

МАТЕРИАЛЫ УРАЛЬСКОЙ ГОРНОПРОМЫШЛЕННОЙ ДЕКАДЫ

3-13 апреля 2006 г.

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ КОНСТРУИРОВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

ПОВЫШЕНИЕ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ АГЛОМЕРАЦИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЗА СЧЕТ ОРГАНИЗАЦИИ ЕГО ЭФФЕКТИВНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

ЗОБНИН Б. Б., ОСНОВИН А. В.

ГОУ ВПО “Уральский государственный горный университет”

Одним из решающих факторов, определяющих конкурентоспособность машиностроительного оборудования, является его эксплуатационная надежность, которая обусловлена соответствием оборудования его использованию, порядком и способом оперативного применения и обслуживания, квалификацией персонала, возможностью ремонта различных деталей, факторами окружающей среды.

Снижение эксплуатационной надежности приводит с течением времени к увеличению эксплуатационных затрат, снижению допустимой нагрузки на оборудование и ухудшению технологических показателей.

Общая задача управления процессом эксплуатации заключается в том, чтобы при заданном состоянии элементов оборудования определить такие ремонтные операции, выполнение которых в заданном интервале времени обеспечивает противодействие

Эффективная организация жизненного цикла машиностроительного оборудования на стадии эксплуатации требует создания интегрированной логистической системы, включающей управление и организацию заказа и поставок комплектующих и материалов, контроль состояния оборудования, организацию его обслуживания и ремонта, подготовку и сопровождение электронной эксплуатационной документации.

Выполнение функции мониторинга требует интеграции информации о работе оборудования, получаемой из различных источников, включающих в себя: эксплуатационную документацию; результаты контроля состояния оборудования, получаемые в процессе функционирования автоматизированных систем управления технологическими процессами; результаты исследований механических, тепловых и электрических нагрузок, возникающих в механизмах в процессе эксплуатации; результаты моделирования процессов износа оборудования.

Основой интеграции информации, полученной из различных источников, является использование априорной информации, основанной на использовании законов сохранения и уравнений кинетики изучаемых технологических процессов.

Переход из одного состояния в другое происходит под влиянием отказов. Отказы элементов классифицируются на первичные и вторичные. Причины, вызывающие отказ элементов системы, могут быть отнесены к одной или нескольким категориям: старение; человеческий фактор (монтажные работы, обслуживание, испытания); окружающие условия (динамические воздействия, вибрация, давление, циклическое изменение температуры); воздействие других элементов системы.

Каждая из этих категорий, в свою очередь, может быть разделена на подкатегории. Для каждой категории необходимо определить все исходные события, которые вызываются ею, а также сферу действий этой категории.

Определение количественных оценок, связанных с влиянием отказов на эффективность технологического процесса, рассмотрим на примере агломерационной машины.

Агломерационная машина относится к сложным системам, характеризующимся различными уровнями эффективности, зависящими от отказов отдельных элементов. Пространство состояний системы с позиций надежности $A = (A_1, A_2, \dots, A_n)$ задается вектором, в котором состояние A_1 соответствует полностью исправной системе, а состояния A_2, \dots, A_n характеризуются отказами отдельных элементов или комбинациями отказов нескольких элементов.

Для каждого состояния можно определить коэффициент сохранения эффективности:

$$K_{эф_i} = E(A_i) / E(A_1), \quad i = 2, \dots, n,$$

где $E(A_i)$ – эффективность функционирования системы, находящейся в состоянии A_i ; $E(A_1)$ – эффективность функционирования полностью исправной системы.

Фрагмент дерева отказов для агломерационной машины представлен на рис. Одна из ветвей дерева показывает влияние износа поверхности сит вибрационных грохотов, применяемых для отсева агломерата, на крутизну сепарационной характеристики грохота, что приводит к увеличению доли возвратных продуктов выше определенного предела и к снижению производительности агломерационной машины.

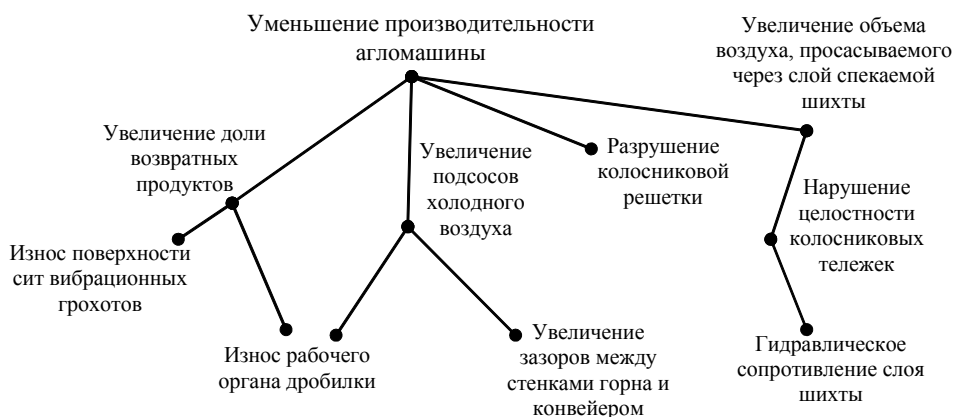


Рис. Фрагмент дерева отказов для агломерационной машины

Конечное событие (переход из состояния A_1 в состояние A_i) происходит в момент t тогда и только тогда, когда в момент t случится одно из исходных событий.

Количественная оценка степени влияния конкретного фактора на эффективность функционирования агломашины требует поэтапного моделирования развития отказа.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СЕПАРАТОРОВ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ УПРУГИЕ И ФРИКЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ С ПОМОЩЬЮ ПРОГРАММЫ *SOLID WORKS*

МАТВЕЕВ Д. В., ШЕСТАКОВ В. С., ПОТАПОВ В. В.
ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Фрикционное обогащение широко используется для разделения асбеста, угля, слюды и гранатов от вмещающих пород. Оно имеет довольно высокую эффективность разделения и часто применяется в качестве предварительного способа обогащения, когда фрикционный лоток (шероховатая наклонная плоскость) является составной частью сепаратора.

Данные аппараты основаны на использовании фрикционных и упругих характеристик. В качестве объектов проектирования были разработаны две модели сепараторов: с подвижной разделительной поверхностью – барабанно-полочный фрикционный сепаратор (БПФС) и неподвижной разделительной поверхностью – сепаратор для разделения продуктов по трению и упругости (СПРУТ). На рис. представлена модель БПФС, состоящая из разделительной плоскости с трамплином 1, вращающегося барабана 2, аспирационной системы 4, ячейчатых приемников фракции и породы 5 и 6, весь сепаратор закрыт кожухом 3.

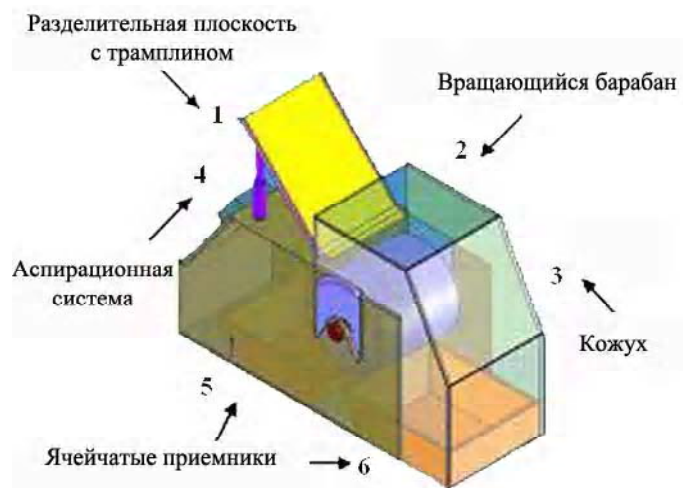
Широкое внедрение компьютерных технологий при проектировании машиностроительных конструкций позволяет облегчить процесс разработки оборудования.

Основной проблемой при проектировании данных аппаратов было не только определение упругих и фрикционных характеристик, но и изменение конструктивных параметров.

Программа *Solid Works* позволяет наглядно представить объемные модели деталей, а также возможность моделирования сборочных узлов из этих деталей. Главным достоинством программы является параметричность.

Программа легко позволяет изменять любые параметры сепаратора, один раз задавшись уравнениями и занеся их в таблицу параметров, мы можем наглядно видеть изменение каждого из вариантов, а затем нужный вариант передать на изготовление.

Рис. Барабанно-полочный фрикционный сепаратор



Варьируемыми параметрами в модели БПФС использовались: угол наклона разгонной плоскости желоба, расстояние разгонной плоскости от оси барабана, высота края разгонной плоскости над уровнем верхней точки барабана, диаметр барабана. В модели СПРУТ использовались: схемы пространственного расположения отражающих элементов, угол наклона элемента к горизонту, расстояние между ярусами элементов, расстояние от нижней кромки загрузочного желоба до верхнего яруса элементов, положение отсекающих шиберов.

Конструкционное моделирование позволяет решать многие дизайнерские и компоновочные вопросы. В то же время использование математического моделирования

вместе с программами объемного моделирования наглядно позволяет увидеть процессы, происходящие в проектируемом сепараторе. Использование данных объединенных решений позволяет проводить оптимизацию параметров в целом без создания натурального образца аппарата. Это приводит к снижению экономических затрат на создание моделей.

В конечном варианте были рекомендованы сепараторы с подвижной и неподвижной разделительной поверхностью.

ОБОСНОВАНИЕ ТИПОРАЗМЕРНОГО РЯДА ВЕНТИЛЯТОРОВ КОМБИНИРОВАННОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ ШАХТ

КОПАЧЕВ В. Ф., МАКАРОВ Н. В.

ГОУ ВПО “Уральский государственный горный университет”

Для определения направления развития шахтных вентиляторных комплексов комбинированного проветривания (ВККП) и разработки рационального ряда их типоразмеров необходимо проведение системного анализа вентиляционных режимов действующих установок и определение тенденции их развития [1].

Рассмотрим данные о проектных и действительных вентиляционных режимах и параметрах вентиляции шахтных вентиляторных установок главного проветривания и газоотсасывающих вентиляторных установок (ГВУ).

Проектные вентиляционные режимы за все предшествующие периоды имеют значительно более высокие параметры по сравнению с фактическими. Так, за рассмотренный период фактические максимальные значения давления и подачи ВУГП увеличились с 608 до 790 ДаПа и с 300 до 395 м³/с, т. е. на 30 и 32 % соответственно, в то время как их проектные значения увеличились на 38 и 52 % соответственно. Аналогичную картину имеют показатели средних проектных и фактических значений вентиляционных режимов.

