принципиально новой конструкции вследствие большего числа принятых допущений.

Например, допущение в теории о бесконечно большом количестве лопаток рабочего колеса предполагает, что поток воздуха при взаимодействии с лопатками рабочего мгновенно приобретает скорость закручивания, равную окружной скорости лопаток рабочего колеса, при этом углы входа и выхода потока полностью соответствуют углам установки лопаток на входе и выходе из рабочего колеса. Это обстоятельство полностью исключает возможность установления закона изменения скорости закручивания потока при динамическом взаимодействии лопаток рабочего колеса и спрямляющего аппарата с потоком текучего, на основе «классической теории турбомашин», а следовательно, и установление закона радиального смещения потока при взаимодействии его с рабочим колесом. Как результат – невозможность создания оптимальной конструкции вентиляторов смешанного принципа действия без проведения достаточно большого количества экспериментальных исследований в этой области.

Перспективным направлением дальнейшего совершенствования методики расчета и оптимизации различных геометрических параметров вентиляторов смешанного принципа действия является рассмотрение не относительных и абсолютных скоростей движения потока, а сил, их вызывающих, применительно к рабочему колесу турбомашин.

При расчете сложных динамических систем с нелинейными законами изменения различных параметров в машиностроении в последние годы находит широкое применение пошаговый метод расчета различных параметров. Суть метода конечных элементов (так его еще называют) заключается в разделении какого-либо сложного динамического процесса на достаточно большое количество конечных элементов, а затем рассмотрение процесса преобразования какого-либо расчетного параметра на каждом конечном отрезке.

Результатом реализации является рассмотрение пошагового преобразования аэродинамических параметров при динамическом взаимодействии лопаток рабочего колеса и спрямляющего аппарата с потоком. Для этого процесс взаимодействия колеса с потоком разбивается на бесконечно малые интервалы времени и рассматривается пошаговое преобразование аэродинамических параметров потока при прохождении рабочего колеса и других элементов конструкции. При этом рассматривается частица воздуха элементарного объема, движущаяся в потоке воздуха.

Оптимизация формы проточной части вентилятора с учетом радиального смещения потока, введение дополнительного, принципиально нового фактора времени, рассмотрение пошагового преобразования аэродинамических параметров даст возможность расширить область применения теории турбомашин, что в конечном итоге позволит создать вентиляторы нового поколения.

КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ ШАХТНЫХ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

*МАМЕДОВ А. Ш., науч. руководитель проф. ТИМУХИН С. А.,
Уральская государственная горно-геологическая академия*

Наряду с общим КПД водоотливных установок, их удельными энергетическими показателями, обобщенным (интегральным) показателем конструктивного совершенства установок может являться коэффициент быстроходности, используемый в настоящее время только для оценки качества конструкций турбомашин.

Так, для насосов он определяется по формуле

$$n_s = 3,65 \cdot n_H \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}},$$

где n_H – номинальная частота вращения ротора насоса.

Диапазоны его варьирования для шахтных лопастных насосов лежат в пределах 40-1800. Значение n_s определяется для одного фиксированного режима работы насоса (режима максимального КПД), и по его величине оценивается степень конструктивного совершенства насоса.

Однако анализ физики рабочего процесса насосной установки как целостного гидродинамического устройства показывает, что коэффициент быстроходности является интегральным показателем конструктивного совершенства всей насосной (водоотливной) установки в целом. При условии установления зависимости $n_{sy} = f(Q)$ во всем возможном диапазоне подач для различных типов установок появляется возможность их сравнительной оценки по данному критерию. Причем для любой конкретной установки может быть обоснована и выбрана наиболее рациональная область ее эксплуатации.

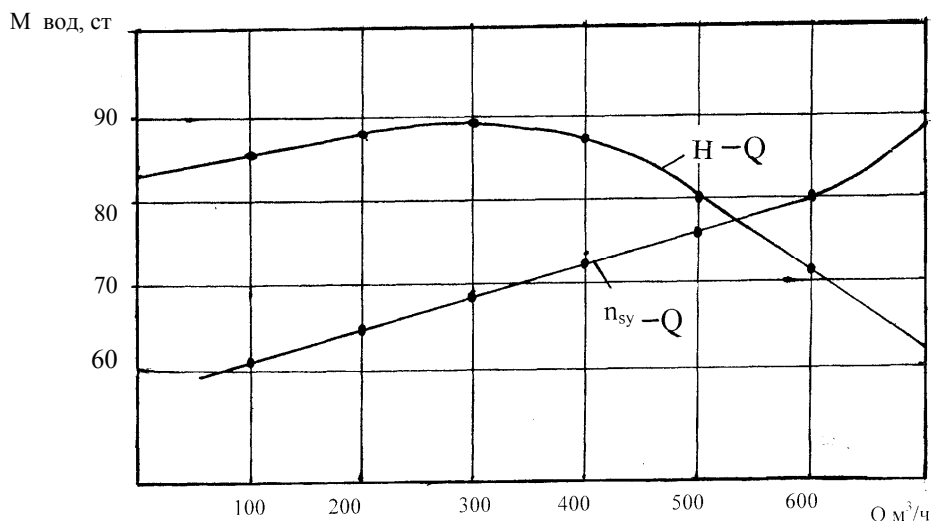
Вычисление значений n_{sy} (установление зависимости $n_{sy} = f(Q)$) может производиться по формуле во всем возможном диапазоне изменений Q и H при $n_H = \text{const}$.

На рисунке приведен график зависимости $n_{sy} = f(Q)$ для насосной установки с насосом ЦНС-500. Как следует из этой зависимости, режимам работы установки, расположенным в правой части зоны промышленного использования насосов, соответствуют большие значения коэффициента быстроходности, что объясняется, в первую очередь, более совершенной конструкцией трубопроводной сети, обеспечивающей ей меньшие гидравлические потери.

Синхронно с увеличением показателя n_{sy} при перемещении режимов работы установки вправо по характеристике машины повышается общий КПД установки и снижается удельная энергоемкость, увеличивается коэффициент ее использования по подаче и количество перемещаемой по сети в части кавитации и компенсации осевых сил.

Следовательно, при выборе режимов эксплуатации водоотливных установок предпочтение при прочих равных условиях следует отдавать режимам с более высокими значениями n_{sy} , имея в виду соответствующие ограничения и требования, предъявляемые к шахтным насосам и насосным установкам.

Здесь следует сказать, что увеличение коэффициента быстроходности шахтной водоотливной установки в равной мере возможно как за счет конструктивного совершенствования насосов, так и за счет совершенствования схем и конфигурации шахтных трубопроводных ставов, снижения их гидравлического сопротивления, что свидетельствует об интегральном характере оценки насосных установок посредством данного показателя. Следовательно, коэффициент n_s , вычисленный для номинальных параметров насоса, представляет собой частный случай коэффициента n_{sy} .



Зависимость коэффициента быстроходности насосной установки с насосом ЦНС-500

Показатель n_{sy} может использоваться также для насосных установок с совместным включением насосов. Значения подачи и напора в этом случае следует брать по начальному, общему для всех машин участку нагнетательной сети, имея в виду, что, как правило, частота вращения насосов и их типоразмеры одинаковы.

Выводы

Показано, что используемый в настоящее время коэффициент быстроходности насосов может применяться в качестве интегрального показателя для оценки конструктивного совершенства всей насосной установки как единого целого гидродинамического устройства.

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА АППАРАТОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ДЛЯ ОЧИСТКИ СТОЧНЫХ ВОД

БЕЛОГЛАЗОВ И. Н., АЛЕКСАНДРОВ С. В.,

Санкт-Петербургский государственный горный институт им. Г. В. Плеханова
(технический университет)

На эффективность работы аппаратов смешения влияют технологические режимы проводимых в них процессов, а также правильность выбора конструкционного типа, который в значительной степени определяет конечный результат работы.

Основными факторами, влияющими на работу аппаратов любого типа, являются:

1. Термодинамические факторы – константы химического и фазового равновесия. Данная группа факторов определяет направление реакции, технологические параметры проведения реакции и оказывает влияние на скорость и селективность всего процесса.
2. Кинетические факторы – константы скорости и энергии активации основных и побочных реакций, а также истинные и кажущиеся порядки реакции.
3. Массообменные факторы – коэффициенты массопередачи исходных и промежуточных веществ и конечных продуктов реакции.
4. Теплообменные факторы – коэффициенты теплопередачи между фазами и коэффициенты теплопередачи между средой и теплообменными устройствами, величина поверхности внешнего теплообмена.
5. Гидродинамические факторы – характеристики межфазной поверхности и перемешивания по сплошной и дисперсной фазам.

Последние факторы оказывают наибольшее влияние на процесс, поскольку являются определяющими для показателей тепло- и массообмена.

Эффективность использования объема технологических аппаратов смешения, применяемых в различных отраслях промышленности, зависит от конструктивных особенностей реактора и особенностей проводимого в нем процесса. При расчете эффективности использования рабочего объема химических и гидрометаллургических аппаратов традиционно применяются следующие основные показатели.

Коэффициент заполнения объема аппарата (КЗО)

$$K_3 = \frac{V}{V_A},$$

где V и V_A – соответственно рабочий и общий объемы аппарата.

Коэффициент использования объема (КИО) (иногда его называют коэффициентом эффективности реактора – КЭР)

$$\eta = \frac{\tau_B}{\tau_{cp}} = t_r,$$

где τ_B – время завершения реакции, проводимой в аппарате идеального вытеснения до требуемой степени превращения вещества (\bar{X}); τ_{cp} – среднее время пребывания частиц в рассматриваемом аппарате ($\tau_B \geq \tau_{cp}$).

Для повышения значений коэффициента η используют различные приемы: устанавливают аппарат большего объема или целый каскад аппаратов для увеличения величины среднего времени пребывания частиц в реакторах.

Для оценки общей эффективности использования рабочего объема аппаратов непрерывного действия предлагается использовать следующую систему показателей:

$$\alpha = F(t_r) = F(Kt_R); \quad (1)$$

$$\beta = F(t_R) - F(t_r) = F(t_R) - F(Kt_R); \quad (2)$$

$$\gamma = 1 - F(t_R), \quad (3)$$

где α – коэффициент недогрузки аппарата; β – коэффициент использования рабочего объема аппарата; γ – коэффициент перегрузки аппарата; K – показатель устойчивости процесса $K = t_r/t_R \leq 1$; $t_r = \tau_r/\tau$ и $t_R = \tau_R/\tau$ – соответственно относительное минимальное и максимальное время пребывания частиц в аппарате, необходимое для завершения процесса с требуемой полнотой.

Коэффициент недогрузки аппарата α численно равен доле непрореагировавших до конца частиц от общего их числа, выходящих из аппарата. Коэффициент перегрузки аппарата γ определяет долю частиц, которые уже полностью прореагировали и бесцельно занимают объем аппарата, мешая поступлению в реактор свежих порций частиц перерабатываемого материала. Коэффициент использования рабочего объема аппарата β определяется как доля общего рабочего объема аппарата, занятая частицами, имеющими заданную степень превращения и не задерживающимися в нем сверх необходимого для этой цели времени. Остальная часть рабочего объема при этом занята частицами, не успевающими пройти полную стадию обработки (доля объема α) или уже прореагировавшими полностью (доля объема γ).

Показатель устойчивости процесса K характеризует относительные пределы колебания степени извлечения продуктов реакции в непрерывном процессе.

Данная система уравнений была применена для оценки эффективности использования рабочего объема трубчатого реактора непрерывного действия, которые нашли широкое применение в промышленности для очистки сточных вод, в частности для нейтрализации шахтных вод.

Для описания распределения времени пребывания частиц в реакторе используют однопараметрическую диффузионную модель, тогда уравнения (1), (2), (3) принимают следующий вид [4]:

$$\alpha = F(Kt_R) = 1 - 0,5 \operatorname{erf} \left(0,5 \sqrt{Pe} \frac{1 - Kt_R}{\sqrt{Kt_R}} \right); \quad (4)$$

$$\beta = F(t_R) - F(Kt_R) = 0,5 \left[\operatorname{erf} \left(0,5 \sqrt{Pe} \frac{1 - Kt_R}{\sqrt{Kt_R}} \right) - \operatorname{erf} \left(0,5 \sqrt{c} \frac{1 - t_R}{\sqrt{t_R}} \right) \right]; \quad (5)$$

$$\gamma = 1 - F(t_R) = 0,5 \operatorname{erf} \left(0,5 \sqrt{Pe} \frac{1 - t_R}{\sqrt{t_R}} \right), \quad (6)$$

где α – доля объема аппарата, занятая частицами, преждевременно покинувшими аппарат; β – коэффициент использования рабочего объема аппарата; γ – доля объема аппарата, занятая частицами, передержанными в нем; $F(t)$ – интегральная функция распределения времени пребывания материала в аппарате, характеризующая долю частиц материала, вышедших из аппарата к моменту времени t , $K = t_{\Gamma} / t_R$ – показатель устойчивости процесса; $Pe = wl / E$ – критерий Пекле, равный произведению линейной скорости движения потока жидкости (w) на длину трубчатого реактора (l) к коэффициенту диффузии (E); $t_{\Gamma} = \tau_{\Gamma} / \bar{\tau}$ и $t_R = \tau_R / \bar{\tau}$ – минимальное и максимальное время, необходимое для завершения процесса с требуемой полнотой; $erfz = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^z e^{-t^2} dt$ – интеграл ошибок Гаусса; $\bar{\tau}$ – среднее время пребывания частиц в аппарате.

Используя уравнения (4)-(6), представляется возможным построить тройные диаграммы $\alpha - \beta - \gamma$, отражающие взаимосвязь между показателями α , β и γ , а также коэффициентом устойчивости процесса K . В качестве примера на рис. 1 показаны диаграммы $\alpha - \beta - \gamma$, построенные для различных значений критерия Пекле $Pe = 0; 5; 40; 500$.