Что касается газоотводящих вентиляционных режимов, то существенные отклонения фактических значений параметров в 1995 г. обусловлены тем, что проектные вентиляционные параметры составлены для режимов комбинированного проветривания газообильных угольных шахт ВККП, в составе которых должны были работать ГВУ типа УВЦГ. Фактически ГВУ типа УВЦГ начали эксплуатировать на угольных шахтах с 1997 г. Отличие проектных и фактических газоотводящих вентиляционных режимов в 2001 г. составляет по максимальному давлению 3 %, по максимальной подаче – 10 %. Данные об изменении общешахтных вентиляционных режимов за указанный период свидетельствуют о замедлении темпов изменения указанных показателей.

Рост вентиляционных параметров шахтных вентиляторов в семидесятые годы связан с централизацией шахтного фонда, объединением вентиляционных систем нескольких шахт в одну, реконструкцией с увеличением мощности действующих и вводом в строй новых крупных шахт, обрабатывающих пласты на глубоких горизонтах. Стабилизация вентиляционных режимов в 1975-1990 гг. свидетельствует о том, что этот процесс на современном уровне развития отрасли практически завершился. Кроме того, в настоящее время проектирование вентиляции шахт имеет существенные особенности, оказывающие прямое влияние на вентиляционные режимы. Так, если в

шестидесятые годы среди вентиляционных систем преобладали одновентиляторные, то к восьмидесятым годам примерно 70 % шахт имели многовентиляторные системы. Прежде всего это связано с широким распространением центрально-фланговой, фланговой, а в отдельных случаях и секционной схем проветривания шахт.

Одновентиляторные вентиляционные системы характеризуются большим аэродинамическим сопротивлением движению воздуха в шахте, ограниченными подачами воздуха, большими внешними подсосами. Поэтому, как правило, на газообильных шахтах с предстоящим длительным сроком службы требуется значительная реконструкция вентиляционных систем, связанная с переходом на более эффективные схемы проветривания и использованием нескольких главных вентиляторов.

Одним из основных факторов, влияющих на вентиляционные режимы шахт, наряду с применением многовентиляторных систем является увеличение площади поперечного сечения горных выработок. Если в период до 1975 г. площадь сечения составляла примерно 6-8 м², то в настоящее время она возросла до 10-13 м². В соответствии с техническим развитием отрасли предполагается в ближайшем будущем предусматривать в проектах шахт площадь поперечного сечения выработок, равную 15-17 м².

Помимо этого при современном проектировании шахт предусматривается конструирование рациональных вентиляционных систем, заключающееся в создании наиболее простой и надежной вентиляционной сети с минимальным числом вентиляционных сооружений без диагональных соединений на основных ветвях и с наиболее эффективными схемами проветривания выемочных участков. Следствием изложенных выше изменений в проектировании шахт явилось уменьшение подачи воздуха на один вентилятор, аэродинамического сопротивления и депрессии шахты.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что даже при некотором увеличении производственной мощности шахт существенного роста депрессии и расхода воздуха в шахтных вентиляционных системах наблюдаться не будет. И для основных угольных бассейнов страны вентиляторы комбинированного проветривания, входящие в состав ВККП, должны иметь следующие максимальные аэродинамические параметры: вентиляторы главного проветривания – максимальная подача воздуха $Q=400$ м³/с; максимальное статическое давление $P_{ст}=650$ ДаПа; газоотсасывающие вентиляторные установки – максимальная подача воздуха $Q=80$ м³/с, максимальное статическое давление $P_{ст}=1000$ ДаПа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бабак Г. А., Тарусин В. П. Вентиляционные режимы проектных вентиляционных установок главного проветривания. // В сб. Теоретические и эксплуатационные проблемы шахтных стационарных установок. – Донецк: ВНИИГМ им. М. М. Федорова, 1986. – С. 135-142.

ПОВЫШЕНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ БУРОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

ПАНЧЕНКО Р. Д.

ГОУ ВПО “Уральский государственный горный университет”

Горное оборудование эксплуатируется в карьерах и шахтах. Тяжелейшие условия эксплуатации (погодноклиматические, аспирационные, частая работа в режиме сухого трения, динамические и статические перегрузки), ведут к быстрому износу деталей и как следствие – к преждевременному выходу оборудования из строя.

При работе бурового оборудования в условиях подземных разработок происходит образование пульпы (смесь частиц горной породы и воды), которая, стекая по буровому ставу, попадает внутрь механизма, на пары трения, в смазку, оседает на подвижных частях, что приводит к повышенному износу деталей. Со смазкой абразив разносится по трущимся деталям, что ведет к еще более повышенному износу деталей и изменению их геометрии. Увеличение зазоров приводит к увеличению потребляемой мощности электроэнергии и ГСМ.

В настоящее время на ОАО “Высокогорский ГОК” (ОАО “ВГОК”, г. Нижний Тагил) в работе находится 70 буровых станков НКР-100 МА. Из-за быстрого выхода из строя по причине износа буровое оборудование является наиболее слабым звеном, тормозящим весь технологический процесс добычи руды. Соответственно были направлены усилия на повышение надежности данного оборудования и увеличение межремонтных сроков работы.

Для уменьшения расхода ГСМ и запчастей одним из основных было выбрано направление на уменьшение потерь на трение.

Мероприятием по снижению трения и износа является модификация поверхностей трения при воздействии многокомпонентными материалами. Этот путь является наименее затратным и трудоемким, не требует разборки оборудования, а также какого-либо специализированного оборудования. Обработка механизмов проходит в рабочем режиме.

В 2005 г. на ОАО “ВГОК” проведена исследовательская работа по снижению износа деталей на буровых станках НКР-100 МА с помощью применения восстанавливающего, противоизносного триботехнического состава “НИОД”.

Шахтой Магнетитовой ОАО “ВГОК” в мае 2005 г. было получено 3 новых буровых станка НКР-100 МА. Для определения эффективности воздействия противоизносного состава “НИОД” на работу буровых станков в июне 2005 г. была произведена экспериментальная обработка деталей 2 из 3 полученных агрегатов данным составом разными способами:

- НКР-100 МА 2005 г. в. (№ 11685) – обработанный составом НИОД – 3 %;
- НКР-100 МА 2005 г. в. (№ 11689) – необработанный;
- НКР-100 МА 2005 г. в. (№ 11688) – обработанный составом НИОД – 6 % консистентный, разбавленный 50/50 % индустриальным маслом И-20.

В период с июня по декабрь 2005 г. велось наблюдение за работой всех станков и в конце указанного срока для определения физического состояния была произведена вибродиагностика станков.

Выводы:

1. Наиболее эффективным является применение обработки буровых станков НКР составом НИОД – 3 %, консистентным. Стоимость обработки составляет 7627 руб., затраты на ремонт не обработанного станка составили 16737,45 руб. Экономический эффект от обработки одного бурового станка составил 9110,45 руб. (119 % от вложенных средств) за период 6 мес.
2. Получено увеличение межремонтного периода на 30-50 %.
3. Результаты эксперимента доказывают целесообразность применения технологии обработки ТС “НИОД” на горном и другом технологическом оборудовании.

ЦЕНТРОВКА ВАЛОВ НАСОСА И ДВИГАТЕЛЯ

МАМЕДОВ А. Ш.

ГОУ ВПО “Уральский государственный горный университет”

Для обеспечения надежной и долговечной работы насосного агрегата валы насоса и электродвигателя должны быть установлены соосно, т. е. в пространстве их оси должны лежать на одной прямой. При изготовлении деталей насоса и электродвигателя весьма затруднительно выдержать размеры с точностью, которая обеспечила бы соосность при агрегировании. Поэтому при установке насоса и электродвигателя на общей плите их валы центруют, т. е. регулируют с помощью прокладок. При поставке агрегированных насосов эту работу выполняет завод-изготовитель. Однако центровка агрегата может нарушиться при транспортировке, а также при деформации тонкостенной фундаментной плиты в результате старения металла или при неравномерном прилегании ее к фундаменту.

Схема нарушения соосности валов приведена на рис. 1.

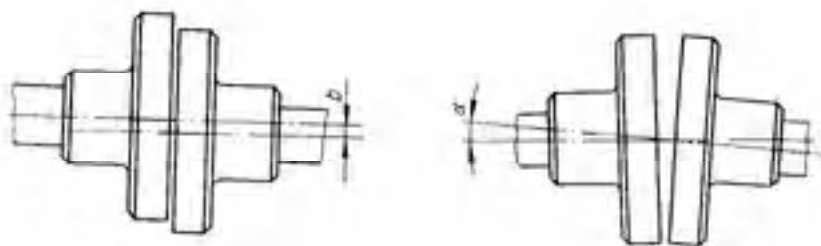


Рис. 1. Схема нарушения соосности валов

В первом случае оси вала смещены в горизонтальной или вертикальной плоскостях, оставаясь при этом параллельными, во втором – они скрещиваются. В обоих случаях, если отклонения превышают определенные величины, агрегат работает ненормально: появляется шум, вибрация, возрастает потребляемая мощность, греются подшипники и муфта. Детали насоса и электродвигателя при такой работе изнашиваются в несколько раз быстрее обычного.

Допустимые отклонения в несоосности валов зависят от их быстроходности и массы вращающихся деталей. Чем выше стоимость агрегата, тем более жесткие требования предъявляются к соосности валов.

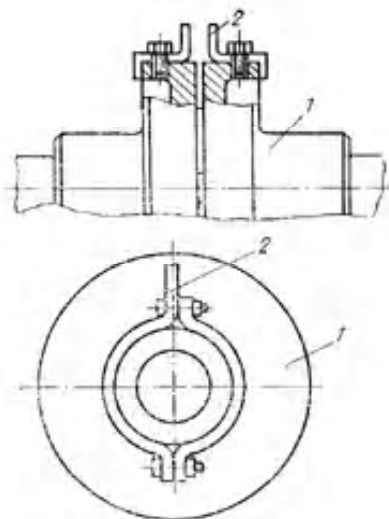
При центровке агрегатов необходимо соблюдать следующие основные положения:

- в агрегатах с редуктором диктующим агрегатом является редуктор, который устанавливают, выверяют и фиксируют штифтами; насос, электродвигатель и гидромufту центруют по редуктору;

- в агрегатах с гидромуфтой насос и электродвигатель центруют по гидромуфте, предварительно выверенной, закрепленной и зафиксированной;
- в агрегатах без редуктора центровку выполняют по насосу, который предварительно выверяют, крепят и фиксируют;
- центровку агрегата, не имеющего общей плиты, выполняют в два этапа: предварительно перед заливкой фундаментных болтов и окончательно – после закрепления насоса к фундаменту;
- центровку агрегата, имеющего общую фундаментную плиту, производят после ее выверки, подливки и затяжки фундаментных болтов.

Окончательно валы насосного агрегата центруют после присоединения к нему трубопроводов. Варианты крепления их к полумуфтам показаны на рис. 2.

Рис. 2. Способы крепления скоб к полумуфтам: 1 – полумуфта, 2 – скоба



В процессе центровки муфты со вставленными пальцами поворачивают и устанавливают поочередно на угол 90, 180, 270 и 360° (при двух парах скоб достаточно проверить зазоры при углах 90 и 180°). При этом отмечают разность показаний индикатора (или разность зазоров).

Для достижения соосности электродвигатель (насос, гидромуфту) перемещают в необходимом направлении. Вертикальное перемещение производят за счет подкладывания под лапы металлических пластин, которые следует выбирать такой толщины, чтобы общее количество их не превышало трех. При большем количестве крепление теряет жесткость.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Попов В. М. Водоотливные установки: Справочное пособие. – М.: Недра, 1999. – 254 с.
2. Братченко Б. Ф. Шахтные стационарные установки. – М.: Недра, 1977. – 220 с.
3. Боярских В. А., Киров Н. П. Водоотлив и осушение на горных предприятиях. – М.: Высшая школа, 1980. – 304 с.

КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ ТЕКУЩЕГО СОСТОЯНИЯ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК ПРИ ЦИКЛИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ ВНУТРЕННИМ ДАВЛЕНИЕМ

ШАМАНИН А. П.

ГОУ ВПО “Уральский государственный горный университет”

Металлические оболочки, находящиеся под избыточным давлением – сосуды под давлением, котлы, трубопроводы (далее оболочки) состоят, как правило, из отдельных элементов, имеющих индивидуальные характеристики, соединенных между собой при помощи сварки и образующих техническую систему. Представим математическую модель системы как совокупность четырех элементов: пространства состояний, пространства входных сигналов, пространства выходных сигналов и соотношений, связывающих входной и выходной сигналы и вектор состояния системы. За входной сигнал системы примем изменение внутреннего давления (цикл), за выходной – величину сопротивления материала i -го элемента механической системы. Каждому входному сигналу будет соответствовать вероятностное распределение выходного сигнала.

Вопросам определения текущего (остаточного) ресурса оболочек в последнее время уделено значительное внимание. Вступил в силу ФЗ “О техническом регулировании”, позволяющий поставщикам продукции и услуг разрабатывать собственные стандарты. Работы в этом направлении ведутся такими компаниями как “Газпром”, “Транснефть”, “Росатом”. В настоящее время рассчитать ресурс оболочек с приемлемой для практического применения точностью для всего жизненного цикла не представляется возможным.

Перечислим основные факторы, влияющие на ресурс каждого элемента: нагрузки (внешние и эксплуатационные), транспортируемый продукт или внутренняя среда, внешняя среда, наличие и вид дефектов основного металла и сварных швов, характеристики металла, антикоррозийное покрытие и работоспособность средств электрохимзащиты.

Большинство представленных факторов имеют стохастическую природу и представлены в виде некоторых функций распределения. Обширной темой является исследование влияния на ресурс дефектов различной формы и природы. Они подразделяются на дефекты материала при металлургическом процессе (расслоения металла, раковины, поры, посторонние включения, впоследствии являющиеся концентраторами напряжений) и на дефекты,

возникающие при монтаже и эксплуатации технической системы (вмятины, гофры, риски, трещины разной ориентации в основном металле и сварных швах, поры в основном металле и сварных швах, коррозионные повреждения внутри и снаружи оболочек, коррозионное растрескивание под напряжением (стресс-коррозия)).

Выявленные дефекты ранжируются по степени их влияния на вероятность безотказной работы и ресурс системы в целом

В подавляющем большинстве случаев в оболочках действуют циклические напряжения, вызываемые эксплуатационными нагрузками. Циклическая прочность материалов описывается полной кривой усталости, см. рис.

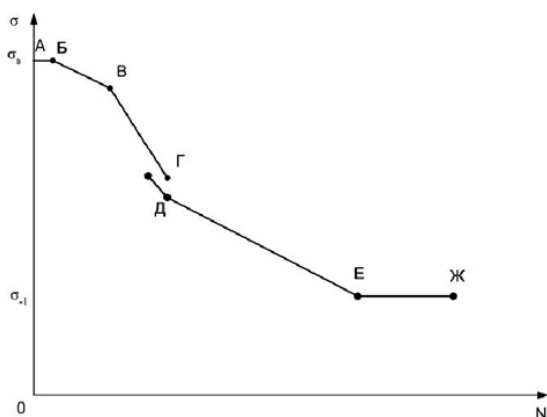


Рис. Полная кривая усталости: участок А-Б-В-Г – область малоциклового усталости; участок Д-Е-Ж – область многоциклового усталости

Построение кривой усталости при помощи натуральных испытаний дает наглядное представление о циклической долговечности образцов с конкретными размерами, свойствами материалов и внешней средой. Строго говоря, кривую усталости невозможно построить для одного образца, так как разрушение его при заданной амплитуде напряжений дает одну точку. Следующий образец не может быть полностью идентичным первому из-за рассеяния свойств материала, геометрических размеров, условий испытаний, поэтому, говоря о кривой усталости, следует иметь ввиду семейство кривых [2]. В

настоящее время получены экспериментальные данные, позволяющие, с некоторыми допущениями, построить кривую усталости для трубопроводов диаметрами от 530 до 1220 мм, пригодную для оценки текущего состояния.

Эксплуатационные нагрузки могут создавать напряжения, находящиеся в любой из характерных областей полной кривой усталости. Для удобства практического применения цикличность нагружения за выбранный временной интервал приводится к эквивалентному нагружению с размахом 2,0 МПа. Приведенная цикличность нагружения ($N_{прив}$) определяется суммированием по всем величинам перепадов внутреннего давления по формуле:

$$N_{прив} = \sum_{i=1}^n N_i \cdot \left(\frac{\Delta P_i}{2,0} \right)^{2,2},$$

где N_i – количество изменений давления (циклов).

Полученный результат с учетом данных по дефектам позволяет оценить текущий ресурс и вероятность безотказной работы для назначения времени и объема очередного технического освидетельствования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Болотин В. В. Ресурсы машин и конструкций, 1984.
2. Вейбулл В. Усталостные испытания и анализ их результатов, 1964.
3. Гусенков А. П. Прочность при изотермическом и неизотермическом малоцикловом нагружении, 1979.
4. Иванова В. С., Терентьев В. Ф. Природа усталости металлов, 1975.
5. Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность, 1985.

ЭФФЕКТИВНОЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ САЛЬНИКОВ НАСОСА

МАМЕДОВ А. Ш.

ГОУ ВПО “Уральский государственный горный университет”

Надежность и эффективность работы насоса в значительной степени зависят от работы его сальников. В процессе эксплуатации за сальниками должен осуществляться постоянный квалифицированный уход. Хорошая работа сальника обеспечивается правильной сборкой его узла и своевременной подтяжкой по мере выработки набивки. Сборку следует выполнять в соответствии с инструкцией и чертежом завода-изготовителя.

Тип и размер сечения шнура сальниковой набивки должны соответствовать чертежу. При сборке шнур укладывают отдельными кольцами с косым срезом. Для этого шнур наматывают на оправку, диаметр которой равен диаметру шейки вала или защитной втулки и разрезают под углом к оси оправки. С целью предотвращения продольной щели в сальнике стыки колец взаимно смещают по окружности на треть оборота.

В процессе сборки узла сальника сначала закладывают несколько колец сальниковой набивки, затем устанавливают кольцо гидравлического уплотнения, снова закладывают кольца набивки и все затягивают нажимной буксой, которая относительно оси вала не должна иметь перекоса и тереться о вал. Сальниковая набивка не должна попасть в кольцевой зазор между корпусом сальника и нажимной буксой. Окончательную затяжку сальника производят во время опробования насоса.

Кольцо гидравлического уплотнения следует устанавливать так, чтобы его передний срез находился на оси отверстия для подвода воды к сальнику. Такое положение кольца гарантирует хороший доступ воды в гидравлическое уплотнение, так как при подтяжке сальника кольцо, перемещаясь в осевом направлении, наилучшим образом будет предохранять отверстие от закупорки набивкой.

Если насос работает с подпором, т. е. если давление во всасывающем трубопроводе выше атмосферного, установка кольца не требуется.

В процессе работы сальник смазывают и охлаждают перекачиваемой жидкостью, которая должна слегка просачиваться через сальник. Затяжка сальника считается нормальной, если он пропускает 30-40 капель жидкости в минуту. Для отвода жидкости, прошедшей через сальник, необходимо устраивать дренажную систему.

В процессе работы набивка сальника уплотняется и теряет свои качества, поэтому ее следует менять через каждые 200-500 ч работы в зависимости от степени загрязнения жидкости и ее температуры.

Иногда даже при хорошей сборке узла сальник все-таки "течет". Это бывает в случае выработки шейки вала или защитной втулки в месте соприкосновения с сальником, а также при их биении. Впечатление течи сальника создается также при прохождении воды мимо сальника в зазор между валом и защитной втулкой. В первом случае следует реставрировать вал или заменить втулку, во втором – положить уплотняющую прокладку между торцом втулки и бортиком вала. Хорошие результаты дает установка шайбы толщиной 1 мм из фторопласта. При затяжке гайки она уплотняется и надежно держит воду.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Зимницкий В. А. и др. Лопастные насосы. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1986. – 334 с.
2. Попов В. М. Шахтные насосы: (Теория, расчет и эксплуатация). Справочное пособие. – М.: Недра, 1993. – 224 с.

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ (ДВС)

БОЯРСКИХ Г. А., КОШЕЛЕВ Е. Н.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Устройство или процесс обычно именуются системой. Для научного исследования системы мы прибегаем к определенным допущениям, касающимся ее функционирования. Эти допущения, как правило, имеющие вид математических или логических отношений, составляют модель, с помощью которой можно получить представление о поведении соответствующей системы.

Имитационное моделирование может применяться в самых различных сферах деятельности. Ниже приведен список задач, при решении которых моделирование особенно эффективно: проектирование и анализ производственных систем; оценка различных систем вооружений и требований к их материально-техническому обеспечению; проектирование и анализ работы транспортных систем, например аэропортов, автомагистралей, портов и метрополитена; модернизация различных процессов в деловой сфере; определение политики в системах управления запасами.