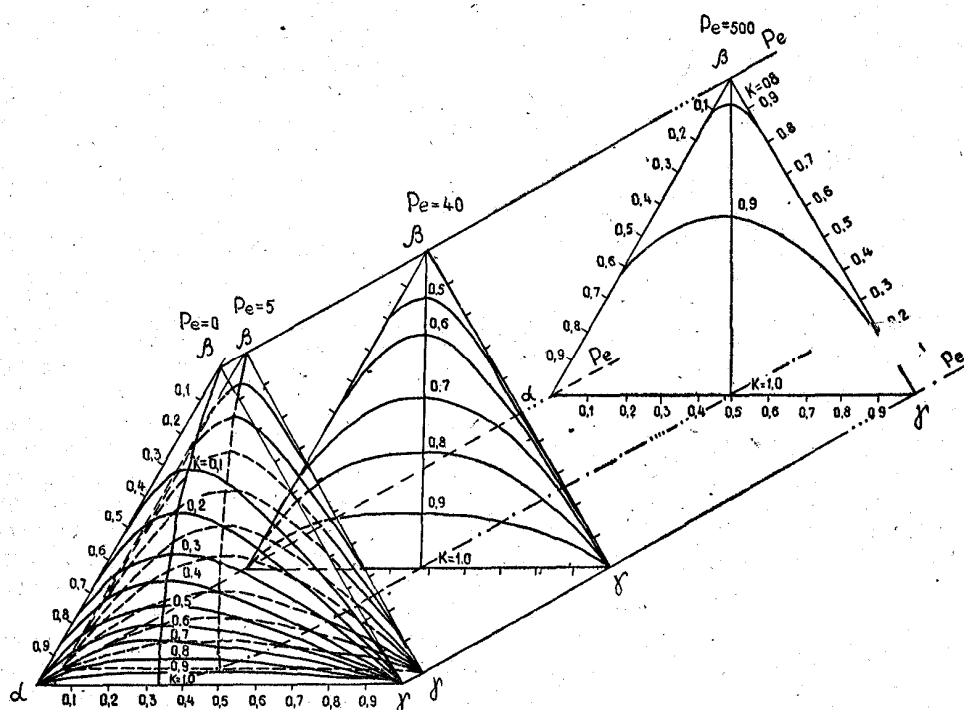


Рис.1. Диаграммы $\alpha - \beta - \gamma$, построенные для различных значений критерия Пекле $Pe = 0; 5; 40; 500$

Положение максимумов на кривых, отвечающих постоянным значениям показателя K , зависит от вида кривых функций, распределения времени пребывания частиц в аппарате или, иными словами, от гидродинамической обстановки, созданной в реакторе, которая характеризуется величиной критерия Pe . Используя тройные диаграммы $\alpha - \beta - \gamma$, построим диаграмму $\beta_0 - K - t_{\Gamma,R}$, отражающую взаимосвязь между оптимальными значениями коэффициента устойчивости процесса K и величиной относительного времени пребывания частиц $t_{\Gamma,R}$ (рис. 2).

Показатели α , β и γ можно использовать не только для оценки эффективности использования рабочего объема аппаратов непрерывного действия, но и для оценки эффективности химического процесса, протекающего в аппаратах периодического и полунепрерывного действия. В данном случае в качестве критерия, используемого для оценки эффективности работы аппарата периодического или полунепрерывного действия, следует выбирать не распределение времени пребывания частиц, а кинетическую функцию, которая характеризует степень взаимодействия частиц за время τ .

Определение оптимальных значений показателей β_0 возможно не только с помощью графического метода, описанного выше, но и аналитическим методом, сущность которого сводится к нахождению величины первой производной $d\beta/dt_R$, значение которой приравнялось к 0:

$$\frac{d\beta}{dt_R} = F'(t_R) - F'(Kt_R) = 0. \quad (7)$$

После несложных преобразований уравнение (7) примет вид

$$Pe = \frac{2Kt_R \ln(1/K)}{(1 - Kt_R^2)(1 - K)} = \frac{2t_{\Gamma} \ln(1/K)}{(1 - t_{\Gamma}^2/K)(1 - K)}. \quad (8)$$

Полученная зависимость (8) применима только для случая, когда

$$t_R \leq \sqrt{\frac{1}{K}}. \quad (9)$$

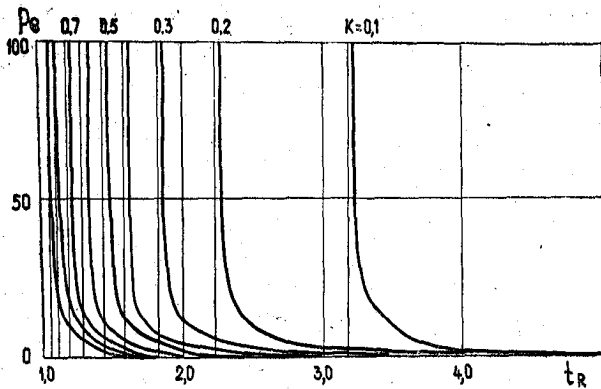


Рис. 3. Диаграмма $Pe = \varphi(t_R; K)$, построенная при использовании уравнений (8) и (9)

Максимальные значения коэффициента использования рабочего объема трубчатого реактора могут быть рассчитаны по уравнению, полученному в результате подстановки зависимости (10) в (5):

$$\beta_0 = 0,5 \left[\operatorname{erf} \left\{ \frac{\sqrt{Pe}}{2} \cdot \frac{1 - K \left(\sqrt{\left[\frac{\ln(1/k)}{Pe(1-K)} \right]^2 + \frac{1}{K} - \frac{\ln(1/k)}{Pe(1-K)}} \right)}{\sqrt{K \left(\sqrt{\left[\frac{\ln(1/k)}{Pe(1-K)} \right]^2 + \frac{1}{K} - \frac{\ln(1/k)}{Pe(1-K)}} \right)}} \right\} - \right. \\ \left. - \operatorname{erf} \left\{ \frac{\sqrt{Pe}}{2} \cdot \frac{1 - \left(\sqrt{\left[\frac{\ln(1/k)}{Pe(1-K)} \right]^2 + \frac{1}{K} - \frac{\ln(1/k)}{Pe(1-K)}} \right)}{\sqrt{K \left(\sqrt{\left[\frac{\ln(1/k)}{Pe(1-K)} \right]^2 + \frac{1}{K} - \frac{\ln(1/k)}{Pe(1-K)}} \right)}} \right\} \right]. \quad (11)$$

Применение зависимостей (4) – (6), (8), (10), (11) позволяет решать ряд практических задач, связанных с определением оптимальных значений показателей β_0 , K , $t_{\Gamma,R}$, Pe , а также объема и производительности установки.

Уравнения (1)-(3) являются универсальными и могут применяться для оценки работы аппаратов любого типа, так как связывают между собой основные параметры процесса. Они могут быть использованы для

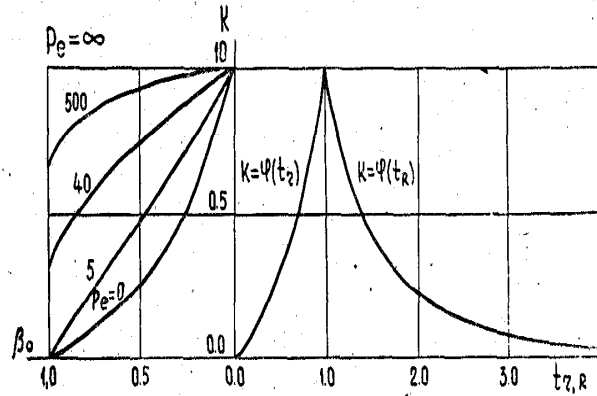


Рис. 2. Диаграмма $\beta_0 - K - t_{\Gamma,R}$

График зависимости $Pe = \varphi(t_R; K)$, построенный при использовании уравнения (8) при условии (9), изображен на рис. 3, из которого, в частности, следует, что при значениях критерия Пекле $Pe > 20 - 30$ положение максимума на графике зависимости $\beta = \varphi(t_R)$ определяется только величиной показателя устойчивости процесса K и может быть определено при использовании уравнения (9).

В общем случае уравнение для определения значения времени t_R имеет вид

$$t_R = \sqrt{\left[\frac{\ln(1/k)}{Pe(1-K)} \right]^2 + \frac{1}{K} - \frac{\ln(1/k)}{Pe(1-K)}}. \quad (10)$$

выбора конструкции аппарата, определения оптимального числа ступеней каскада и для оценки других параметров процесса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Белоглазов И. Н. Деп. в РЖ «Химия», № 1234/77 деп.
2. Белоглазов И. Н. Деп. в РЖ «Химия», № 1234/77 деп.
3. Белоглазов И. Н. // ЖПХ. 1980. № 7.
4. Белоглазов И. Н. // ЖПХ. 1979. № 5.
5. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты в химической технологии. М.: Химия, 1971.
6. Кафаров В. С. Методы кибернетики в химии и химической технологии. М.: Химия, 1968.
7. Крамерс Х., Вестертерп К. Химические реакторы. М.: Химия, 1967.
8. Левенициль О. Инженерное оформление химических процессов. М.: Химия, 1969.

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ БАРАБАННОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ПОДВОДНОЙ ДОБЫЧНОЙ МАШИНЫ

ШАЛЬГИН А. В.,

Санкт-Петербургский государственный горный институт им. Г. В. Плеханова
(технический университет)

Конкреции располагаются, как правило, на поверхности морского дна или в достаточно тонком поверхностном слое грунта, толщина которого не превышает их размеров. При этом сама поверхность обычно покрыта довольно тонкой, но прочной коркой, что требует предварительного рыхления поверхностного слоя в процессе добычи.

Исходя из сказанного, машина для сбора конкреций в море должна обрабатывать весьма тонкий поверхностный слой. В качестве исполнительного органа такой машины использован цилиндрический барабан, оснащенный резцами, разрушающими поверхностный слой и захватывающими конкреции. Барабан радиусом r и длиной $L_б$ при помощи встроенной в него многоступенчатой прямоходной гидротурбины вращается в направлении движения машины, работая по принципу буксующего колеса и срезая серповидными резцами с вылетом $l_p = R - r$ поверхностный слой грунта с находящимися в нём конкрециями. При этом барабан может катиться по поверхности морского дна с буксованием, совмещая процессы резания и подачи. Попадающие под буксующий барабан конкреции вместе с вмещающим их грунтом отбрасываются назад и захватываются в смеси с морской водой расположенным позади него щелевым соплом гидроподъемного трубопровода, по которому и осуществляется транспортировка конкреций на поверхность. Такое устройство системы подъёма полезного ископаемого в водной среде является наиболее экономичным и безопасным с точки зрения экологии горных работ на море. Буксование осуществляется путем снижения линейной скорости движения барабана по поверхности морского дна в сравнении с той, которую он мог бы иметь за счет угловой скорости и движения без проскальзывания. Притормаживание движения барабана обеспечивается путем установки его на гусеничной тележке [1]. Заглубление барабана в грунт обеспечивается его собственным весом и за счет резания грунта, а ограничивается за счет жесткой фиксации его на раме тележки. Установка барабана на гусеничной тележке обладает рядом преимуществ: сравнительная простота обеспечения маневрирования, повышение устойчивости машины и возможность непрерывной обработки широкой площади залегания полезных ископаемых.

Ширина резцов b , в соответствии с рекомендациями [2], в 5 раз превышает средний эквивалентный диаметр добываемых конкреций. Резцы размещены на поверхности барабана вдоль нескольких линий резания N_p с числом m в каждой из них. Общее число резцов на барабане определяют из условия контакта с обрабатываемой поверхностью в любой момент времени как минимум одного из них.

Анализ кинематики установившегося движения такого исполнительного органа, вращающегося со скоростью ω и движущегося поступательно по горизонтальной плоскости со скоростью V , показывает, что режущая кромка резца, находящаяся от центра барабана на расстоянии R , совершает в плоскости резания движение по траектории, являющейся удлинённой циклоидой (трохоидой). Кинематические параметры резания грунта на глубину a представлены на рис. 1. Участки дуг трохойд A_1 и A_2 , описываемых вершинами двух последовательно установленных вдоль одной линии резания резцов, определяют форму стружки, срезаемой одним резцом. Система параметрических уравнений трохойды в координатах $x_1 y_1$ имеет вид

$$\begin{aligned} x_1 &= \lambda R \left(\theta + \frac{1}{\lambda} \sin(\theta_o - \theta) \right); \\ y_1 &= -R \cos(\theta_o - \theta). \end{aligned} \quad (1)$$

Толщина стружки по длине изменяется, достигая максимального значения:

$$h_m = \frac{2\pi V}{m\omega} \sin \theta_o. \quad (2)$$

Среднюю толщину стружки определяют из соотношения $h_{cp} = 0,5h_m$. На основе этой величины может быть определено среднее значение момента сопротивления резанию, действующего на исполнительный орган при установившемся движении:

$$M_p = \frac{\pi V}{m\omega} q_p R b i \sin \theta_o, \quad (3)$$

где q_p – сопротивление грунта резанию; $i = \frac{N_p + 1}{2}$ – число резцов, одновременно участвующих в резании.

Одним из важных параметров работы исполнительного органа рассматриваемой машины является величина λ , равная отношению скорости линейного перемещения исполнительного органа по поверхности грунта V к окружной скорости режущей кромки резца u . За счёт вдавливания резцов вращающийся барабан, при отсутствии линейного перемещения ($V=0$), будет постепенно заглубляться в поверхность грунта со скоростью

$$w = \frac{m h_o \omega}{2\pi}, \quad (4)$$

где h_o – глубина вдавливания резца в грунт под действием приходящейся на него составляющей силы тяжести машины, зависящая от крепости породы.

Производительность машины по грунту можно рассчитать по формуле

$$Q_m = \frac{a\omega^2 R^2 L_{\sigma}}{c_p} (1-\lambda)\lambda, \quad (5)$$

где $c_p \leq 4 м/с$.

Рассмотренные выше кинематические и нагрузочные параметры барабанного исполнительного органа обеспечивают лишь процесс рыхления грунта. Однако весь рабочий процесс рассматриваемой машины, так же, как и любого другого горного комбайна, представляет собой сочетание резания с перемещением исполнительного органа по поверхности забоя, в связи с чем она должна быть оснащена двумя приводами – вращения и подачи. При этом применяется вариант с жёсткой фиксацией исполнительного органа относительно приводной гусеничной тележки.