Имитационное моделирование – один из наиболее распространенных методов, а возможно и самый распространенный метод исследования операций и теории управления [1].

В данной математической модели распределения тепла в двигателе внутреннего сгорания применяем уравнение диффузии и теплопроводности. Процесс распространения тепла и диффузии частиц в среде описываются следующим общим уравнением диффузии:

$$\rho du/dt = \text{div}(\rho \text{grad } u) - qu + F(x, t), \quad (1)$$

где ρ – коэффициент пористости среды, а u и q характеризуют ее свойства.

Если рассматривается процесс распространения тепла, то $u(x, t)$ есть температура среды в точке $x=(x_1, x_2, x_3)$ в момент времени t . Считая среду изотропной, обозначим через $\rho(x)$, $c(x)$, $k(x)$ соответственно ее плотность, удельную теплоемкость и коэффициент теплопроводности, а через $F(x, t)$ – интенсивность источников тепла.

Для полного описания процесса распространения тепла необходимо задать начальное распределение температуры u в среде (начальное условие) и режим на границе этой среды (граничное условие) [2, 3].

Преобразуем уравнение (1) в следующий конечный вид:

$$dT/dt = k/c\rho \cdot \Delta T + F/c\rho, \quad (2)$$

где dT/dt – функция изменения температуры во времени; ρ – плотность элементов, участвующих в теплообмене, т. е. гильзы цилиндров, воды в рубашке охлаждения и окружающей среды; c – удельная теплоемкость гильзы цилиндров, воды в рубашке охлаждения и окружающей среды; k – коэффициент теплопроводности гильзы цилиндров, воды в рубашке охлаждения и окружающей среды; F – интенсивность источников тепла гильзы цилиндров, воды в рубашке охлаждения и окружающей среды.

Таблица 1

Значения коэффициентов ρ , k , c [4, 5]

Наименование	ρ , кг/м ³	k , Вт/(м·К)	c , кДж/(кг·К)
Гильза (СЧ 25)	7270	51,9	0,429
Вода	965,3	0,68	4,208
Воздух	1,205	0,0259	1,005

На рис. 1 показаны пограничные условия элементов, участвующих в теплообмене в двигателе внутреннего сгорания, $R1$ – гильза цилиндров; $R2$ – рубашка охлаждения (вода); $R3$ – окружающая среда (воздух);

Подставляя значения табл. 1 в уравнение (2) для каждого элемента, участвующего в теплообмене, в редакторе программы *Femlab*, получаем распределение температуры в двигателе внутреннего сгорания (см. рис. 2).

Рис. 1. Пограничные условия элементов, участвующих в теплообмене в двигателе внутреннего сгорания

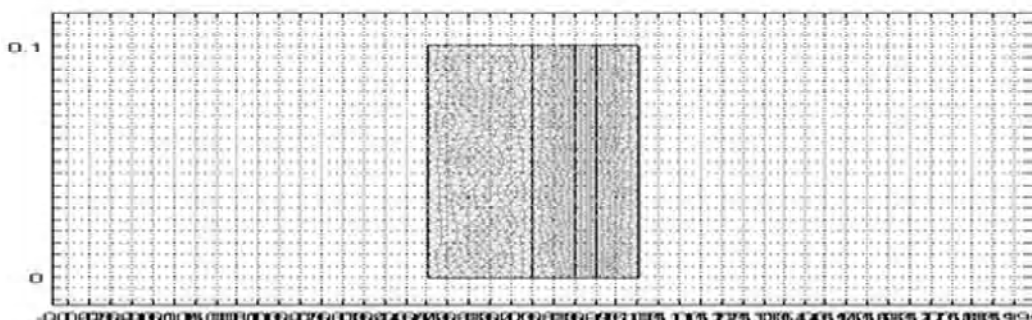
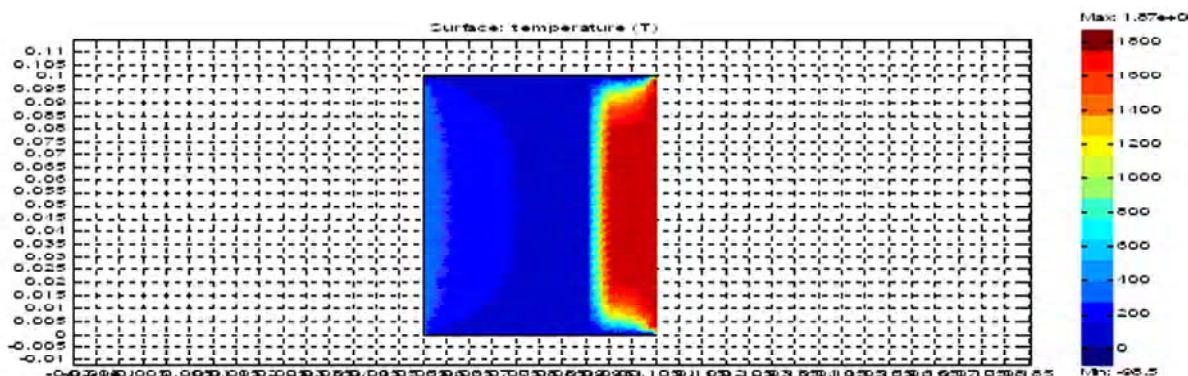


Рис. 2. Распределение температуры в двигателе внутреннего сгорания



БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Самарский А. А., Михайлов А. П. Математическое моделирование. – М.: Изд-во “ФИЗМАТЛИТ”, 2002. – 320 с.
2. Агошков В. И., Шутяев В. П. Метод решения задач математической физики. – М.: Изд-во “ФИЗМАТЛИТ”, 2002. – 320 с.
3. Прибытков И. А., Левицкий И. А. Теоретические основы теплотехники. – Изд-во “Академия”, 2004. – 464 с.
4. Юрнев В. Н., Лебедев П. Д. Теплотехнический справочник. – М.: Изд-во “Энергия”, 1975. – 774 с.
5. Охотина А. С. Теплопроводность твердых тел. – М.: Изд-во “Энергия”, 1975. – 774 с.

ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРА ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИЗМЕРЕНИЯ УРОВНЕЙ ВИБРАЦИИ

ПЬЯНКОВ А. П.

ГОУ ВПО “Уральский государственный горный университет”

В данной статье приведена методика проведения балансировки ротора по результатам измерения уровня вибрации.

Любая балансировка, в том числе и традиционная амплитудно-фазовая, базируется на предположении о том, что колебательная система линейна относительно воздействия на нее корректирующих масс, устанавливаемых в плоскостях балансировки (рис. 1).

На рис. 1 \vec{A} – вектор вибрации, характеризующий исходный дисбаланс ротора, который должен быть скомпенсирован в результате балансировки; \vec{B} – вектор вибрации, полученный при установке в балансировочную плоскость пробной массы $M_{пр}$, этот вектор характеризует суммарное влияние двух дисбалансов: неизвестного исходного (\vec{A}) и определенного дисбаланса от установки пробной массы $M_{пр}$, т. е. в векторном виде можно записать $\vec{B} = \vec{A} + \vec{C}$; Вектор \vec{C} характеризует влияние установки пробной массы $M_{пр}$.

Рис. 1. Графическое решение задачи при амплитудно-фазовой балансировке

Таким образом, векторы \vec{A} и \vec{B} есть результаты измерения (соответственно в исходном состоянии и с пробной массой), а вектор \vec{C} есть результат графического построения. Необходимый груз устанавливается вместо $M_{пр}$, чтобы суммарная реакция от установленного груза и исходного дисбаланса (\vec{B}) была равна нулю. Вектор \vec{B} равен нулю, если в балансировочную плоскость будет установлен такой груз, реакция на который (\vec{C}) будет равна по величине вектору (\vec{A}) с противоположно направленным вектором \vec{C} . Математически для уравнивающей массы ($M_{ур}$) можно записать:

$$M_{ур} = M_{пр} \cdot \frac{A}{C}; \quad \angle M_{ур} = \angle M_{пр} + \angle(\vec{A} \text{ и } \vec{C}).$$

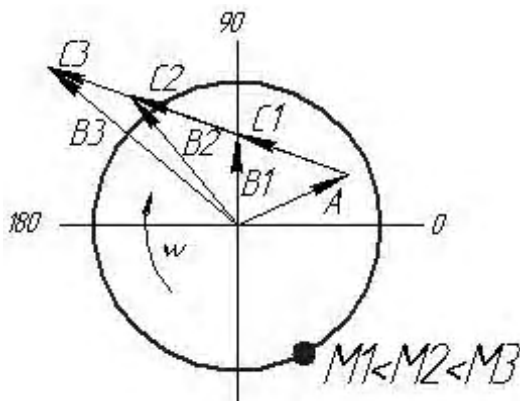
При построениях, показанных на рис. 1, введено допущение о линейности, которое на практике означает, что выполняются два условия:

1). При изменении массы пробного груза $M_{пр}$ с постоянным угловым положением реакция колебательной системы будет изменяться пропорционально $M_{пр}$ (рис. 2).

Векторы $\vec{C}_1, \vec{C}_2, \vec{C}_3$ соответствуют установке в одно и то же угловое положение масс M_1, M_2, M_3 , при этом $M_1 < M_2 < M_3$.

2). При массе груза $M_{пр} = \text{const}$ с изменением ее углового положения вектор \vec{C} будет оставаться неизменным по величине и поворачиваться вокруг своего начала на тот же угол и в том же направлении, что и $M_{пр}$ (рис. 3).

Рис. 2.



При наличии только уровней вибрации, без фаз (рис. 4), балансировка проводится в следующей последовательности:

1). Измеряется уровень вибрации в исходном состоянии (вектор \vec{A}). Направление \vec{A} выбирается произвольно так, как показано на рис. 4.

2). Устанавливается в произвольном месте балансировочной плоскости пробный груз M_1 и измеряется получившийся уровень вибрации B_1 . На графике его изображаем в виде окружности радиуса B_1 с центром в начале вектора \vec{A} . Из предыдущих построений (рис. 1-3) видно, что векторы \vec{A} и \vec{B} начинаются в одной точке, и для решения задачи балансировки необходимо определить реакцию системы (вектор \vec{C} , который всегда направлен из конца вектора \vec{A} в конец вектора \vec{B}).

3). Перемещается груз M_1 на 90° , например как показано на рис. 4, и измеряется получившийся уровень вибрации B_2 . Пусть он получился больше уровня \vec{A} . Поскольку фазы неизвестны, изображаем вектор \vec{B}_2 также в виде окружности радиуса B_2 с центром в начале вектора \vec{A} .

При построении предполагается, что вектор \vec{B}_1 меньше \vec{A} , а \vec{B}_2 – больше. Для решения задачи применяем постулаты о линейности, которые представлены выше.

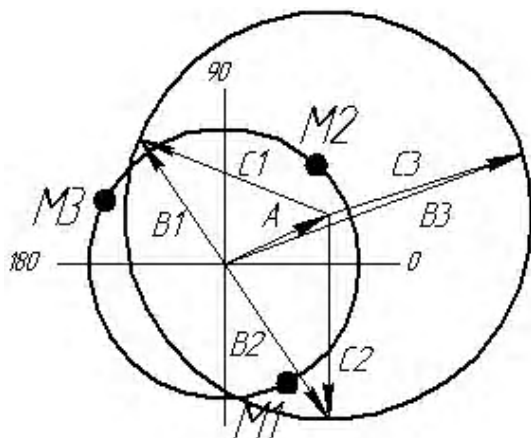


Рис. 3

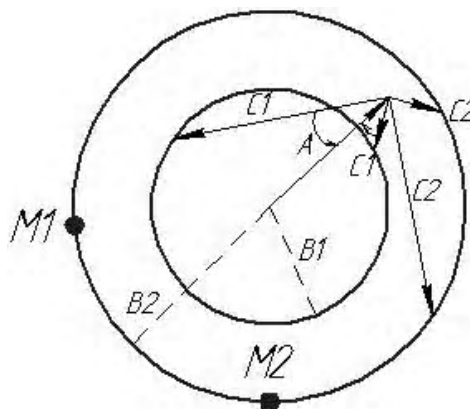


Рис. 4

Имеется вектор исходной вибрации \vec{A} и две окружности, на которых находятся концы векторов \vec{B}_1 и \vec{B}_2 , полученные при смещении одного и того же груза на угол 90° . Далее находятся два вектора \vec{C}_1 и \vec{C}_2 . Из постулатов о линейности известно, что:

- оба вектора \vec{C}_1 и \vec{C}_2 должны начинаться в одной и той же точке – конце вектора \vec{A} ;
- векторы \vec{C}_1 и \vec{C}_2 должны быть равны по величине, поскольку пробные груза были одинаковы;
- векторы \vec{C}_1 и \vec{C}_2 должны быть расположены под прямым углом друг к другу, а направление от вектора \vec{C}_1 к вектору \vec{C}_2 должно совпадать с направлением перемещения пробного груза.

На основании вышеизложенного строим векторы \vec{C}_1 и \vec{C}_2 .

Вышеприведенная методика позволяет производить балансировку ротора по результатам измерения уровня вибрации без измерения фаз. К отрицательным моментам безфазной балансировки можно отнести следующее:

- всегда есть два математически правильных решения, так как данная задача описывается биквадратными уравнениями;
- необходимо выбрать первоначальное место установки пробного груза, чтобы соблюдалось условие $\vec{B}_1 < \vec{A} < \vec{B}_2$.

ИССЛЕДОВАНИЕ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ И РАЗРАБОТКА ПРОГРАММ РАСЧЕТА РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВОДООТЛИВНЫХ КОМПЛЕКСОВ

САЙФУЛИН М. В.

ГОУ ВПО “Уральский государственный горный университет”

С развитием общества идет безостановочный, неукротимый процесс эволюции науки и техники, меняются технологии, и с ними меняются подходы к решению проблем, применяются новые методики, совершенствуются старые. Вместе со сменой подхода к проблемам меняются и масштабы, теперь нам нужно находить наиболее оптимальные решения, перебирая огромное количество вариантов. Но для перебора этих вариантов приходится тратить огромное количество времени, делая при этом одни и те же расчеты, следуя одной и той же методике. В практической деятельности приходилось достаточно часто производить одни и те же расчеты. Интервал между расчетами в разное время составлял от двух часов до одного года, и временами кое-что забывалось, что-то не учитывалось, расчет обычно следовал определенной методике, не менявшейся на протяжении длительного времени.

Разделением методики расчета режимов работы водоотливных комплексов на несколько частей была создана компьютерная программа по их расчету. Исходные данные для программы: высота откачки, величина притока, свойства воды и другие. Программа, проведя предварительный анализ, рекомендует схемы водоотлива. Выбрав схему водоотлива, можно приступить к предварительному выбору насосов, определить их требуемую подачу и напор. В программе заложен механизм “автоподбор”, позволяющий сразу отсеять все не удовлетворяющие условию

насосы. Уточнив характеристики насоса, определяют необходимую подачу для дальнейших расчетов. После выбора необходимо проверить устойчивость работы насоса при нулевой подаче. Выбрав насос, переходят к подбору трубопровода. Сначала рассчитывают нагнетательный трубопровод и подбирают по каталогу стандартную трубу. Аналогичным образом выбирают всасывающий трубопровод. Закончив расчет трубопровода, начинают расчет сопротивлений сети, определяют сопротивления на нагнетательном и всасывающем трубопроводе. Затем приступают к расчету потерь напора в нагнетательном и всасывающем трубопроводе. Для определения фактического режима необходимо определить точку пересечения характеристики сети и характеристики насоса. Если точка пересечения входит в зону с КПД, большим 0,9 от максимального КПД данного насоса, то точка считается удачной, но рекомендуется стремиться к точке с наибольшим КПД, для чего проводят дополнительные корректировки, например, изменение внутреннего диаметра трубопровода, т. е. изменение скорости воды в трубопроводе. По полученной точке определяют фактическую подачу и напор насоса, проверяют, чтобы фактическая подача была не ниже минимальной расчетной подачи. Исходя из фактического режима, определяют необходимую мощность двигателя. По мощности и скорости вращения насоса по справочнику выбирают двигатель. Доведя расчет данного водопровода до конца, возвращаются в общий расчет, где, основываясь на всех проведенных расчетах трубопроводов, определяют фактическую подачу всех выбранных трубопроводов установки. В заключение расчета определяют геометрические параметры водосборника и водоотливной установки. Закончив вариант расчета, возвращаются в менеджер расчетов, который может проанализировать все проведенные расчеты и выбрать наилучший.

Проведя сравнение по времени и точности с ручными расчетами, проводимыми ранее, заметим, что время одного расчета сократилось в несколько раз: ручной расчет занимает от 5 часов до 3 рабочих дней, автоматизированный расчет – от 5 до 30 минут на расчет. Это ускорение процесса более чем в 50 раз. Но задача этой программы была не просто уменьшить количество времени, потраченного на расчет, а создать систему, позволяющую просчитать множество вариантов и выбрать лучший. В программу были внесены все данные по насосам, начиная с ЦНС 60-50 и до ЦНС 850-960. Занесены габаритные размеры насосов и агрегатов, а также все необходимые характеристики насосов. Также в программу внесены справочные данные по двигателям, трубопроводам, коэффициентам сопротивлений, одним словом, все необходимые данные для полного автономного расчета. Для наглядности программа оснащена графическими материалами: изображениями насосов и агрегатов в трехмерной графике.

Сейчас ведется работа по улучшению программы, в которой итогом расчета станет чертеж водоотливной установки и возможность увидеть ее с применением трехмерной графики, что в свою очередь, резко снизит количество ошибок на стадии проектирования водоотливных установок.

ОСНОВЫ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ОСЕ-РАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

ТИМУХИН С. А., ЗАВАРНИЦИН А. С., МИНЯЕВ В. И., МОЛОДЦОВ С. В.
ГОУ ВПО “Уральский государственный горный университет”

Современная теория и методы расчета осевых турбомашин основываются на вихревой схеме, предложенной Н. Е. Жуковским в применении к гребному винту и вентилятору. Рассматривая движение среды, обтекающей воздушный винт (вентилятор), Н. Е. Жуковский исходил из предположения о сохранении безвихревого (потенциального) движения вдоль всего потока.

Для осесимметричной задачи обтекания системы лопастей в цилиндрической трубе получим:

$$C_{\text{и}} \cdot r = \text{const}, \quad C_{\text{а}} = \text{const}, \quad (1)$$

где $C_{\text{и}}$ – скорость закручивания; r – радиус; $C_{\text{а}}$ – осевая скорость как перед, так и за колесом, при этом величина циркуляции вокруг лопасти остается постоянной по всей ее высоте. Из уравнения неразрывности несжимаемой среды

$$C_{1\text{а}} = C_{3\text{а}}, \quad (2)$$

где индексы 1 и 3 соответствуют сечениям вдалеке перед и за колесом.

Постоянство осевых скоростей во всем потоке требует движения по соосным цилиндрическим поверхностям, т. е. отсутствия радиальных составляющих скоростей.

Подобный подход обуславливает неблагоприятный с точки зрения аэродинамики осевых вентиляторов закон изменения статического давления ($P_{\text{ст}}$) по высоте лопаток

$$P_{\text{ст}} = A - \frac{B}{r^2}, \quad (3)$$

где A и B – некоторые постоянные для конкретных условий величины.

Реализация (3) в конструкциях вентиляторов обуславливает втулки большого диаметра (50-70 % диаметра рабочего колеса), что значительно снижает сечение проточной части машин и, следовательно, значения их коэффициентов подачи. Кроме того снижается также коэффициент статического давления, поскольку радиальные (центробежные) силы, возникающие (в рабочем колесе) в лопаточном венце рабочего колеса уравниваются разностью статических давлений в соседних слоях потока воздуха.

Следовательно, для создания более высоконапорных и производительных вентиляторов необходим переход к другим принципам проектирования. К одним из них относится проектирование вентиляторов смешанного (осевого и центробежного) принципа действия таким образом, чтобы при разработке осевой машины полностью использовались центробежные силы, возникающие в рабочем колесе, что предполагает возникновение радиальных составляющих скоростей.

Известно, что в турбомашинах статическое давление создается за счет увеличения окружной (переносной) скорости в рабочем колесе и за счет торможения потока в его межлопаточном канале, причем в первом случае давление создается за счет центробежных сил и его создание осуществляется без потерь в рабочем колесе, а во втором случае – с обязательными потерями торможения, отсюда в настоящей статье предполагается создание осевых вентиляторов с полным использованием центробежных сил, возникающих в их рабочих колесах, что означает на практике переход к осе-радиальному (диагональному) их типу. При этом текущее значение центробежной силы

$$F_{Ц} = \frac{\rho \cdot V_{ЛВ} \cdot C_{И}^2}{R_{Ср}}, \quad (4)$$

где $R_{Ср}$ – средний радиус лопаток рабочего колеса; $V_{ЛВ}$ – объем воздуха в межлопаточном канале. На основе изложенного может быть осуществлена разработка осе-радиальных вентиляторов для каких-либо конкретных условий.