В этом варианте возможно разделение функций резания и подачи между приводами вращения (размещённого внутри барабана) и хода гусеничной тележки.

Схема сил, приложенных к исполнительному органу машины, связанных с рыхлением грунта, представлена на рис. 2. Кроме указанных сил, с учётом работы машины в водной среде, на исполнительном органе действуют дополнительные сопротивления:

- сила лобового сопротивления движения цилиндрического барабана

$$S_c = 0,5 C_w \rho L_{\sigma} d V^2, \quad (6)$$

где C_w – коэффициент лобового сопротивления цилиндра, зависящий от критерия Рейнольдса $Re = \frac{Vd}{\nu}$ (при $V = 1$ м/с; $d = 0,85$ м; $L = 1,5$ м; $Re = 8,5 \cdot 10^5$; по данным $C_w = 0,35$; а $S_c = 0,22$ кН);

- сила прижатия барабана к грунту, вызываемая эффектом Магнуса:

$$G_M = \rho L d^2 \omega V, \quad (7)$$

где при $\omega = 10$ рад/с находим $G_M = 10,693$ кН;

• момент сопротивления вращению барабана в результате трения его цилиндрической и боковых поверхностей о воду, а также сопротивление её движению радиально расположенных на поверхности барабана резцов длиной $l_p = 0,075$ м:

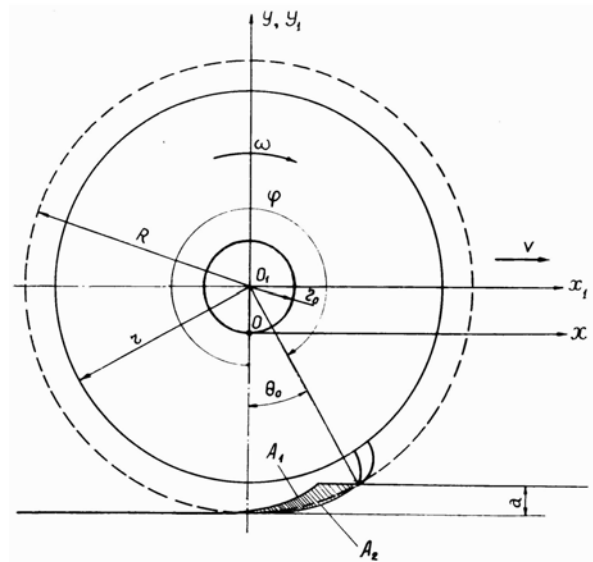


Рис. 1. Схема резания грунта барабанным исполнительным органом

$$M_c = M_{ц} + M_{\sigma} + M_{cp}, \quad (8)$$

где $M_{ц} = 0,009\pi\rho d^4 L\omega \cdot \left(\frac{\omega d^2}{2\nu}\right)^{-0,2}$ – момент сопротивления трению цилиндрической поверхности о воду,

а величина M_{σ} – момент сопротивления резцов о воду: $M_{\sigma} = 0,016 \cdot C_M \rho \omega^2 \cdot (d^5 - d_1^5)$, при $C_M = 0,0045$ ($Re = \frac{d^2 \omega^2}{4\nu} = 8,06 \cdot 10^6$) и $d_1 = 0,2$ м – диаметр участка боковой поверхности барабана, к которому присоединены детали подающего устройства.

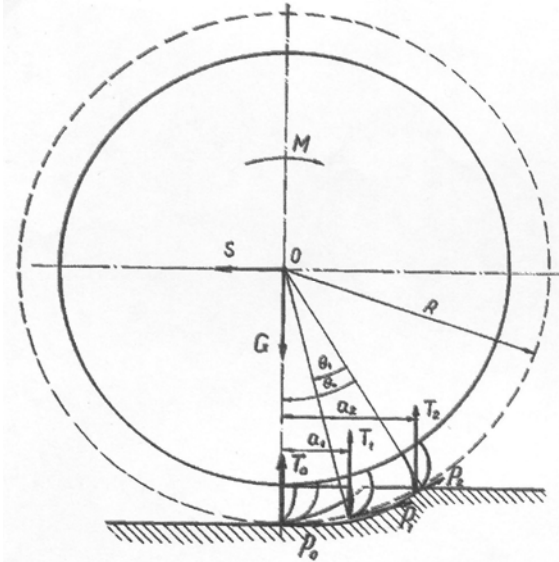


Рис. 2. Схема сил, действующих на барабанный исполнительный орган подводной добычной машины

Момент сопротивления резанию

$$M_{cp} = 0,0625 G_F \rho l p c (d + l_p)^3 \omega (m N_p - 3),$$

где C_F – коэффициент сопротивления движению в воде закреплённого на поверхности барабана резца, зависящий от числа Рейнольдса $Re = \frac{ul_p}{\nu} = 3,75 \cdot 10^5$; ($m \cdot N_p - 3$)

– число резцов, на которые действует сопротивление воды (три резца находятся в соприкосновении с грунтом и практически не испытывают сопротивления воды). Значение коэффициента G_F ориентировочно принято 0,8. Ввиду отсутствия данных о сопротивлении воды движению резцов в рассматриваемом конструктивном исполнении определение зависимости C_F от Re нуждается в экспериментальных исследованиях. В целом относительно величины $M_c = 2,309$ кНм можно отметить, что преобладающей в ней является $M_{cp} = 2,181$ кНм (при $M_{ц} = 0,125$ кНм и $M_{\sigma} = 0,003$ кНм).

С учётом указанных сил и моментов можно написать условия равновесного движения рассматриваемого исполнительного органа. При этом, ввиду неопределённости величин сил, действующих в виде реакций грунта на каждый из резцов, а также координаты приложения

их равнодействующей $T_S = T_2 + T_1 + T_0$ к исполнительному органу принимаем, что силы T_2, T_1, T_0 по своей величине пропорциональны толщинам стружки, снимаемой ими при каждом заданном значении угла θ .

Отсюда

$$\begin{aligned} T_2 &= T_S \left(\frac{h_2}{(h_2 + h_1 + h_0)} \right); \\ T_1 &= T_S \left(\frac{h_1}{(h_2 + h_1 + h_0)} \right); \\ T_0 &= T_S \left(\frac{h_0}{(h_2 + h_1 + h_0)} \right), \end{aligned} \quad (10)$$

а плечо приложения силы T_S относительно центра вращения барабана находим по формуле

$$A = R \frac{h_2 \sin(\theta_0 - \theta) + h_1 \sin(\theta_0 - \theta - \alpha) + h_0 \sin(\theta_0 - \theta - 2\alpha)}{(h_2 + h_1 + h_0)}, \quad (11)$$

$$S = P_2 \cos(\theta_0 - \theta) + P_1 \cos(\theta_0 - \theta - \alpha) + P_0 \cos(\theta_0 - \theta - 2\alpha) - S_C; \quad (12)$$

$$T_S = G + G_M - P_2 \sin(\theta_0 - \theta) - P_1 \sin(\theta_0 - \theta - \alpha) - P_0 \sin(\theta_0 - \theta - 2\alpha); \quad (13)$$

$$M = (P_2 + P_1 + P_0)R + T_S A + M_C. \quad (14)$$

Тяговый момент может быть создан гусеничной тележкой, для чего она должна развивать на рычаге, связывающем её с барабаном, усилие $Q_T = \frac{M_T}{R}$. Расчётами определено, что суммарная мощность, необходимая для обеспечения подачи и резания общим приводом исполнительного органа, размещённым в барабане, определяемая как $N_1 = M\omega$, имеет максимальное значение 150 кВт. Если же резание грунта и подачу ис-

полнительного органа осуществлять разными приводами (барабана и гусеничной тележки), то суммарная мощность машины $N_2 = M_P\omega + T_S V$ составляет всего 63 кВт, что в 2,39 раза меньше N_1 . Отсюда следует, что приводы резания и подачи целесообразно исполнять раздельными, причём в рассматриваемом варианте мощность режущей части должна составлять 40 кВт, а привода подачи – 23 кВт.

Привод подводной машины должен обеспечивать условие $\frac{V}{\omega} = \text{const}$, при котором барабанный исполнительный орган работает устойчиво.

Применение в качестве привода барабанного исполнительного органа многоступенчатой прямооточной гидротурбины обусловлено тем, что ее мощность и КПД возрастают с увеличением диаметра рабочих колес и ростом числа ступеней.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Маховиков Б. С. Комплексы оборудования для подводной разработки россыпей на шельфе // Горный журнал. 1997. № 11.
2. Домбровский Н. Г., Панкратов С. А. Землеройные машины. М.: Госстройиздат, 1961.

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНЫХ ПРОЦЕССОВ В ТРИБОТЕХНИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТАХ ГОРНЫХ МАШИН С ПОМОЩЬЮ МОДЕЛИ ГЕРЦА

БОЯРСКИХ Г. А., ЗАМОТИН В. А., ГАБИГЕР В. В.,
Уральская государственная горно-геологическая академия

В настоящее время решение теоретических задач, связанных с контактными процессами, возникающими между исполнительными органами горных машин (ГМ) и горной массой, является актуальным. Элементы ГМ подвержены существенным внешним возмущениям при таком взаимодействии. В некоторых случаях эти взаимодействия лимитируют надежность всей машины. Основными характеристиками работы ГМ являются: компактные габариты наряду с большой мощностью приводных двигателей и в связи с этим высокой энергонапряженностью триботехнических элементов; сложность и многообразие режимов нагружения; нагрузки, возникающие при взаимодействии рабочих элементов машин с горной массой и характеризующиеся различными частотами и амплитудами; возмущения, возникающие вследствие кинематических погрешностей изготовления и монтажа; нестабильность источников энергоснабжения и др. Уникальность и высокая стоимость созданных или создаваемых крупных технических систем горного машиностроения, невозможность во многих случаях организации экспериментов диктуют необходимость перехода к экспериментально-теоретическому методу оценки требуемых характеристик, в частности контактного взаимодействия [1].

Для решения поставленной задачи в качестве основных приемов подходы теории надежности. Это связано, в первую очередь, с тем, что исследование контактных процессов в триботехнических элементах горных машин необходимо для нахождения численных значений ресурсных параметров. В теории надежности существуют два направления, отличные по подходу. Первое направление – системная или статистическая теория надежности. Второе направление – физическая теория надежности. Системная теория надежности рассматривает системы, состоящие из элементов, связанных между собой в смысле сохранения работоспособного состояния по логическим схемам. Исходной информацией являются показатели надежности элементов, полученные путем статистической обработки результатов испытаний и эксплуатационных данных.

Отличительная сторона физической теории надежности состоит в том, что нахождение системы в работоспособном состоянии рассматривается как результат взаимодействия между системой с происходящими в ней физическими и химическими явлениями и внешним влиянием (нагрузки, условия эксплуатации и др.).

Теоретический анализ явлений и процессов, происходящих на протяжении всего жизненного цикла, основан на выборе определенных расчетных схем или моделей. При этом выделяют существенные факторы и отбрасывают второстепенные. Выделяют два подхода к анализу: детерминистический и вероятностный. В рамках детерминистического подхода все факторы (начальные условия, параметры модели и нагрузки), влияющие на поведение модели, считают имеющими определенное и единственное значение, следовательно, решение задачи единственно. Вероятностный (стохастический) подход учитывает случайные факторы и дает вероятностные оценки.

В соответствии с существующими направлениями теории надежности математические модели могут быть разбиты на две основные группы: системные (структурные, вероятностные) модели и функциональные

(физические) модели. Системные модели надежности (СМН) основаны на применении логических схем взаимодействия элементов, входящих в систему с точки зрения сохранения работоспособного состояния. При этом исходной информацией являются показатели надежности элементов, полученные путем статистической обработки результатов испытаний и эксплуатационных данных без привлечения сведений о физических свойствах материалов, деталей, соединений, о внешних нагрузках и воздействиях, о механизмах взаимодействия между элементами. Статистическая обработка результатов испытаний в ряде случаев позволяет выбрать подходящие аналитические зависимости и оценить численные значения показателей надежности.

Практическое применение СМН для расчета показателей надежности связано с существенными затруднениями: сложный характер взаимодействия элементов и подсистем между собой и внешними воздействиями, большая сложность получения достаточной информации о показателях надежности элементов и др. Путем преодоления таких трудностей является применение функциональных моделей теории надежности (ФМН). Отличительной стороной физической теории надежности выступает то, что нахождение системы в работоспособном состоянии рассматривается как результат взаимодействия между системой с происходящими в ней физическими и химическими явлениями и внешним влиянием (нагрузки, условия эксплуатации и др.), которые ведут к изменению свойств. Вследствие сложного характера воздействия на машину условий эксплуатации, окружающей среды, для предсказания поведения элементов требуется рассмотрение деградиционных процессов: деформирования, изнашивания, накопления повреждений и разрушения при различных (механических, тепловых, электромагнитных) нагрузках. В рамках физического направления основной путь для оценки показателей надежности – расчетно-теоретический, основанный на «физических» или функциональных моделях надежности и статистических данных относительно свойств материалов деталей и суммарных нагрузок.

Как указывалось выше, для предсказания поведения деталей машин необходимо рассматривать процессы текущего деформирования, изнашивания, накопления, повреждений и разрушения при текущих переменных нагрузках, температурных и других внешних воздействиях, причем принципиальное значение имеет учет истории нагружения каждого элемента конструкции машины, что позволяет уточнить расчет поврежденности. За последние годы определение и прогнозирование поведения сложных систем развилось в самостоятельную науку с использованием моделирования, аналитических расчетов, статистической информации, экспертных оценок, метода аналогий, теоретико-информационного и логического анализов и др.