О РЕГУЛИРОВАНИИ ШАХТНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМ НАПРАВЛЯЮЩИМ АППАРАТОМ

МАКАРОВ Н. В.

ГОУ ВПО “Уральский государственный горный университет”

Шахтные вентиляторы, являясь основным звеном в технологической цепи обеспечения безопасности санитарно-гигиенических условий в шахтах и рудниках, потребляют значительную часть электроэнергии от общей энергоемкости горного предприятия. Большое разнообразие вентиляционных режимов шахт и рудников, а также их изменения во времени, связанные с организационно-технологическими процессами на горном предприятии, предъявляют к вентилятору жесткие требования высокой адаптивности, то есть способности экономично обеспечивать требуемый режим проветривания. Однако по этому показателю центробежные вентиляторы, снабженные наиболее совершенными в настоящее время осевым, упрощенным или вихревым направляющими аппаратами, имеют меньшую глубину экономичного регулирования ($\Gamma_{\psi} = 0,35-0,55$) в сравнении с осевыми вентиляторами, снабженными поворотными лопатками рабочих колес ($\Gamma_{\psi} = 0,7$).

Большие потенциальные возможности заложены в энергетических методах управления аэродинамическими процессами в проточной части вентилятора. Их реализация позволяет создать принципиально новое средство регулирования режима работы центробежного вентилятора – энергетический направляющий аппарат (ЭНА). Действие ЭНА основано на изменении кинетического момента потока на входе в рабочее колесо за счет энергии вращения управляющего потока, являющегося частью основного течения воздуха в полости высокого давления корпуса вентилятора. Изменение расхода управляющего потока позволяет изменять величину его кинетического момента и тем самым регулировать режим работы вентилятора. Наличие продольной и поперечной циркуляций протока в полости корпуса вентилятора позволяет, рационально спроектировав по линиям тока форму входного коллектора и направляющего экрана, использовать энергию кинетического момента управляющего потока для закрутки транзитного потока с минимальными потерями энергии на дросселирование.

Данный доклад посвящен анализу влияния геометрических параметров ЭНА на его энергетические характеристики и регулируемость вентилятора.

Параметры потока полости корпуса вентилятора, являющегося носителем энергии управления, определяются режимом работы вентилятора. На аэродинамические процессы, протекающие в ЭНА от входа в него до зоны взаимодействия циркуляционного и транзитного потоков, существенное влияние оказывают его геометрические параметры: диаметр входного коллектора D_k , направляющего экрана $D_э$, их радиусы кривизны R_k , $R_э$, диаметр D_p и коэффициент схода $K_p = D_{p2} / D_{p1}$ регулирующего патрубка, расстояние до входа в рабочее колесо z' . Эти параметры определяют газодинамические характеристики циркуляционного потока в зоне смещения и, следовательно,

эффективность регулирования режима работы вентилятора. В связи с этим необходимо определить критерии подобия системы “поток – вентилятор” с ЭНА, чтобы затем в рамках задач о внешней и внутренней аэродинамики ЭНА иметь возможность определять оптимальное значение их геометрических параметров с точки зрения наименьших потерь энергии управляющего потока.

Учитывая параметры, характеризующие динамические процессы, протекающие в системе “поток – вентилятор” с ЭНА, на базе следствия первого дополнительного положения В. А. Веникова о подобии сложных систем и второй теоремы подобия, полагая, что математическая модель течения потока в вентиляторе с ЭНА гомогенна, получим критерии подобия: коэффициент подачи управляющего потока, коэффициент давления управляющего потока, коэффициент подачи вентилятора, коэффициент, учитывающий влияние вязкости воздуха (критерий Рейнольдса), коэффициент, учитывающий влияние сжимаемости воздуха (критерий Маха).

В рамках задачи о внутренней аэродинамике ЭНА на базе уравнения энергии по линии тока получены функциональные зависимости геометрических и энергетических параметров предложенного направляющего аппарата, а также формулы для расчета его коэффициента полезного действия и коэффициента качества, причем полученные зависимости включают в себя указанные выше критерии, что позволяет с использованием статистического метода линейного планирования проводить экспериментальные исследования для определения оптимальных геометрических параметров ЭНА.

ПРИМЕНЕНИЕ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ РУДНИЧНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ И ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК

МАКОВЕЕВ М. Ю., ПОДВИГАЛКИН И. Н.

ГОУ ВПО “Уральский государственный горный университет”

Научно-техническая революция в различных областях науки и техники привела к использованию в промышленности новых, более жестких условий работы механизмов, таких как высокие и низкие температуры, глубокий вакуум, высокие контактные напряжения. Надежная работа оборудования обеспечивается повсеместным внедрением системы технического обслуживания и ремонта оборудования. Одной из важнейших задач производства является простота обслуживания машин.

В связи со сказанным, традиционные смазки в узлах трения являются наиболее уязвимым местом, так как смазка становится источником повышенной опасности ввиду появления взрывоопасных концентраций органических веществ. Кроме того, для смазки компрессоров требуются дефицитные малораспространенные масла. Из-за образования нагаромасляных отложений не обеспечивают необходимое охлаждение сжатого воздуха.

Для устранения этих недостатков предлагается перевести поршневые компрессоры на режим работы без смазки цилиндров и сальников. Для реализации этого предложения необходимо применить самосмазывающиеся износостойкие материалы, учитывая все основные факторы условий эксплуатации компрессоров: температуру, давление, скорость и др. Простота технических решений, тот же класс точности, что и машин со смазкой, позволяют выпускать компрессоры без смазки на нормализованных серийных базах и с использованием узлов смазываемых машин. Отечественная наука дала несколько направлений решения задачи сухого трения: разработаны термостойкие химически инертные, с малой упругостью паров смазывающие жидкости и смазки; твердые сложные смазки; созданы конструкции узлов и механизмов, работающих без смазки.

Наиболее плотно требованиям сухого трения отвечают антифрикционные синтетические материалы на основе фторопластов, пенопластов, полиамидов. Для работы предлагаются антифрикционные композиции на основе фторопластов. Чистый фторопласт Ф-4 имеет низкую износостойкость и теплопроводность, высокий коэффициент термического расширения. Для получения нужных свойств к Ф-4 добавляют наполнители.

Коэффициент трения любых композиций на основе Ф-4 практически равен коэффициенту трения самого Ф-4, т. к. на поверхности композиции всегда образуется пленка фторопласта. Хотя коэффициент трения Ф-4 низок (0,04), но при высоких нагрузках и скоростях поверхности трения быстро нагреваются, а при температуре выше 327 °С происходит резкое увеличение коэффициента трения и начинается катастрофический износ. Поэтому применяют эти композиции при небольших нагрузках и малых скоростях.

Для перевода компрессора на режим без смазки необходимо опорные сегменты, уплотнительные кольца сальника сделать из самосмазывающего материала. Сами поршень и сальник предлагается оставить без изменения конструкции.

Одним из основных факторов, влияющих на работоспособность и энергетические показатели шахтных насосов, является абразивность шахтных вод, обуславливаемая наличием в них частиц минерального происхождения с высокой микротвердостью и приводящая к интенсивному изнашиванию металла. Гидроабразивный износ металла является результатом воздействия твердых частиц на поверхностный слой металла, в процессе которого происходит

резание металла острыми кромками более твердых, чем металл, минеральных частиц. Одновременно с этим вследствие ударов частиц о поверхность металла возникает усталостное изнашивание. Под действием этих факторов разрушаются узлы и детали проточной части насосов. Для устранения этих факторов предлагается выполнять рабочее колесо из конструкционного композитного материала, который по многим параметрам превосходит применяемые материалы, а технология изготовления намного проще.

Известно, что композиционные материалы по механическим характеристикам сопоставимы с металлом, при этом в 4 раза легче. Кроме того, применяя тот или иной вид связующего, а также вводя специальные добавки, можно получить материал с заданными свойствами, например износостойкие, химически стойкие, антиадгезионные, огнестойкие и др.

Несомненные достоинства изделий из композитов дополняются следующими преимуществами: 1) масса изделий на 25-50 % меньше по сравнению с традиционным исполнением; 2) трудоемкость изготовления снижена в 1,5-3 раза; 3) металлоемкость конечного изделия снижена в 1,5 раза; 4) предполагаемое увеличение ресурса техники – в 1,6-3 раза.

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ В ИНЖЕНЕРНОЙ ПРАКТИКЕ

ЛУГОВЦОВ Ю. И.

ГОУ ВПО “Уральский государственный горный университет”

Особенностью современного машиностроения является создание уникальных машин, что в определенной мере обуславливает переход производства от серийного к единичному, а это, в свою очередь, накладывает свой отпечаток на технологию изготовления деталей.

Рассмотрим данное явление на примере шкива Шк-1140-32 кронблока УК-БА-6-250 (рис. 1). Ранее шкив изготавливали литым или кованным. Сегодня переходят к производству сварных шкивов. Центральный элемент изготавливают из трубчатых и тавровых профилей. Обод в большинстве случаев вальцуют из толстых листов и сваривают встык. Сварные шкивы более экономичны за счет меньшей массы, что, в свою очередь, положительно сказывается на инерционности узла и энергозатратах привода.

Сегодня конструкторские изыскания при проектировании столь же разнообразны, как и методы их расчета. Важным этапом инженерного анализа является визуализация результатов, на основе которых базируется оптимизация конструкции в целом.

С помощью программы инженерного анализа, российской разработки модуля *APM Structure 3D*, произведен статический анализ напряженно-деформированного состояния шкива Шк-1140-32.

Главной задачей была оценка напряженно-деформированного состояния: ступицы шкива вследствие запрессовки в нее подшипниковой опоры (рис. 2); центрального элемента от рабочих усилий системы (рис. 3).

При решении поставленной задачи на *APM WinMachine* была создана модель (см. рис. 1) из объемных конечных элементов (*Solid*), смоделирована посадка с натягом в 105 мкм, давлением 10,42 МПа на внутреннюю поверхность ступицы

$$p = N / [d (C_1/E_1 + C_2/E_2)].$$

При этом единичная сила в 1 МН распределена пропорционально по узлам.

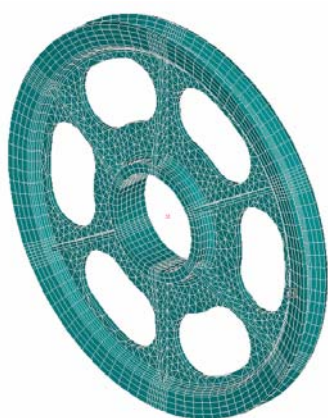


Рис. 1. Модель шкива Шк-1140-32

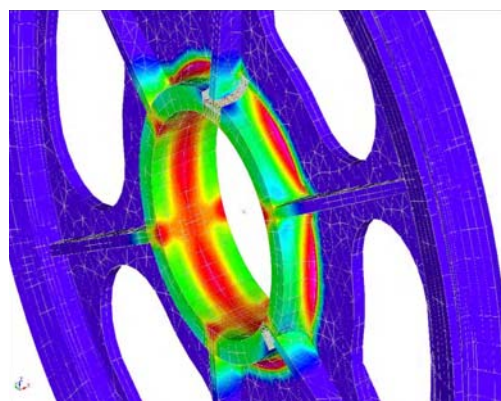


Рис. 2. Карта распределения эквивалентных напряжений в ступице

Выводы. Программы инженерного анализа, безусловно, необходимы при создании машин, в частности на стадии проектирования. Возможность оценивать запасы прочности сложных объектов современными способами расчетов в программах инженерного анализа позволяет рационально конструировать машину, а в дальнейшем – проводить ее оптимизацию. Важно понять, как нагружена конструкция в целом, чтобы оценить ее работоспособность в будущем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Замрий А. А. Проектирование и расчет методом конечных элементов трехмерных конструкций в среде *APM Structure 3D*. Учебное пособие, 2004.
2. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. и др. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1993.

АНАЛИЗ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ВЕРХНЕГО ПРИВОДА

МИНИХАНОВ Р. Ф.

ГОУ ВПО “Уральский государственный горный университет”

Применение систем верхнего привода (СВП) широко распространено в мировой практике бурения, однако в России данные системы используются сравнительно недавно. Система верхнего привода совмещает функции вертлюга и ротора. Основные изготовители СВП – “Varco”, “Tesco”, “Bowen”. В России СВП не изготавливают, однако российские Правила безопасности требуют обязательного оснащения буровых установок СВП при бурении скважин глубиной более 4500 м и длиной горизонтального участка более 300 м.

В связи с этим буровые компании оснащают свои установки СВП импортного производства. Так как буровые установки (БУ) изначально не проектировались для работы с СВП, то возникает ряд проблем, а именно – “привязка” СВП к БУ; нормальная работа БУ с СВП.

Наиболее часто встречаемая проблема – это вибрация направляющей балки СВП, что ведет к выходу из строя крепления направляющей балки к балке гашения момента.

На одной из модернизированных буровых установок были произведены измерения колебаний направляющей балки. Частота вынужденных колебаний определяется из полученных данных и колеблется в зоне проявления резонанса от 1 до 1,2 Гц. В результате исследований были выявлены участки направляющей балки, на которых при прохождении СВП резко возрастал уровень колебаний системы (т. е. выявлены резонансные зоны).

Явление резонанса проявляется при совпадении либо при кратности фаз вынужденных колебаний. Для определения частот собственных колебаний производится расчет в среде инженерного анализа *APM Win Machine* в модуле конечно-элементного анализа напряженно-деформированного состояния *APM Structure 3D*.

Расчет разбит на три этапа:

1. Этап моделирования, который заключается в создании конечно-элементной модели, задании нагрузок и креплений;
2. Расчет (выполняется средой инженерного анализа);
3. Анализ результатов расчета.

Конечно-элементная модель системы верхнего привода (рис. 1) состоит из направляющей балки, балки гашения момента и разнесенных масс с моментом инерции, аналогичным моменту инерции верхнего привода. Просчитывалось 26 положений СВП на направляющей балке – от 5 до 31 м с шагом 1 м.

Расчет системы для выявления частот и форм собственных колебаний конструкции велся с учетом распределенной матрицы масс. В результате получен график зависимости собственной частоты колебаний системы от высоты нахождения СВП на направляющей балке (рис. 2).

Из диаграммы видно, что на уровне 23-25 м фаза собственных колебаний кратна фазе вынужденных колебаний, что приводит к проявлению резонанса. Частота собственных колебаний равна:

- на высотной отметке 23 м при четвертой форме колебаний – 2,4 Гц;
- на высотной отметке 24 м при третьей и четвертой формах колебаний – 2,2 Гц;
- на высотной отметке 25 м при второй форме колебаний – 2 Гц.

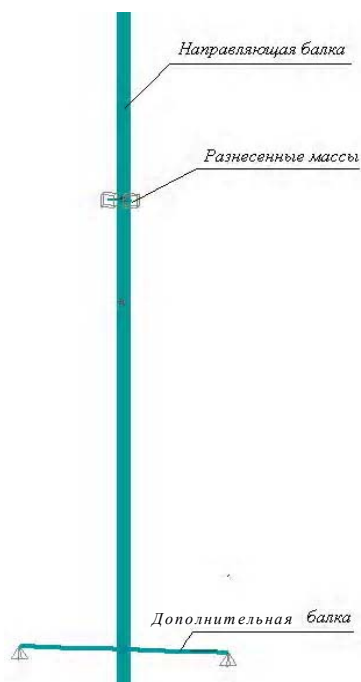


Рис. 1. Конечно-элементная модель СВП

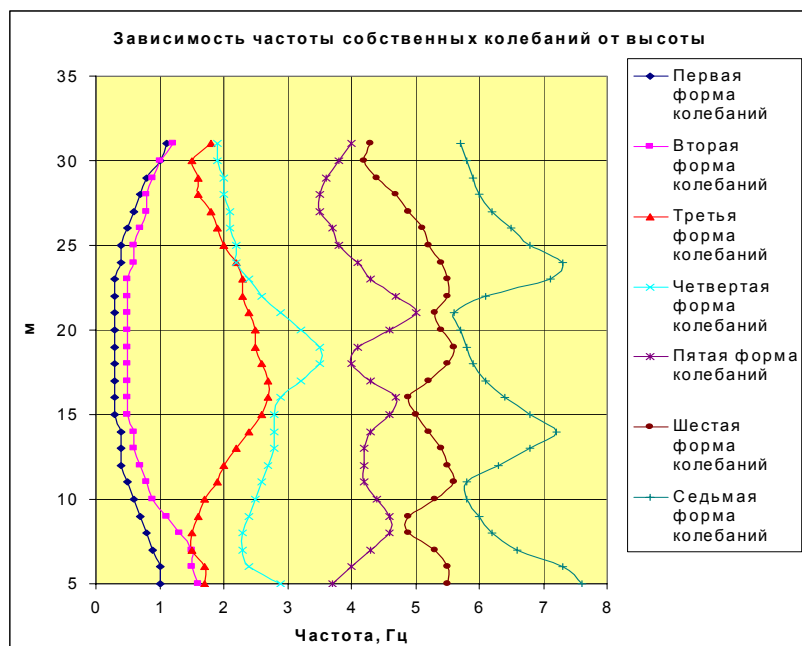


Рис. 2. График зависимости частоты собственных колебаний от высоты

Для предотвращения непредсказуемых последствий от работы системы верхнего привода в резонансном режиме необходимо предусмотреть устройства, снижающие амплитуду колебаний, так называемые гасители. В качестве гасителя предлагается устанавливать дополнительные балки, которые увеличивают жесткость системы и в результате снижают амплитуду колебаний.

КРАНЛАЙН – НОВЫЙ ВИД ШАГАЮЩЕГО ДРАГЛАЙНА

СТЕПАНОВ А. М.

ГОУ ВПО “Уральский государственный горный университет”

Кранлайн является выемочно-погрузочной машиной, обеспечивающей экскавацию высоких уступов нижним черпанием и погрузку в средства транспортировки, расположенные на горизонте стояния экскаватора. Конструктивными особенностями новой машины, отличающими ее от традиционных шагающих драглайнов, является наличие третьей лебедки заброса ковша в забой (помимо тяговой и подъемной), которая установлена на поворотной платформе, а также блоков для подъема и фиксации ковша, установленных в средней части стрелы. Машина снабжена системой автоматического поддержания соотношений тяговых усилий канатов подъемной и подъемно-погрузочной лебедок.

Предусмотрено производство машин с ковшами двух типов. Первый – традиционный ковш драглайна с разгрузкой опрокидыванием через зубья. Второй вариант – ковш коробчатой формы, имеющий открывающуюся заднюю стенку с запорным механизмом, который запирается под действием веса задней стенки в положении ковша зубьями вниз перед забросом ковша в забой. При отрыве ковша от забоя и подъеме его к месту разгрузки цепь запора задней стенки прослаблена, и ковш остается в закрытом состоянии. При установке ковша над местом разгрузки канат заброса ковша прослабляется, ковш поворачивается в вертикальной плоскости вокруг точки, где сходятся тяговые и подъемные канаты, и занимает близкое к вертикальному (10°) предразгрузочное положение. Цепь запора задней стенки натягивается и через систему рычагов выдерживает засов. Такая конструкция позволяет перед загрузкой частично опускать ковш внутрь кузова самосвала, до минимума сокращая высоту падения горной массы из ковша в кузов.

С целью обеспечения высокой прицельной погрузки рекомендуется использование двухсекционной стрелы, что при существенно меньшей массе машины снижает инерционность при повороте и, как следствие, сократит время рабочего цикла на 15-20 % и соответственно повысит производительность кранлайна. К тому же это также

облегчает управление машиной. Более мощная корневая часть стрелы воспринимает основную концевую нагрузку при отрыве ковша от забоя после его наполнения и последующем его подъеме к месту разгрузки. Концевая облегченная часть стрелы в основном воспринимает нагрузку от порожнего ковша при его забросе в забой. Нижний пояс стрелы имеет Г-образную форму, что позволяет максимально уменьшить радиус разгрузки под блоком, а также обеспечивает безударность разгрузки в кузов самосвала с учетом высоты "шапки", длины ковша и его упряжки. Длина стрелы определяется из условия отработки уступа с заданным откосом забоя. Для наиболее востребованной первоочередной модели кранлайна с ковшом вместимостью 15 м³ при высоте уступов 30 м, угле откоса забоя 400 м и средних условиях эксплуатации общая длина стрелы экскаватора составляет 50 м, а масса кранлайна не превышает 550-600 т.

Сопоставительный анализ конструктивной особенности мехлопат, драглайнов и кранлайнов был выполнен по универсальному показателю – "удельной" массе M_y , рассчитанной по формуле $M_y = G / (EH)$, где G – масса машин, т; E – вместимость ковша, м³, H – глубина черпания (для мехлопат – высота копания), м. Лучшие значения этого показателя принадлежат кранлайнам, имеющим более короткую стрелу, как следствие – меньшую массу, и обеспечивающим большую высоту разрабатываемого уступа.