Одной из главных причин необратимого изменения технических характеристик горных машин в период их использования является износ основных сопряжений и механизмов. В исследованиях последних лет все чаще стремятся получить законы, описывающие ход процесса старения или разрушения как функцию времени. В этих работах предложены различные способы определения статистических характеристик нагрузок, воздействий и фазовых координат системы, по которым уже можно с некоторой точностью осуществить прогноз расхода ресурса. Однако случайный процесс качества, как и закон распределения скорости деградации, определяется случайными процессами нагрузок и воздействий. При моделировании контактных взаимодействий генерируется скорость деградации для каждого текущего момента времени вплоть до отказа одного из элементов машины. Как видно, при использовании такой модели не требуется определять статистические характеристики случайных процессов по нагрузкам и воздействиям.

Здесь предлагается следующий путь для оценки показателей надежности, основанный на применении моделей физического направления: разработка методов прогнозирования параметрической надежности, когда моделью параметрического отказа является математическое описание контактных процессов в триботехнических элементах.

Как правило, процессы, происходящие в небольшой области контакта куска горной массы с исполнительным органом и сопровождающиеся местными деформациями, имеют общие черты. Моделью, наиболее подходящей и полно описывающей процессы взаимодействия реологических объектов (какими выступают как куски горной массы, так и исполнительные органы самих машин) на макроуровне, является контактная модель Герца. Для простоты описания решения контактной задачи примем, что исполнительный орган и кусок горной массы имеют несколько идеализированные формы (например, сфера и цилиндр). Отметим также, что тела соприкасаются друг с другом в точке, не являющейся особой точкой их поверхностей.

Непосредственно контактное взаимодействие опишем в следующем виде:

$$M \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + F = 0, \quad (1)$$

где M – приведенная масса; F – сдвливающая сила; z – координата (глубина внедрения); t – время.

Особенностью такой модели (модели Герца) является прямое, хотя поверхностно несколько простое, описание, возможность рассматривать скоротечные динамические и кинематические изменения как некоторый класс процессов со своим содержанием или классификацией (наличием или изменением некоторых составляющих).

Перейдем непосредственно к модели. Вблизи точки первоначального соприкосновения на поверхности тел возникает вмятина, и соприкосновение тел происходит по поверхности, в данном случае – эллипсоида. Так как область соприкосновения ограничена эллипсом вида [2]

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1, \quad (2)$$

то закон распределения давления $P_z(x, y)$ по площади соприкосновения определится следующим образом:

$$P_z(x, y) = \frac{3F}{2\pi ab} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}, \quad (3)$$

где a, b – полуоси эллипса, определяющиеся упругими параметрами сред; x, y – координаты.

Принципиальным вопросом в формуле (2) является определение величины сдвливающей силы, которая имеет зависимость, как от макропроцессов движения исполнительного органа, так и от начальных условий процесса взаимодействия. Уточненная постановка задачи включает также обогащение математического описания контакта динамикой самой горной машины. На практике найти аналитическое решение не всегда возможно. Поэтому целесообразным является использование вычислительного эксперимента, особенно в случае ангармонических силовых или кинематических воздействий [3].

Учитывая, что каждый тип горных машин обладает своими характеристиками, приведем наиболее существенные обобщенные «силовые» составляющие. Исходное уравнение, описывающее значение сдвливающей силы, выражено дифференциальным уравнением четвертого (обобщенная постановка при распределенных параметрах) или второго (по Ньютону, Лагранжу при дискретизации задачи) порядка и имеет зависимость от следующих факторов:

$$F = \varphi(\bar{S}_k^{(A)}, \bar{S}_k^{(R)}, m_k, \Delta v_k), \quad (k=1, 2, \dots, N), \quad (4)$$

где $\bar{S}_k^{(A)}$ – активный импульс сил; $\bar{S}_k^{(R)}$ – ударный импульс сил; m_k – масса; Δv_k – изменение скорости; δr_k – возможное перемещение.

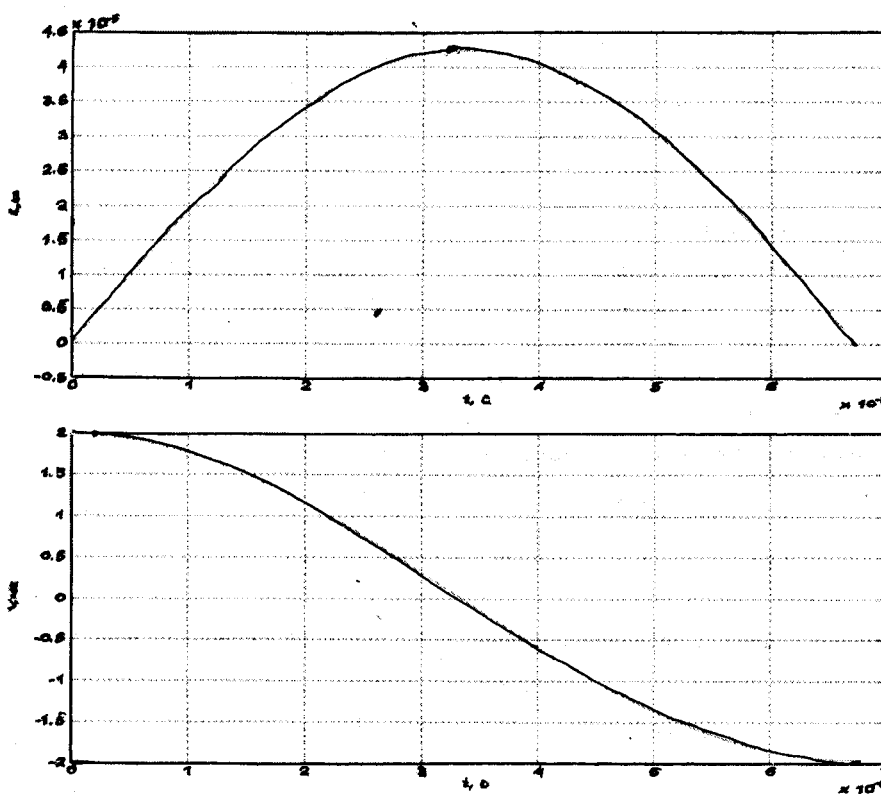


Рис. 1. Величина и скорость деформации локального объема исполнительного органа ГМ при взаимодействии с куском горной массы

Из «внутренностей» самой контактной модели хотелось бы отметить следующие составляющие: начальную скорость удара, радиусы кривизны, модули упругости, коэффициенты Пуассона и массы тел.

Контакт может привести к возникновению течения материала либо к разделению элемента на части. То есть при превышении некоторых значений могут возникать остаточные деформации или разрушение, определяющиеся пределами текучести и прочности соответственно. Включение прочностных характеристик дает возможность исследовать механическое отделение малых частиц (изнашивание) и формоизменение ограниченных участков поверхности.

В качестве примера приведены результаты (рис. 1, 2) решения задачи контактного взаимодействия исполнительного органа шаровой мельницы с единичным куском горной массы. При расчете приняты следующие значения параметров: скорость начального взаимодействия равна 2 м/с, радиус кривизны взаимодействующей части куска – 3 мм.

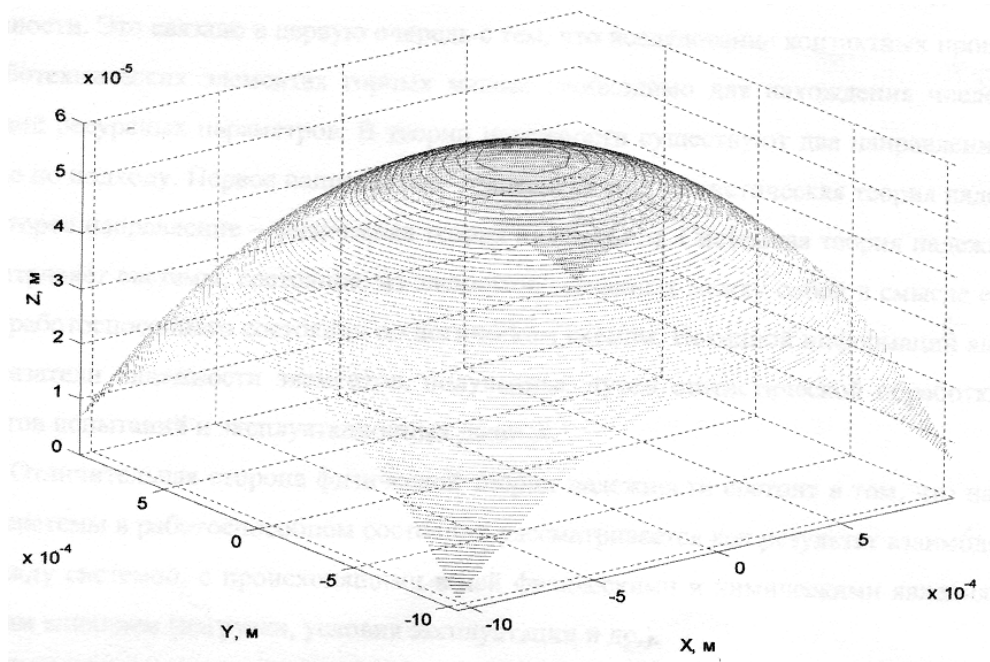


Рис. 2. Эллипсоид деформации, образуемый при столкновении

Большое значение имеет проблема выявления основных факторов, влияющих на скорости процессов микроразрушения и накопления повреждений, и установления конкретных характеристик этого влияния. К таким факторам можно отнести:

- связанные с непостоянством внешних воздействий, определяемых условиями эксплуатации;
- технологические, определяющие начальную поврежденность материала деталей;
- геометрические, определяющие пространственно-временное распределение физических полей;
- взаимодействие материалов с внешними средами и полями различной природы;
- статистический разброс параметров физических и технологических процессов и свойств материалов конструктивных элементов;
- необоснованная неполнота применяемых моделей физических процессов.

Подобный подход вполне корректен и при переходе, с условием существования допустимого уровня сплошности, на мезоуровень (И. В. Крагельский). В этом случае одна контактная задача макроуровня разбивается на ограниченное количество задач мезоуровня, решение которых с помощью современных вычислительных средств не выступает серьезным затруднением. При существенном влиянии трещин необходимо привлечение специальных моделей механизмов локального трещинообразования (микроуровень).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Kolmogorov V. L., Dergunov N. P., Shamanin A. P. On the individualized models of degradation and accidents in the elements of mechanical and natural systems. Increase of accuracy of the forecast of a resource of durability / Works of International conference «GIS in geology», Moscow, 2002.
2. Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М. Теоретическая физика: Учеб. пос. для вузов. В 10 т. Т. 7. Теория упругости. 5-е изд., стереотип. М.: Физматлит, 2001. 264 с.
3. Самарский А. А., Михайлов А. П. Математическое моделирование: Идеи. Методы. Подходы. Примеры. 2-е изд., испр. М.: Физматлит, 2002. 320 с.

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОМПЛЕКСНОГО ПОКАЗАТЕЛЯ ПРЕДЕЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ НЕФТЕГАЗОПРОВОДОВ

БОЯРСКИХ Г. А., ГУСАКОВ В. И., ГАБИГЕР В. В.,
Уральская государственная горно-геологическая академия

Простая констатация наличия того или иного повреждения не позволяет дать прогноз о времени наступления отказа. При расчетах надежности необходима численная характеристика предельной степени повреждения материала. Критерии степени повреждения могут быть выражены как по непосредственному измерению величины повреждения элемента, так и по изменению какого-либо набора выходных параметров.

Коррозионное растрескивание под напряжением (КРН) подземных газовых и нефтяных трубопроводов давно признано серьезной проблемой [1]. К появлению коррозионно-механического растрескивания металла труб решено относить сочетание действия трех факторов:

1. Механические и коррозионно-стойкие свойства металла. Показатели таких свойств металла имеют вероятностную природу и обладают некоторыми статистическими характеристиками: математическим ожиданием, модой, дисперсией и др. Также существуют статистически обработанные данные о наличии металлургических дефектов металла труб [1].

2. Коррозионно-активная среда, определяемая факторами химической и биологической природы различной интенсивности в зависимости от горно-геологических условий пролегания трубопровода.

3. Уровень действующих напряжений. В эксплуатируемых трубопроводах возможны различные напряженные состояния, как трехосные растяжения, так и смешанные напряженные состояния. Существенной особенностью расчета прочности трубопроводов является присутствие внутреннего давления, и в некоторых случаях – пульсация перемещаемой среды. Для любых трубопроводов важен фактор «уровень действующих контактных напряжений», проявляющийся особенно характерно при действии низких температур. Напряжения возникают и при асимметрии температурного поля подземного трубопровода и некоторых других факторах.

Для первого фактора в большинстве случаев найдена конкретная математическая форма и содержание. Механические и коррозионно-стойкие свойства описываются, как правило, нормальным законом распределения.

Поведение последних двух факторов описываются различными типами уравнений. Такие факторы могут быть описаны и классифицированы с некоторыми допущениями.

В этом случае расчет, основанный на методах классического сопромата, уступает исследованию прочностных свойств металла трубопроводов, основанному на моделях статистической механики, теории аэрогидроупругости, физики и химии твердого тела в «оболочке» теории надежности с привлечением инструментария математического моделирования.

Предлагаемое ниже математическое описание дано в общих чертах и не претендует на однозначность вследствие необходимости исследования процессов различной природы и использования для этого различных типов уравнений.

Подземная, наземная и надземная прокладки трубопроводов, подземные переходы, различные виды электрохимзащиты от коррозии, особенности конструктивных решений создают широкий вероятностный спектр параметров прочности различных участков трубопроводов. Внешние воздействия на трубопровод также не являются детерминированными зависимостями. В связи с этим в настоящее время важным вопросом надежности является построение физико-вероятностных методов оценки «прочности», когда необходимо учитывать существующую вариацию нагрузок и «внутренних» прочностных параметров и на основе таких методов – определение остаточного ресурса. Для общего случая надежность H связана с определением вероятности [2]:

$$H = P[(S - P) > 0], \quad (1)$$

где S – функция, характеризующая предельные возможности трубопровода; P – функция, характеризующая реальное нагруженное состояние.

Повышение эксплуатационных нагрузок приводит к тому, что расчеты прочности и надежности должны осуществляться не только в напряжениях, но и в деформациях. Тогда функция S зависит от механических характеристик материала трубопровода:

$$S = S(\sigma_T, \sigma_B, \mu, E, G, e, t), \quad (2)$$

где σ_T – предел текучести; σ_B – предел прочности; μ – коэффициент Пуассона; E, G – модули упругости соответственно первого и второго рода; e – деформация; t – время (наработка).

Суммарные эксплуатационные нагрузки:

$$F = \{F_m, F_{em}, F_T\}, \quad (3)$$

где F_m – механические нагрузки; F_{em} – электромагнитные нагрузки; F_T – тепловые нагрузки, создают соответствующие напряжения и деформации:

$$\{\sigma, e\} = \{(\sigma_m, e_m)(\sigma_{em}, e_{em})(\sigma_T, e_T)\}_t = \{F\}, \quad (4)$$

где σ – напряжения соответственно механические, электромагнитные и тепловые; e – деформации соответственно механические, электромагнитные и тепловые.

Основные нагрузки представляются в виде некоторого семейства временных функций, например в виде конечных рядов Фурье. Для водных и надземных участков определяется распределение компонент напряжений с учетом действующих внешних и аэрогидродинамических сил. Для подземных и наземных участков определяется распределение компонент напряжений с учетом рельефа и особенностей местности, состояния и подвижности грунта и др.

Методика определения остаточного ресурса нефтегазопроводов, учитывающая динамику предельного состояния, выглядит следующим образом:

1. Для требуемого момента наработки вычисляется комплексный показатель предельного состояния трубопровода. Примем, что комплексный показатель предельного состояния – убывающая функция от времени. Снижение уровня связано, прежде всего, с развитием процессов коррозионного повреждения материала трубопровода, а также процессами пластического формоизменения.

2. Путем имитационного моделирования находится текущее напряженно-деформированное состояние локального участка.

2.1. Согласно полученным законам распределения, производится генерация параметров процессов, характеризующих внешние воздействия – механические, электромагнитные, тепловые и химические.

2.2. Решается задача взаимодействия внешней и внутренней сред непосредственно с конструкцией трубопровода. Принципиальным вопросом является определение величины действующей силы, которая имеет зависимость как от макропроцессов движения перемещаемой среды, так и от условий процесса взаимодействия. Уточненная постановка задачи включает также обогащение существующего математического описания динамикой взаимодействия. На практике найти аналитическое решение не всегда возможно. Поэтому целесообразным является использование вычислительного эксперимента, особенно в случае ангармонических силовых и контактных воздействий.

2.3. Действующее напряженно-деформированное состояние для каждого из участков сравнивается с вычисленным комплексным показателем предельного состояния для данного состояния материала, при превышении которого происходит остаточное деформирование, локальное трещинообразование или разрушение. Текущие повреждения являются функционалом напряжений, деформаций и температур:

$$П = F(\sigma, e). \quad (5)$$

3. Путем требуемого количества испытаний (физико-статистического моделирования) получаем значения текущего напряженно-деформированного состояния и поврежденности локального участка трубопровода при эксплуатации, прогноз поврежденности на некоторый момент времени, надежность в течение заданного промежутка времени и ее прогноз на любой момент времени или наработки, вплоть до состояния параметрического отказа или отказа функционирования с получением законов распределения.

Накопленные повреждения являются функционалом напряжений, деформаций, температур, времени и определяются историей нагружения и повреждения Y :

$$П = F(\sigma, e, T, t)_Y, \quad (6)$$

где T – температура.

Возможна также промежуточная оценка надежности, основанная на сравнении полученной поврежденности с допустимой поврежденностью, характеризующей предельное состояние, после чего делается вывод о надежности.

Рассмотрим процессы возникновения несплошностей в материалах. Реальные материалы содержат значительное количество нарушений (дефектов) кристаллической решетки. Такие дефекты оказывают определяющее влияние на свойства. Как правило, нарушения структуры локализованы в отдельных точках кристалла. Размеры дефектов не превышают нескольких межатомных расстояний. К таким дефектам относятся: вакансии, атомы в междоузлиях, примесные атомы в узлах и междоузлиях, дивакансии, тривакансии, сочетания примесь – вакансия, примесь – примесь. Образование дефектов такого класса происходит вследствие нагревания (тепловые дефекты), облучения (радиационные дефекты), отклонения состава химических соединений от стехиометрии (стехиометрические дефекты), пластической деформации.

По мере нагружения материала дефекты получают развитие. Нарушения периодичности продолжают простирались в одном измерении на расстояния, много больше межатомного (линейные дефекты). Линейные дефекты принято называть дислокациями, которые разделяются на краевые, винтовые и смешанные. Возникновение и движение дислокаций сопровождаются разрывом и восстановлением межатомных связей по-

очередно в соседних атомных плоскостях. Также при таких взаимодействиях возможны микротрещины и цепочки точечных дефектов.

Далее, по мере эксплуатационного нагружения, дефекты простираются в двух и трех измерениях. Такими дефектами являются границы зерен и двойников, дефекты упаковки, межфазные границы, стенки доменов, поверхность кристалла, микропустоты (трещины, поры), включение другой фазы, макронапряжения. Образование плоских и объемных дефектов есть результат ассоциации точечных, линейных дефектов. Макронапряжения возникают при изменении межплоскостных расстояний в решетке кристалла и происходят в результате действия механических воздействий, неравномерности температурного поля и др. Образование трещин в настоящее время трактуется как результат торможения дислокаций в процессе их перемещения в материале.

Эти микроскопические нарушения сплошности не лишают материал его несущей способности. Однако наступает момент истощения материалом способности нести нагрузку, и тогда лавинообразно возникает микротрещина и происходит собственно разрушение материала с потерей несущей способности всей системы.

Из сказанного ясно, что точность прогноза ресурса прочности материала (истощения ресурса его прочности) определяется точностью моделей процесса постепенного накопления повреждений сплошности материала под воздействием нагрузки, точностью прогноза самой нагрузки и, конечно, точностью показателя предельного состояния трубопровода.

При построении описанной феноменологической модели накопления повреждений и разрушения при различных условиях нагружения учитывается, что при выполнении пластической и термической обработки, в процессе обработки резанием, сварки и других технологических операций по изготовлению в материале протекают процессы разрушения на субмикро – и микроскопическом уровне, т. е. происходит зарождение и накопление дефектов – несплошностей типа микротрещин, микропор неметаллических включений и изменений химического состава. Разрушение материалов в металлургических и сборочных (сварочных) процессах может служить ограничивающим фактором. В связи с этим для нахождения путей совершенствования технологических процессов с целью получения надежных конструкций важно определить условия, которые инициируют накопление повреждений и разрушение. И, наконец, но не в последнюю очередь, в число фазовых координат включаются все физические и механические свойства материала, которые могут быть измерены приборами и использованы для диагностики состояния в реальном времени эксплуатации материала. Прогноз эволюции свойств металла и наработка трубопровода могут быть осуществлены на основе интегрирования идентифицированной таким образом модели в прогнозируемых условиях применения и при прогнозируемых режимах эксплуатации [3].

Накопление повреждений в материалах, как известно, зависит не только от прочностных характеристик конструктивных материалов, но также от многих других условий эксплуатации: давления, производительности, механических и физических свойств перемещаемого вещества и их законов распределения и т. д. Поэтому для увеличения точности прогноза характеристик как деградации и накопления повреждений в материале трубопровода, так и технологических процессов следует применять прямой способ модельного определения напряженно-деформированного состояния. При этом для каждого момента времени генерируются статистические геометрические и физические свойства перемещаемой среды и трубопровода, на основании чего строится отклик (деградация и поврежденность).

Примеры решения технических задач свидетельствуют, что современные вычислительные возможности ЭВМ позволяют определять динамику напряженно-деформированного состояния материала в конкретных конструкциях и сооружениях методом дискретизации (конечных элементов и др.) в реальном времени протекания динамических процессов снижения прочностных свойств материала трубопровода с помощью расширения математического описания соответствующими дифференциальными уравнениями.

Вышесказанное напрямую относится к функции предельных возможностей трубопровода из уравнения (1). Тогда напрашивается вывод: комплексный критерий предельного состояния является изменяющейся в зависимости от времени (наработки) величиной и определяющейся конкретными эксплуатационными условиями и может моделироваться как некоторый динамический процесс. Основная особенность его определения – обязательное условие моделирования, как распределения начального прочностного состояния, так и реального текущего напряженно-деформированного состояния, включающего в себя механический, температурный, электромагнитный, “коррозионный” факторы с учетом вероятностной природы и истории его изменения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Олт К. Ф.* Стресс-коррозия на газопроводах. Гипотезы, аргументы и факты // Обз. информ. Сер.: Защита от коррозии оборудования в газовой промышленности. М.: ИРЦ Газпром, 1998. 73 с.
2. *Светлицкий В. А.* Статистическая механика и теория надежности. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 504 с.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ АГЛОМЕРАЦИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

ОСНОВИН А. В.,

Уральская государственная горно-геологическая академия

В условиях рыночной экономики оценка конкурентоспособности предлагаемой потребителям продукции является необходимым условием в процессе управления предприятием. Конкурентоспособность – это свойство продукции, выражающее ее способность быть реализованной потребителям на конкретном рынке в определенный период. Уровень конкурентоспособности продукции определяет отличие анализируемой продукции от продукции конкурентов, имеющих на данном рынке, а также стремящихся попасть на него, по степени удовлетворения конкретной потребности и по затратам на ее удовлетворение. Для определения этого показателя необходимо располагать информацией о суммарном полезном эффекте от разработки, эксплуатации, сбыте и обслуживании рассматриваемых и сравниваемых видов продукции, о полных затратах на всех этапах их жизненного цикла, включая затраты, связанные с воздействием на социальную сферу и окружающую среду.

Сбор такой информации достаточно трудоемок и дорог. Особые трудности возникают при оценке уровня конкурентоспособности перспективных разработок или импортной продукции, впервые появившейся на рынке. Таким образом, при использовании традиционных подходов к расчету уровня конкурентоспособности продукции возникают серьезные проблемы со сбором необходимой информации.

С целью оценки уровня конкурентоспособности конкретного рынка агломерационного оборудования предлагается метод экспресс-анализа, который применим в широком диапазоне условий при сравнительно небольшом объеме исходных данных.

Сущность метода заключается в следующем. В современных условиях технологическое оборудование аглофабрик превращается в систему обслуживания определенной общественной потребности: например, продается не агломерационная машина отдельно, а агломерационное оборудование с сервисом, то есть с соответствующим консультативным, техническим и ремонтным обслуживанием. Следовательно, необходимо анализировать конкурентоспособность продукции как системы обслуживания потребности и рассматривать показатели качества такой системы. При этом следует рассматривать все многообразие показателей конкурентоспособности, среди которых – показатели надежности, безопасности, назначения, а также экономические показатели. Затраты, связанные со сбытом, эксплуатацией и обслуживанием, также определяются показателями конкурентоспособности всей системы обслуживания определенной общественной потребности. Следовательно, предварительная оценка уровня конкурентоспособности агломерационного оборудования может быть сделана на основании сопоставления цены продукции в определенный период времени на рассматриваемом рынке и показателей конкурентоспособности, определяющих потребительский эффект.

Рассматриваемый метод заключается в выполнении следующих последовательных действий.

Осуществляется отбор n наиболее значимых для оценки уровня конкурентоспособности агломерационного оборудования показателей: k_{ij} , где $i = 1, \dots, n$ – индекс показателя конкурентоспособности; j – индекс вида продукции. Отбор может производиться как единолично, так и с привлечением других экспертов. Для отбора могут использоваться методы сбора и обработки мнений экспертов.

Собирается информация о выбранных показателях качества для сравниваемых видов продукции.

Производится перевод показателей конкурентоспособности k_{ij} в безразмерные величины одним из возможных способов. При переводе лучшему значению конкурентоспособности должно соответствовать большее значение безразмерного показателя.

Для каждого из выбранных показателей конкурентоспособности оценивается его важность с точки зрения оценки общего уровня конкурентоспособности. Оценка важности показателей производится либо единолично, либо с привлечением других экспертов. При этом могут использоваться методы сбора и обработки экспертов. Пример оценки важности показателей приведен в табл. 1.

Для каждого из выбранных показателей конкурентоспособности одним из возможных способов определяется весовой коэффициент A_i , пропорциональный важности данного показателя для оценки уровня конкурентоспособности продукции.

**Экспертные оценки по определению численных значений коэффициентов K_i и A_i
для расчета показателей уровня значимости технологических узлов и агрегатов агломашин**

Удельный вес группы показателей		Удельный вес отдельных показателей	
1. Агломерационная машина конвейерного типа	$K_1=0$	Производительность по годному агломерату, т/ч	$A_1=0,3$
		Площадь спекания, кв. м	$A_2=0,2$
		Высота слоя постели, мм	$A_3=0,1$
		Ширина ленты спекательных тележек, м	$A_4=0,1$
		Скорость движения тележек, м/мин	$A_5=0,1$
		Высота спекательного слоя аглошихты, мм	$A_6=0,1$
Итого:		$\sum A_{1-6}=1,0$	
2. Тележка спекательная	$K_2=0$	Площадь колосниковой решетки, кв. м	$A_7=0,4$
		Диаметр ходового ролика, мм	$A_8=0,2$
		Ширина колосниковой решетки, мм	$A_9=0,3$
		Диаметр грузового ролика, мм	$A_{10}=0,1$
		Итого:	
Итого: $\sum K_{1-2}=1,0$			

Для каждого из выбранных видов продукции осуществляется суммирование по формуле (1) произведений безразмерных значений показателей конкурентоспособности на соответствующие весовые коэффициенты:

$$K_j = \sum_{i=1}^n A_i \cdot \bar{k}_{ij} . \quad (1)$$

Результат назовем суммой взвешенных показателей конкурентоспособности продукции выбранного вида.

Исчисляется частное от деления сопоставимой цены C_j единицы каждого j -го вида продукции (выраженной в одной денежной единице) на соответствующую сумму взвешенных показателей конкурентоспособности. Под сопоставимыми подразумеваются цены на различные виды агломерационного оборудования, находящиеся в одинаковых условиях с точки зрения заказчиков. Частное от деления назовем ценой единицы взвешенного качества продукции j -го вида:

$$C_i = \frac{c_i}{k_i} . \quad (2)$$

По результатам обработки данных делаем вывод о конкурентоспособности продукции конкретного вида на определенном рынке. При этом наиболее конкурентоспособна та продукция, у которой цена единицы взвешенной конкурентоспособности меньше.

К сожалению, информация о ряде показателей, важных с точки зрения оценки уровня конкурентоспособности, часто отсутствует в рекламных проспектах и даже в отгрузочных документах. Это относится, в частности, к показателям надежности (ресурс до первого капитального ремонта, наработка на отказ, удельная суммарная оперативная трудоемкость технического обслуживания) и к эргономическим показателям (параметры среды, параметры вибрации и другие). В данном исследовании ограничились использованием только тех показателей, данные о которых являются достаточно достоверными.

Модели агломерационного оборудования объединены в группы по их назначению. В первую группу (табл. 2) вошли машины агломерационные конвейерные, предназначенные для окускования подготовленной агломерационной шихты, состоящей из рудной мелочи концентрата, возврата агломерата, коксика, металло-содержащих добавок, флюсов методом спекания с прососом воздуха сверху вниз через слой аглошихты, лежащей на колосниковой решетке движущейся ленты спекательных (агломерационных) тележек. Во вторую группу (табл. 3) – смесители барабанные (СБ), предназначенные для перемешивания компонентов агломерационной шихты и возврата с добавлением воды. Смеситель применяется в одной технологической линии с агломерационными машинами.

В данном исследовании ограничились анализом конкурентоспособности только этих технологических узлов и агрегатов агломашин.

Согласно описанной выше методике, осуществляем перевод показателей в безразмерные величины.

В процессе представленного исследования было также проведено исследование мнений специалистов в области агломерации с целью оценки важности рассматриваемых показателей конкурентоспособности аглооборудования. Исчислены суммы взвешенных показателей конкурентоспособности и цены единицы взвешенной конкурентоспособности для аглооборудования, выпускаемого ООО «Уралмаш-МО» и ближайших конкурентов на российском рынке агломерационного оборудования.

Проведем сравнение технических характеристик технологических узлов и агрегатов современных агломаши для определения конкурентных преимуществ.

Таблица 2

Машина агломерационная конвейерная

Технические характеристики оборудования	Модель / Изготовитель										Значение показателя A_i
	АКМ-36 ОМЗ-МО		АКМ-192 ОМЗ-МО		АКМ-200 ОМЗ-МО		МАК-90 УОМЗ		МАК-48/108 УОМЗ		
	ед. изм.	k_{ij}	ед. изм.	k_{ij}	ед. изм.	k_{ij}	ед. изм.	k_{ij}	ед. изм.	k_{ij}	
Производительность по годовому агломерату, т/ч	18,5	0,07	260	1	240	0,92	160	0,62	216	0,83	0,5
Площадь спекания, м кв.	36	0,18	192	0,94	204	1	90	0,44	48	0,24	0,3
Ширина ленты спекательных тележек, м	1,5	0,38	3	0,75	4	1	3	0,75	3	0,75	0,1
Высота спекательного слоя аглошихты, мм	600	0,5	600	0,5	300	1	450	0,67	500	0,6	0,1
Цена оборудования, у. е.	35000		87000		90000		75000		80000		–
Сумма взвешенных показателей конкурентоспособности	0,177		0,907		0,96		0,584		0,622		–
Цена единицы взвешенной конкурентоспособности, USD	197740		95920		93750		128424		128617		

Из результатов анализа видно, что агломерационная машина АКМ-200, выпущенная ООО «Уралмаш-МО», хотя и является самой дорогой среди сравниваемых, тем не менее имеет цену единицы взвешенной конкурентоспособности более низкую, чем у конкурентов, что делает ее более конкурентоспособной. Она хорошо известна специалистам.

Таблица 3

Смеситель барабанный

Технические характеристики оборудования	Модель/Изготовитель								Значение показателя A_i
	СБ-3,2x8 ОМЗ-МО		СБ-3,2x12,5 ОМЗ-МО		СБФ-2,8x6 УОМЗ		СБФ 2,8x8 УОМЗ		
	ед. изм.	k_{ij}	ед. изм.	k_{ij}	ед. изм.	k_{ij}	ед. изм.	k_{ij}	
Производительность, т/ч	850	0,71	1200	1	250	0,21	300	0,25	0,5
Диаметр барабана внутренний, м.	3,2	1	3,2	1	2,8	0,88	2,8	0,88	0,2
Длина барабана, м	8	0,64	12,5	1	6	0,48	8	0,64	0,2
Скорость вращения барабана, об/мин	9,64	1	9,3	0,96	6,3	0,65	7	0,73	0,1
Цена оборудования, у. е.	85		100		50		55		–
Сумма взвешенных показателей конкурентоспособности	0,783		0,996		0,442		0,502		–
Цена единицы взвешенной конкурентоспособности, USD	108,56		100,4		113,12		109,56		–

Барабанные смесители «ОМЗ-МО», хотя и несколько больше по цене и габаритным размерам, по всем остальным параметрам обгоняют модели, выпущенные на УОМЗ, о чем свидетельствует более низкая цена взвешенной конкурентоспособности.

Анализ результатов применения метода показал, что оценка уровня конкурентоспособности конкретных моделей аглооборудования, полученная с его помощью, совпадает с оценкой, сделанной ведущими специалистами отрасли. Предложенный метод не может заменить полного исследования конкурентоспособности, но является эффективным инструментом в условиях ограниченных ресурсов, выделенных на выполнение подобных исследований.

ПОДХОД К АНАЛИЗУ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЛЕНТЫ С ВСТРОЕННЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ НА КОНЦЕВЫХ БАРАБАНАХ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

ПЕШКОВ С. В.,

Кузбасский государственный технический университет (КузГТУ)

В настоящее время при проектировании новых типов конвейеров актуальна задача размещения жестких неупругих элементов (пластин) внутри ленты. Такие ленты получили распространение при проектировании конвейеров на магнитной подушке, где встроенные в ленту пластины играют роль одного из полюсов. При этом возникает проблема разрушения этих элементов при переходе через концевые барабаны конвейера. Возникающие разрушающие напряжения нарушают целостность не только встроенных элементов, но и внутренних обкладок ленты при их взаимодействии. Наиболее опасным в этом отношении является приводной барабан. В случае неприводного барабана натяжение ленты при огибании возрастает на величину сопротивления на нем ($S_{с6}=k_6S_{н6}$). Это сопротивление в основном складывается из сил трения в подшипниковом узле барабана и учитывается коэффициентом k_6 , который зависит от угла обхвата лентой барабана. Вследствие этого необходимо сокращать линейную длину пластины в зависимости от воздействующих на нее напряжений при переходе через приводной барабан. Минимальная длина пластины определяется из экономических соображений и условий назначения встроенных элементов. Выбор оптимальных геометрических параметров встроенных элементов является сложной инженерной задачей и определяется множеством факторов.

На встроенную в ленту пластину действуют нормальные и касательные напряжения, передаваемые ей обкладками ленты. Составляющими напряжений конвейерной ленты на барабане, в общем случае, являются те напряжения, с которыми лента приходит на барабан. Необходимо учитывать эти напряжения при рассмотрении сил, действующих в ленте при прохождении барабана.

На приводном барабане, при передаче тягового усилия гибкому тяговому органу, со стороны набегающей ветви ленты образуется дуга относительного покоя, в пределах которой натяжение набега $S_{н6}$ остается постоянным, и со стороны сбегающей ветви ленты – дуга скольжения, на которой передается сила тяги. Своих максимальных значений напряжения в ленте достигают при переходе пластины из участка дуги покоя в участок дуги скольжения.

Касательные напряжения, действующие на дуге покоя, возрастают по мере приближения к дуге скольжения на величину приращения углового смещения и зависят от типа футеровки барабана и типа ленты. На футерованном барабане передачу тягового усилия можно осуществить и при отсутствии дуги относительного покоя. В этом случае передача тягового усилия происходит только на участке дуги относительного покоя, которая распространяется на всю дугу обхвата.

Толщина ленты изменится в связи со сжатием контактным давлением. В этом случае имеет место вдавливание передней грани пластины во внутренние обкладки ленты. Обкладки ленты, по мере увеличения величины касательных напряжений, смещаются относительно пластины, что может привести к износу верхнего слоя ленты и разрушению грани пластины.

Уменьшения скольжения ленты по приводному барабану, а следовательно, уменьшения изнашивания ленты и поверхности барабана можно достигнуть, применяя эластичную, например резиновую, футеровку приводного барабана. Растянутая лента под действием эксцентрично приложенных касательных усилий испытывает деформации сдвига, а футеровка и нижняя обкладка ленты – еще и деформации сжатия. На дуге относительного покоя происходит совместная деформация нижней обкладки и футеровки, возрастающая до тех пор, пока зона контакта футеровки и ленты удерживается силами трения.

При выявлении общих закономерностей деформаций и действующих напряжений в ленте конвейера дискретные нагрузки от отдельных роликоопор можно представить как распределенные по всей длине и ширине ленты. При этом при распределении сил сопротивления по ширине ленты можно учесть их перераспределение в связи с поперечной жесткостью ленты и проскальзыванием на роликах. В общем случае на элемент ленты действует некоторая суммарная нагрузка от сил сопротивления перемещению и составляющей силы веса. При рассмотрении общих закономерностей нагрузки ленты по длине и ширине можно не учитывать ее поперечную жесткость, так как напряжения в ленте, возникающие от ее изгиба, относятся к местным напряжениям, которые в данном случае не рассматриваются.

ОЦЕНКА СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ЛЕНТЫ ПРИ ЕЁ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С ВЕРТИКАЛЬНЫМИ РОЛИКАМИ

ШКУРАТОВ А. Г.,

Кузбасский государственный технический университет (КузГТУ)

В настоящее время создана теория, по которой возможно осуществление подвеса конвейерной ленты на постоянных магнитах. Сдерживающим фактором в создании действующего конвейера подобного рода является достаточно высокая стоимость магнитных материалов. Однако планируется создание постоянных магнитов нового поколения, существующие на сегодняшний день, вследствие морального старения, должны существенно упасть в цене. Это приведет к реальной возможности создания конвейера на магнитной подушке большой протяженности.

Одной из сложностей конвейера на магнитной подушке является вопрос центрирования ленты, так как при движении она достаточно неустойчива. Из всех существующих способов центрирования самым простым является расстановка вдоль магнитоожесткой ленты вертикальных роликов. При этом способе центрирования сопротивление движению будет складываться из двух составляющих: сопротивления вращению роликов и сопротивления движению ленты при её взаимодействии с роликами. Оценке этих сил и посвящена данная работа.

По изучению силы сопротивления вращению ролика проводятся исследования, которые показывают её зависимость от следующих величин:

- от радиальной и осевой нагрузок на ролик;
- окружной скорости вращения ролика;
- температуры смазочного материала подшипника;
- типа уплотнения ролика;
- качества и количества смазочного материала и др.

При взаимодействии ленты с роликами помимо силы сопротивления вращению также будут действовать силы сопротивления от вдавливания роликов в ленту.

Вдавливание ролика в ленту сопровождается рассеянием энергии и представляет собой сложный динамический процесс, зависящий от её типа, скорости, амплитуды деформирования груза и вида его напряженного состояния.

Считается, что среди различных форм описания внутреннего необратимого рассеяния энергии наиболее удобной является форма образования замкнутой петли гистерезиса, представляющей нелинейную двухзначную зависимость между циклическим напряжением и установившейся циклической деформацией. В этом случае количественной характеристикой появления внутреннего трения является потребляемая за цикл энергия.

Выполненные теоретические исследования процесса вдавливания ролика в ленту показали, что возникновение этой силы сопротивления объясняется упругим несовершенством материала нижней обкладки ленты, то есть существованием петли гистерезиса.

Натяжение ленты влияет на силу сопротивления от вдавливания, поскольку при изменении натяжения меняется угол охвата лентой поверхности ролика. Помимо натяжения ленты на сопротивление от вдавливания влияют следующие величины:

- геометрические и динамические характеристики нижней обкладки ленты;
- её жесткость на изгиб при деформации вокруг ролика;
- скорость движения ленты;
- диаметр ролика и нагрузка на роликкоопору.

Очевидно, что при увеличении расстояния между центрирующими роликами сопротивление от вдавливания роликов в ленту увеличивается, а сопротивление вращению ролика уменьшается, и, наоборот, при уменьшении расстояния сопротивление от вдавливания роликов в ленту уменьшается, а сопротивление вращению роликов увеличивается.

Таким образом, при некотором расстоянии между центрирующими роликами общее сопротивление движению ленты будет минимально. В определении этого оптимального расстояния и заключается цель работы.

АГРЕГАТИРОВАНИЕ СБОРОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

БУШИН Д. А., науч. руководитель д-р техн. наук ХАЗИН М. Л.,
Уральская государственная горно-геологическая академия

Анализ тенденций развития машиностроения в последние годы показывает, что даже в таких высокоавтоматизированных отраслях, как автомобильная и тракторная промышленность, сборка по трудоемкости занимает второе место после механообработки, оставив далеко позади все другие технологические переделы, трудоемкость которых находится в пределах 7-10 %. В связи с тем, что в механообработке продолжается процесс активного внедрения высокоавтоматизированного оборудования, в том числе гибких станочных систем и модулей, станков с ЧПУ, трудоемкость металлообработки снижается. В этих условиях, если не будут в ближайшее время приняты соответствующие меры, сборка по трудоемкости может выйти на первое место.

Важнейшим направлением сокращения тяжелого монотонного труда в машиностроении, решения проблемы дефицита рабочих кадров является комплексная механизация и автоматизация процессов сборки. Необходимость ускоренного решения проблем сборки определяется также и тем, что она во многом влияет на основные показатели качества машин, их надежность. Исследования показывают, что современные методы выполнения сборочных операций позволяют на 25-30 % увеличить долговечность отдельных сопряжений. В то же время несовершенная технология сборки изделий является главной причиной их низкого качества. Поэтому коренное улучшение процессов сборки машин и приборов – это важнейшее условие повышения их качества.

Для комплексного совершенствования процессов сборки необходимо создать материально-техническую базу для проектирования и изготовления сборочных машин-полуавтоматов, автоматов и автоматизированных линий на основе принципа агрегатирования их из унифицированных узлов и модулей, что позволит в 6-10 раз сократить сроки проектирования и изготовления сборочного оборудования, повысить его надежность, снизить стоимость.

Для современного развития автоматизации процессов машиностроения характерны три главные тенденции:

первая – широкое использование метода концентрации (совмещения) элементарных технологических операций, технологических переходов при создании автоматизированного оборудования не только для массового, но и для серийного и мелкосерийного производств. Концентрация операций в одной рабочей машине резко повышает производительность, позволяет быстро окупить затраты на автоматизацию;

вторая – широкое использование метода агрегатирования (агрегатно-модульного принципа построения) металлорежущих станков – автоматов и автоматических линий, сборочных машин, контрольных, транспортных устройств, роботов и систем управления, что в несколько раз сокращает сроки проектирования и изготовления средств автоматизации и оборудования, создает возможность перекомпоновки и переналадки его при изменении объекта производства;

третья – применение микропроцессорной техники и компьютеров для управления на всех уровнях технологическими процессами (включая управление качеством продукции), что позволяет обеспечить гибкость производства, высокую надежность управляющих систем, реализовать большие потенциальные возможности современных технологий.

Сочетание этих тенденций может обеспечить высокую эффективность при автоматизации процессов сборки только в случае выбора наиболее рациональных по концентрации операций параметров агрегатного оборудования и сборочных линий в целом. Недостаточная концентрация операций – это увеличение числа рабочих позиций, основных и вспомогательных рабочих, увеличение производственной площади, машиноемкости, трудоемкости, себестоимости изделий.

Автоматизация процесса сборки в условиях низкой концентрации сборочных переходов не эффективна. Слишком высокая концентрация переходов – это сложное, дорогостоящее и недостаточно надежное оборудование, частые отказы которого также вызывают увеличение машиноемкости и себестоимости продукции. От того, насколько удачно выбран вариант автоматизации процесса, зависит не только его экономическая эффективность, но и техническая целесообразность, прогрессивность и перспективность. Отсюда важность разработки научно-технических основ оптимального агрегатирования сборочного оборудования, т. е. научно обоснованных методов, которые позволили бы по заданным исходным данным формировать общую совокупность технически возможных вариантов процесса сборки изделий и компоновки оборудования, проводить их сравнительный анализ и отбор, вплоть до выделения оптимального по выбранным критериям варианта.

Для проектирования технологических процессов сборки с оптимальной концентрацией переходов и выбора наиболее эффективных параметров, построенных на агрегатно-модульном принципе сборочных систем, необходимо решение следующих задач:

1) разработка метода синтеза структурных схем и компоновок агрегатного сборочного оборудования, обеспечивающих заданную программу выпуска изделий, их качество с минимальными стоимостными затратами;

2) разработка метода расчета параметрических рядов унифицированных узлов и элементов агрегатного сборочного оборудования с рациональными технологическими и конструктивными параметрами, в первую очередь силовых узлов, транспортных и контрольных устройств, роботов и манипуляторов. Несоответствие параметров узлов требованиям технологических процессов увеличивает габаритные размеры, массу, стоимость машин, затраты энергии на сборку, ухудшает условия обслуживания, т. е. снижает технико-экономическую эффективность автоматизации;

3) разработка таких методов эксплуатации сборочного оборудования, которые обеспечивают в производственных условиях получение показателей производительности, надежности, ритмичности работы оборудования, качества изделий и экономической эффективности автоматизации, соответствующих их расчетным значениям.

Ответственным этапом проектирования сборочного оборудования является разработка задания и технического предложения, когда должен быть спроектирован технологический процесс и выбран структурно-компоновочный вариант линии и участка как основа дальнейшего процесса проектирования (разработки конструкций специального оборудования и приспособлений, кинематических, гидропневматических, электрических и других схем рабочих машин, конструирования механизмов и устройств, систем управления и т. д.). Именно на этой стадии дополнительные затраты времени и средств на обоснование принимаемых технологических, структурно-компоновочных и конструкторских решений позволяют существенно снизить стоимость автоматизации и повысить ее экономическую эффективность.

В сборочном производстве все шире применяют оборудование, построенное по методу концентрации операций. При этом основными направлениями реализации метода концентрации в массовом и крупносерийном сборочном производстве являются:

совмещение на отдельных позициях автоматов и линий параллельного или параллельно-последовательного выполнения нескольких однотипных соединений;

применение многошпиндельных устройств для одновременной затяжки нескольких резьбовых соединений;

совмещение на отдельных роботизированных позициях сборочных машин последовательного или параллельно-последовательного выполнения нескольких разнотипных операций, например операций сборки и сварки;

совмещение в многопозиционных сборочных машинах операций общей и узловой сборки изделий, где помимо операций сборки и контроля могут выполняться операции изготовления отдельных деталей или механическая доработка узла;

организация параллельной сборки нескольких однотипных узлов на сборочных машинах с многоместными приспособлениями – спутниками или кассетами;

применение спутниковых сборочных линий синхронного и несинхронного типов, на которых могут выполняться операции сборки, регулировки, настройки, контроля, окраски и упаковки изделий.

В зависимости от конструктивно-технологических особенностей собираемых изделий могут быть предложены и другие варианты концентрации операций их сборки.

Проектирование технологических процессов и автоматизированного оборудования по методу концентрации операций позволяет значительно снизить трудоемкость изготовления и сборки изделий, повысить производительность труда, уменьшить количество оборудования и занимаемые производственные площади, снизить себестоимость выпускаемой продукции.

Кроме того, метод концентрации операций создает благоприятные условия для комплексной автоматизации технологических процессов сборки за счет применения высокопроизводительных автоматов и линий.

Рост выпуска машин, а также узлов, поставляемых в запчасти, ужесточает требования к производительности сборочного оборудования. Высокие требования к производительности обычно удается удовлетворить путем создания специальных высокопроизводительных машин и линий для сборки одного или нескольких родственных типов изделий. Однако постоянное совершенствование, модернизация и все более частое обновление объектов производства обуславливает необходимость создания гибкого и в определенной степени универсального оборудования, что препятствует концентрации сборочных переходов и достижению высокой производительности.

Для удовлетворения таких противоречивых требований необходимо, чтобы автоматизированное оборудование с оптимальной концентрацией операций обеспечивало возможность переналадки, в том числе автоматической, при достаточно высокой производительности, небольшие сроки изготовления, невысокую стоимость и приемлемые сроки окупаемости.

В наибольшей степени этим требованиям удовлетворяет принцип агрегатирования оборудования, т. е. создание сборочных машин и линий из стандартных (унифицированных) узлов.

Агрегатное оборудование, как и специальное, обеспечивает высокую производительность, отличается простой конструкцией, позволяет легко автоматизировать вспомогательные операции. Вместе с тем при необходимости перехода на сборку нового объекта производства требуются относительно небольшие затраты на переналадку агрегатного оборудования.

Преимущества агрегатирования сборочного оборудования:

1. Агрегатирование сборочных машин и линий в значительной степени обеспечивает возможность создания оборудования по оптимальному технологическому процессу, поскольку в этом случае сначала разрабатывается наивыгоднейший технологический процесс сборки, а затем по этому процессу komponуют оборудование из готовых узлов. При этом нет необходимости приспосабливать технологический процесс под возможности ранее спроектированного оборудования, как это имеет место при использовании специального или универсального оборудования.

2. Сроки проектирования и сроки изготовления оборудования из унифицированных узлов сокращаются в 6-10 раз по сравнению с созданием специального сборочного оборудования.

3. Обеспечивается многократная обратимость большинства узлов агрегатного сборочного оборудования, что способствует быстрой перестройке производства и совершенствованию конструкций собираемых изделий.

4. Появляется возможность постоянно совершенствовать конструкцию самого оборудования по узлам, вести поэтапную автоматизацию процесса, постепенно встраивая новые, более совершенные исполнительные механизмы и средства автоматизации.

5. Обеспечиваются более благоприятные условия для узлового ремонта сборочного оборудования. Вышедший из строя узел можно заменить резервным, а после пуска сборочной машины ремонтировать неисправный узел.

6. Агрегатирование позволяет выполнять различные операции сборки, сварки, доработки, контроля, настройки и другие операции в одной сборочной машине, создавая тем самым техническую базу метода концентрации (совмещения) операций, что повышает эффективность использования агрегатного оборудования.

7. Возможность создания различных компоновок сборочных машин и линий из одинаковых узлов и деталей повышает серийность изготовления этих узлов, что позволяет применять высокопроизводительное оборудование при их изготовлении и существенно снижает стоимость сборочного оборудования.

Эффективность агрегатирования оборудования в значительной степени зависит от конструктивных особенностей собираемых изделий, а также от технических характеристик и степени универсальности унифицированных агрегатных узлов. В практике предприятий используются универсальные агрегатные узлы сборочного оборудования и методы агрегатирования, предназначенные для сборки изделий широкого применения. Вместе с тем методы агрегатирования необходимо применять к специальным изделиям, выпускаемым крупными сериями с переналадкой оборудования.

Вследствие указанных преимуществ агрегатирование сборочного оборудования с высокой концентрацией технологических операций становится одним из основных направлений автоматизации сборочного производства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Алексеев П. И., Герасимов А. Г., Давыденко Э. П. Гибкие производственные системы сборки. Л.: Машиностроение, 1989. 348 с.
2. Багуриди А. И., Бурлаков В. М., Молотков В. И. и др. Автоматизация проектирования изделий машиностроения. М.: Знание, 1991. 62 с.
3. Золотаревский Ю. М., Ламин И. И., Анотов Ю. Л. Технологические основы агрегатирования сборочного. М.: Машиностроение, 1991. 263 с.
4. Мельников Г. Н., Вороненко В. П. Проектирование механосборочных цехов. М.: Машиностроение, 1990. 350 с.
5. Лебедевский М. С., Вейц В. Л. Научные основы автоматической сборки. Л.: Машиностроение, 1985. 316 с.

ПРОТИВОПОЛЕТНОЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ ПОГРУЖНОЙ ЧАСТИ УЭЦН

АМЕЛЬЧЕНКО Л. В., СУРОВА Е. Ю.,
ОАО «ТомскНефть»
науч. руководитель доц. КРЕЦ В. Г.,
Томский политехнический университет

В последнее время наметилась тенденция увеличения количества аварий по фонду УЭЦН. Одной из причин отказов работы погружной части УЭЦН является ее «полет». Так, по данным НГДУ «Васюган-нефть», в 2001 году произошло 60 полетов на 60 скважинах, оборудованных УЭЦН. Основными причинами аварий являются следующие факторы:

1. Повышенное содержание мехпримесей в добываемой жидкости как после ремонта, так и в процессе эксплуатации, что вызывает интенсивный износ оборудования, что, в свою очередь, повышает вибрационные нагрузки.

2. Некачественные крепежные материалы, применяемые при монтаже УЭЦН, которые не выдерживают вибрационные нагрузки в процессе работы. Монтаж зачастую проводится крепежными материалами, не соответствующими ГОСТ.

3. Увеличение полетов связано также с низким уровнем обеспечения нефтепромысловым оборудованием, в результате чего не обновляется парк подземного оборудования.

Одним из авторов этой статьи предложено и разработано устройство, предназначенное для предотвращения полета УЭЦН в скважинах при проведении СПО и в процессе эксплуатации УЭЦН (см. рисунок).

Устройство может устанавливаться через 1 НКТ над УЭЦН и непосредственно в резьбовое соединение ловильной головки насоса. Сверху в устройство наворачивается лифтовая НКТ. Защитными буртами для погружного кабеля УЭЦН служат бурты (15) и (16), кабель при этом закладывается в специальные пазы (19). Пазы (19) расположены между подвижными частями устройства (лопатками (14), цангами (3), шлипсами (1)), что заведомо предотвращает повреждение кабеля и заедание подвижных частей устройства попавшим между деталями кабелем.

Принцип действия устройства основан на гидравлическом сопротивлении жидкости, находящейся в скважине, специальным подвижным лопаткам (11), установленным на корпусе устройства. При полете УЭЦН происходит взаимозамещение объемов жидкости, находящейся ниже УЭЦН и в кольцевом пространстве между УЭЦН и эксплуатационной колонной скважины. При этом из-за разницы диаметров при «полете» УЭЦН скорость восходящего мимо УЭЦН потока жидкости в 2 – 2,5 раза больше, чем сама скорость «полета» УЭЦН. Жидкость будет оказывать давление на лопатки и поднимать их вверх, что приведет к срабатыванию затворного устройства (2).

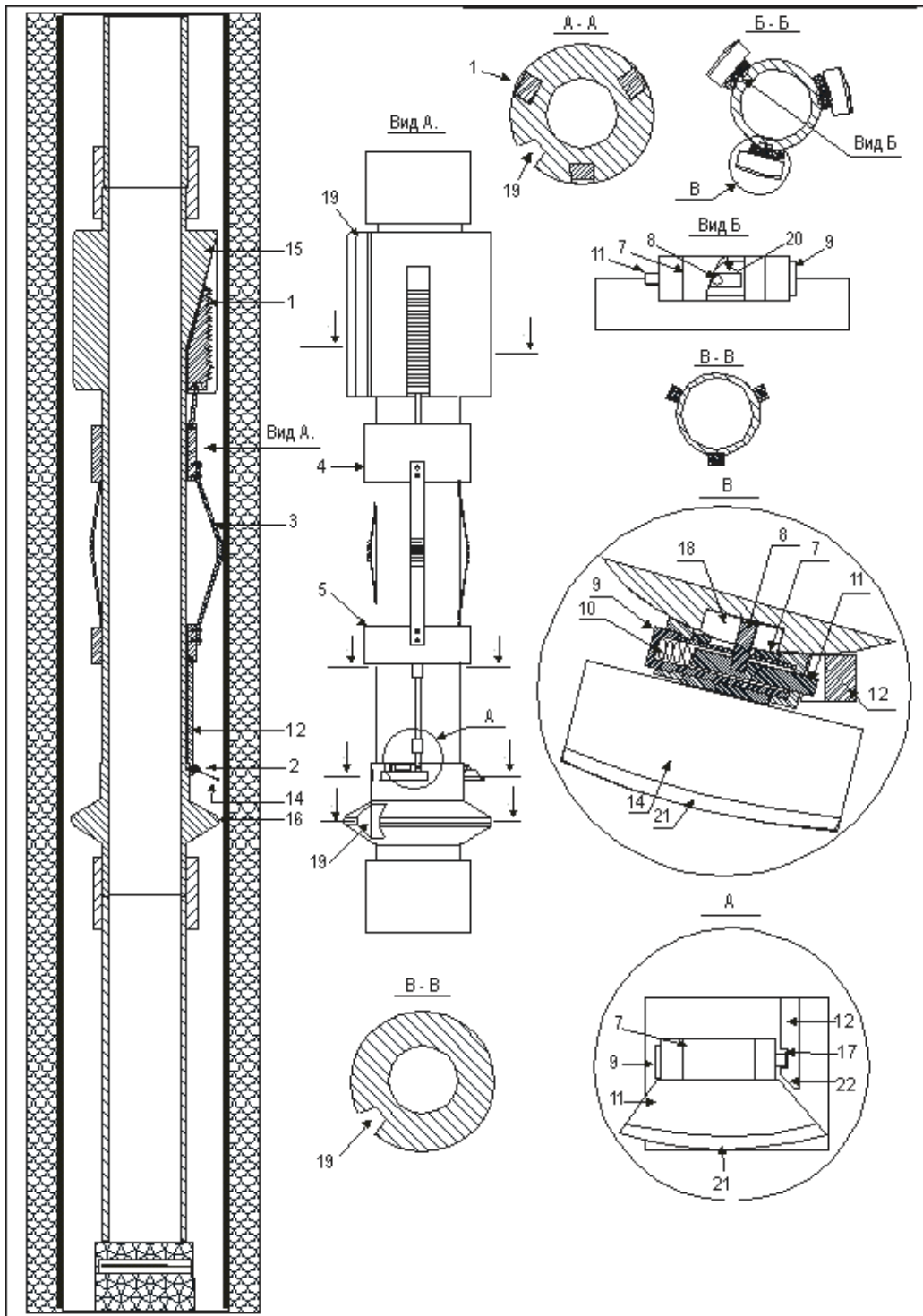
В исходном состоянии лопатки (14) под собственным весом опущены вниз, подвижный на пружине шток (далее фиксатор) (11) выдвинут из корпуса направляющей оси (7) на полный вылет до упора собственного ограничителя (8) в пазу (18) корпуса устройства. При этом происходит зацепление и удержание в исходном состоянии подвижной штанги (12) затворным устройством (2), которая, в свою очередь, удерживает от перемещения вверх (при спуске УЭЦН будет осуществляться трение упругих цанг (3) о стенки колонны) подвижные втулки (4) и (5) и соответственно выдвижные шлипсы (1).

При спуске и начале «полета» УЭЦН начнется интенсивное взаимозамещение объемов жидкости, при этом в результате давления жидкости на лопатку (14) произойдет ее подъем. Из-за давления набегающей (20) поворотной оси (7), к которой приварена лопатка (14), на ограничитель (8) произойдет перемещение фиксатора (11) сжатием пружины (10) вовнутрь поворотной оси (9). Далее следует высвобождение подвижной штанги (12) и посредством трения упругих цанг (3) о стенки колонны – перемещение подвижных втулок (4) и (5) вверх. Выдвижные шлипсы (1), войдя в зацепление со стенками эксплуатационной колонны, снизят и остановят имеющуюся скорость «полета» УЭЦН и лифтовой НКТ.

При дальнейшем «залавливании» и подъеме УЭЦН посредством трения упругих цанг (3) о стенки колонны произойдет перемещение подвижных втулок (4) и (5) вниз. При этом шлипсы (1) выйдут из зацепления со стенкой эксплуатационной колонны, и штанга (12) переместится вниз. Посредством набегающего среза (22) жидкость надавит на фиксатор (11), произойдет сжатие пружины (10) и «утопание» фиксатора (22) в поворотной оси (7). После того как паз (23) подвижной штанги (12) встанет против фиксатора (11), фиксатор под давлением пружины (10) выйдет из поворотной оси (7) и зафиксирует подвижную штангу (12). Так устройство вернется в исходное состояние. Если при последующем подъеме данного аварийного оборудования произойдет повторный «полет», устройство сработает по описанной выше схеме.

Данная разработка является перспективной ввиду присутствия автоматического, замкнутого цикла.

Однако если при спуске УЭЦН бригада ТКРС значительно превысит допустимую скорость спуска, то произойдет подъем лопаток (14), срабатывание устройства и разгрузка спускаемого оборудования на шлип-



Чертеж противополетного устройства

сы. С целью предупреждения преждевременного срабатывания устройства лопадки (14) снабжены дополнительными утяжелителями (21).

ПРИМЕНЕНИЕ ШЛАМОУЛОВИТЕЛЯ ДЛЯ БОРЬБЫ С МЕХПРИМЕСЯМИ

*АМЕЛЬЧЕНКО Л. В., СУРОВА Е. Ю.,
ОАО «ТомскНефть»
науч. руководитель доц. КРЕЦ В. Г.,
Томский политехнический университет*

Результаты исследований причин отказа погружных насосов показали, что основным фактором, влияющим на работу УЭЦН, является большое содержание механических примесей в добываемой жидкости. В ней могут содержаться не только продукты разрушения пласта, смолы, соли, парафин, но и привнесенные с дневной поверхности при ремонтах скважины или при технологических операциях различные примеси органического и неорганического происхождения.

При содержании песка в откачиваемой жидкости до 1 % в течение 10-15 суток полностью выходят из строя торцевые поверхности рабочих колес, ступицы колес, уплотнения, тесктолитовые шайбы, пяты, вал*. Интенсивный вынос песка также ведет к образованию песчаных пробок и снижению дебита, что вынуждает проведение преждевременного ремонта для замены насоса и промывки пробки.

Из-за низкой культуры ремонта происходит попадание механических примесей с поверхности в скважины. Наиболее частой причиной отказа ЭЦН в таких скважинах является прекращение подачи по причине засорения приема.

В связи с применением ГРП возникла проблема отказов глубинных электроцентробежных насосов из-за попадания в них проппанта.

Существуют различные технологии борьбы с механическими примесями. Для борьбы с пескопроявлением также применяют различные устройства: специальные фильтры, измельчающие устройства, шламоуловители. Так, одним из авторов этой статьи предложен и разработан следующий шламоуловитель.

Автоматический самоочищающийся шламоуловитель устанавливается между обратным и сливным клапанами вовнутрь НКТ 89 мм, где при отключении УЭЦН и его непосредственном участии происходит отделение крупных и мелких частиц механических примесей в специальный карман. Очистка кармана происходит восходящим потоком скважинной жидкости при работе УЭЦН (см. рисунок).

Принцип действия автоматического самоочищающегося шламоуловителя основан на непосредственной взаимосвязи свойств работы УЭЦН (наличие восходящего потока жидкости при работе насоса – для самоочистки кармана, отсутствие восходящего потока при отключенном УЭЦН для очистки жидкости от механических примесей) и специальной конструкции блока элементов для регулирования направления движения жидкости, а также специально разработанной конструкции элементов для отделения механических примесей.

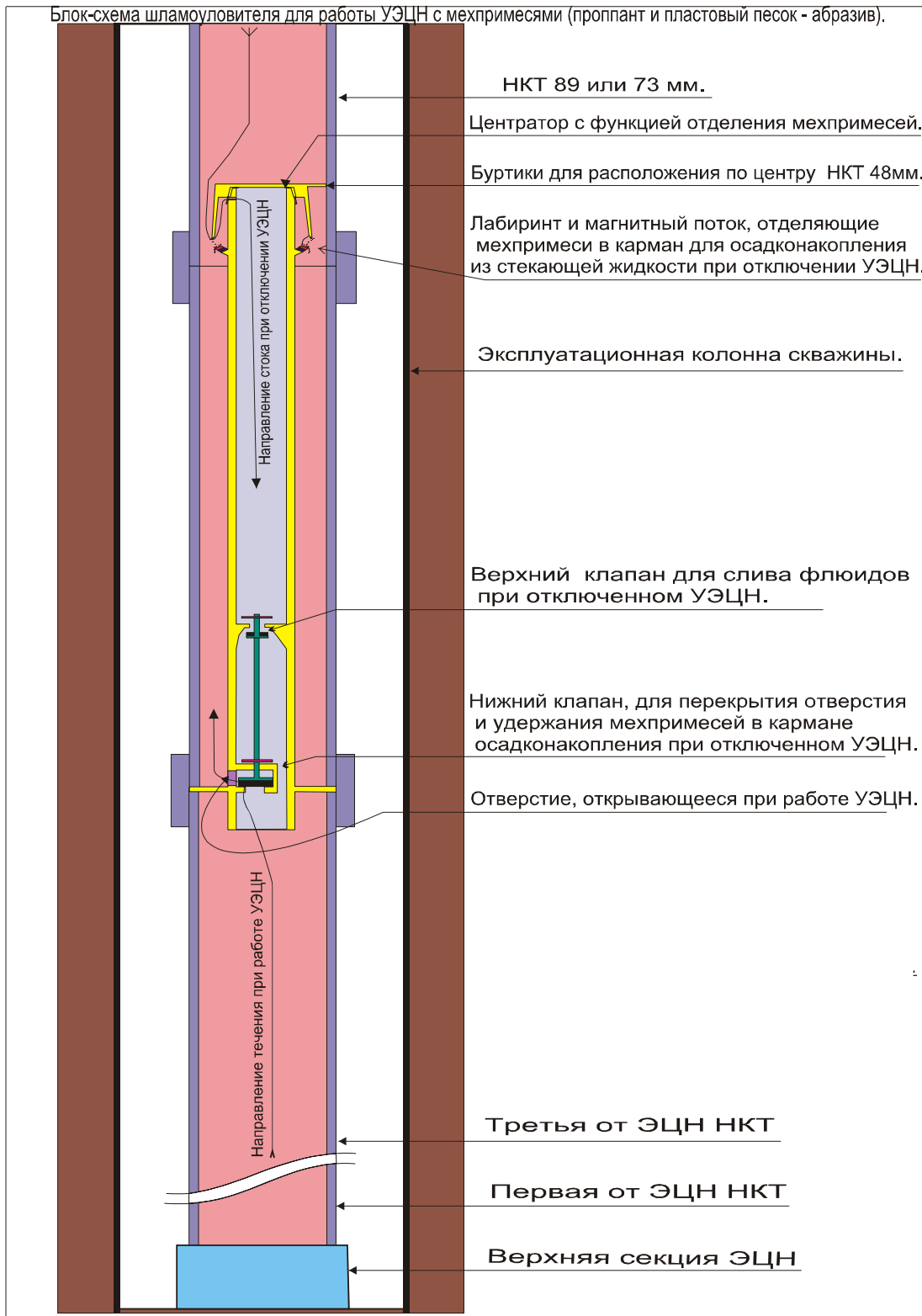
В исходном состоянии (при отключенном УЭЦН) два клапана находятся в нижнем положении. Нижним клапаном перекрыты отверстия из нижней части кармана осадконакопления во внутреннюю полость шламоуловителя, что предотвращает попадание механических примесей в ЭЦН.

При включении УЭЦН восходящий поток жидкости попадает на соединенные между собой клапана и поднимает их в верхнее положение, перекрывая верхнее отверстие верхним клапаном. При этом открывается отверстие нижним клапаном из внутренней полости шламоуловителя в нижнюю часть кармана для осадконакопления мехпримесей и начинается интенсивная промывка накопленных в кармане мехпримесей (восходящим потоком жидкости). По окончании промывки кармана поток жидкости идет непосредственно через карман. Клапана, удерживаемые давлением восходящего потока жидкости, остаются в верхнем положении.

При отключении УЭЦН прекращается восходящий поток жидкости, и под действием силы земного притяжения и возвратного давления пружины комплект клапанов возвращается в нижнее положение. При этом нижним клапаном перекрывается отверстие из нижней части кармана во внутреннюю полость шламоуловителя, и открывается верхнее отверстие в верхнем клапане для стока жидкости при негерметичном обратном клапане УЭЦН.

Отделение крупных фракций мехпримесей (гранул проппанта) происходит под действием сил инерции имеющейся у них скорости от слива флюидов вниз и сил тяжести в специально оборудованном лабиринте. Принцип отделения мелких фракций мехпримесей (песок – абразив, глина) построен на магнитных свойствах, которыми обладают данные вещества. Кольцевой магнит, установленный на корпусе шламоуловителя, передает северный полюс через корпус шламоуловителя на нижнюю часть лабиринта (острие). Таким обра-

* Каплан Л. С., Семенов А. В., Разгоняев Н. Ф. Эксплуатация осложненных скважин центробежными электронасосами. М.: Недра, 1994. 190 с.: ил.



зом, направление магнитного поля от острия лабиринта к южному полюсу магнита «вытягивает» из входящего в лабиринт потока жидкости мехпримеси, которые, выйдя из потока, под собственным весом будут осаждаться в карман для осадконакопления мехпримесей. При включении УЭЦН процесс повторяется по замкнутому циклу.

Применение шламоуловителя позволит повысить эффективность работ погружной части УЭЦН в результате снижения затрат на ликвидацию преждевременного подъема УЭЦН после ГРП из-за его засорения пропантом и снизить добычу нефти.

С целью сохранения коммерческой тайны истинное описание устройства и чертежи изменены.