Применения кранлайнов вместо карьерных мехлопат в карьерах и разрезах означает техническое переоснащение последних при работе по перспективной высокоуступной геотехнологии.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кранлайн – новый вид шагающего драглайна / К. Н. Трубецкой, Н. Н. Киселев, А. Н. Домбровский и др. // Горная промышленность. – 1999. – № 3.
2. Технология отработки вскрыши высокими уступами с применением экскаваторов-кранлайнов / К. Н. Трубецкой, И. А. Сидоренко, Н. П. Сеинов, Ю. П. Самородов // Горный журнал. – 2000. – № 3.
3. Конструктивное предложение для создания кранлайнов / Н. Н. Киселев, А. Н. Домбровский, И. А. Сидоренко // Горные машины и автоматика. – 2004. – № 6.
4. Высокоуступная технология открытых горных работ на основе применения кранлайнов / К. Н. Трубецкой, А. Н. Домбровский, И. А. Сидоренко, Н. П. Сеинов, Н. Н. Киселев // Горный журнал. – 2005. – № 4.

МОДЕЛИРОВАНИЕ АБРАЗИВНОГО ИЗНОСА ПАР ТРЕНИЯ ГОРНЫХ МАШИН

НОВИКОВ А. В.

ГОУ ВПО "Уральский государственный горный университет"

Применяющаяся система планово-предупредительного ремонта и технического обслуживания не отражает процессы потери работоспособности элементов горных машин. Это приводит в одних случаях к неоправданным дополнительным затратам, в других – к внезапным отказам и связанным с ними значительным материальным потерям. Технология восстановления и реновации трибоэлементов горных машин на настоящее время не достаточно разработана, что связано с отсутствием достоверных методов моделирования и идентификации их износа. Для объяснения рациональных пределов эксплуатации таких элементов и анализа конструктивных и технологических методов восстановления требуется современная конкурентоспособная инженерная методика. Наиболее перспективным является создание этой методики на основе математического моделирования процессов абразивного износа типовых сопряжений машин. Полученные данные создают предпосылки для исследования этого процесса в реальном диапазоне условий трения и изнашивания деталей пары трения.

Как показывают результаты исследований, абразивный износ можно рассчитывать. Абразивный износ тяжело нагруженных сопряжений связан с интенсивным дроблением абразивных частиц, чем и объясняется слабая зависимость такого вида износа от нагрузки (в области больших нагрузок). Важной особенностью такого случая является то, что задачу оценки износа можно свести к определению действия, производимого одной частицей (механика частицы), и суммированию этих независимых повреждений во времени (статистика частиц).

Абразивные частицы, испытывая действие все более возрастающего нормального давления, дробятся при определенной глубине внедрения, либо абразивные частицы производят из клиновидного зазора в зону контакта и, не разрушаясь под действием нагрузки, производят износ. Трение в области контакта становится полужидкостным. В качестве математической модели, описывающей контакт, примем модель Герца. Так как область соприкосновения ограничена, то закон распределения давления $P_z(x, y)$ по площади соприкосновения согласно определится так:

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

где F – значение сдвигивающей силы; a, b – полуоси эллипса, определяющиеся упругими параметрами ленты.

Описав поверхности плоскостями, абразивную частицу – сферой, учитывая, что среднее усилие в области контакта в полтора раза меньше максимального, получаем уравнение вида:

$$P_z(x, y) = \frac{3F}{2\pi a^2} \sqrt{1 - \frac{1}{2} \left(\frac{x^2 + y^2}{a^2} \right)}.$$

Дробление частиц происходит до размеров d_i , сопоставимых с величиной $(h' + R_{\max})$, где h' – толщина смазывающей пленки; R_{\max} – максимальная высота микронеровностей, после чего частицы проходят зону контакта. То есть происходит однократное разрушение абразивных частиц. Тогда изнашивание зависит от общего количества элементарных взаимодействий. Результаты моделирования приведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты моделирования

Размер частицы, мкм	Усилие при контакте, Н	Глубина внедрения, мкм	Диаметр отпечатка, мкм	Среднее напряжение при контакте, ГПа	Максимальное напряжение при контакте, ГПа
50	1645	0,54	17	7,2	10,9
125	5140	2,12	76	12,8	19,1
500	25700	5.33	190	8,8	13,3
1000	25800	2.6	240	5,6	8,4

Концентрация частиц: 1250000, 160000, 40000, 8000 соответственно. Износ при первом варианте будет составлять 21000 ч.

Зависимость изнашивания для второго и третьего вариантов будет выглядеть следующим образом:

$$I_{2,3} = \sum_{i=1}^n (V_{pi} + V_{пли}),$$

где V_p и $V_{пл}$ – объемы разрушенного и пластически деформированного металла.

Для варианта 2 объемы износа определяются однократным контактным взаимодействием пары трения:

$$V = \frac{\pi d^2 h}{2},$$

где d – диаметр отпечатка, мм; h – глубина внедрения, мм.

Для варианта 3 объемы износа определяются путем изнашивания:

где R_b – внутренний радиус подшипника, мм.

$$V = \frac{\pi d h R_b}{2}$$

В расчете принята различная скорость попадания абразивных частиц в смазку, равная соответственно 160000, 40000, 8000, 1600 в час. Полученные значения сведены в табл. 2.

Результаты расчетов интенсивности изнашивания в зависимости от размера и скорости внедрения абразивных частиц в смазку

№ варианта	Размер частицы, мкм	Скорость внедрения частиц, шт./ч	Интенсивность изнашивания, мм ³ /ч	Допустимый износ, мм ³	Изменение остаточного ресурса, т. ч	Ресурс, тыс. ч
1	до 25	0		22100		21
2	50	160000	0,0392		0,8	20,2
	125	40000	0,769		12,1	8,9
	500	8000	2,41		14,7	6,3
	1000	1600	3,76		19,4	1,6
3	50	160000	184,5		20,88	0,12
	125	40000	809,5		20,97	0,03
	500	8000	1017,6		20,98	0,02
	1000	1600	1254,0		20,982	0,018

Вариант 1: прохождение абразивной частицы зоны контакта в потоке смазки, т. е. без непосредственного контакта. Вариант 2 и 3: абразивные частицы, испытывая действие все более возрастающего нормального давления, дробятся при определенной глубине внедрения, либо абразивные частицы проходят из клиновидного зазора в зону контакта и, не разрушаясь под действием нагрузки, производят износ. Трение в области контакта становится полужидкостным.

ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ НАСЛЕДСТВЕННОСТИ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА ДЕТАЛЕЙ МАШИН

ТИУНОВ Е. А., ГЛИННИКОВА Т. П.

ГОУ ВПО “Уральский государственный горный университет”

Ремонт машин существует со времени создания их парка как объективная необходимость приведения машин в исправное состояние в перерывах между использованием по назначению. Ремонт состоит в устранении неисправностей и восстановлении ресурса машин, а главная задача ремонтного производства заключается в экономически эффективном восстановлении надежности машин в результате наиболее полного использования остаточной долговечности их деталей.

Проблема обеспечения качества и надежности машин в результате развития исследовательского аппарата, способного описывать всю сложную эволюцию условий и следствий, приводящих к отказам, связана с изучением физико-механических и технологических причин отказов машин в работе. Эволюция свойств объектов в процессе их изготовления и эксплуатации в настоящее время наилучшим образом объясняется явлениями технологической и эксплуатационной наследственности.

Под технологической наследственностью в технологии машиностроения в настоящее время подразумевается явление переноса свойств обрабатываемого объекта от предшествующих операций и переходов к последующим, которое в дальнейшем сказывается на эксплуатационных свойствах деталей машин. Носители информации активно участвуют в технологическом процессе, проходя через различные операции и переходы, испытывая воздействия технологических факторов.

Факторы, влияющие на технологическую наследственность детали:

– методы механической обработки при одинаковой шероховатости могут создавать в поверхностных слоях различную структуру материала. Изменение при этом твердости поверхностного слоя существенным образом влияет на прочность деталей и износостойкость поверхностей трения;

– удаление различных по величине слоев материала – сьем неравномерных припусков практически всегда сопровождается механической обработкой деталей. Величина припуска определяется тем состоянием заготовки, которое имело место в прошлом, поэтому также является носителем технологической наследственности;

– при обработке деталей установочные базы рассматривают как геометрически правильные элементы, чаще всего плоские, цилиндрические или конические поверхности, что не соответствует реальному профилю. В результате погрешности формы базовых поверхностей наследуются на обрабатываемой поверхности;

– зажимные устройства способны создавать отклонения формы на заготовках и деталях, которые до

закрепления таких отклонений не имели. В этих случаях зажимные устройства порождают погрешности формы. Так как на заготовку действуют силы закрепления, то ее упругих перемещений не избежать. Погрешности, вызываемые этими перемещениями, соизмеримы с допусками на размеры высокоточных деталей.

Прочность и износостойкость детали зависит от большого количества факторов, к которым в первую очередь относятся выбор конструктивных параметров и технологическое обеспечение ресурса трущихся поверхностей. Создание необходимых характеристик трущихся поверхностей обеспечивается рациональной последовательностью операций, методами обработки и условиями эксплуатации.

Износостойкость может быть повышена, если при окончательной обработке будет выбран такой метод, который способен уменьшить структурную неоднородность поверхностного слоя и создать равномерные напряжения по всей поверхности.

Изучение технологической наследственности дает возможность обосновать технологические способы повышения долговечности трущихся деталей путем выбора оптимальных сочетаний методов и режимов их обработки.

ТЕНДЕНЦИЯ РАЗВИТИЯ РЫНКА СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНОЙ ТЕХНИКИ В РОССИИ

КАРИМОВ С. Б., СЕНТЯБОВ А. Г., ГАБИГЕР В. В., АРХИПОВ А. В.
ООО “Люконг-Урал”

В настоящее время в Российской Федерации сложилась следующая ситуация на рынке строительной техники (СДТ). По данным Росстата, в 2005 г. наблюдалось некоторое замедление темпов промышленного производства: прирост ВВП составил 6,4 % против 7,2 % в 2004 г.; индекс промышленного производства в целом составил 104,0 % (индекс 2004 г. к 2003 г. – 107,3 %); индекс производства машин и оборудования по сравнению с 2004 г. составил 99,9 %.

В 2005 г. динамика производства различных видов СДТ различалась весьма существенно. По итогам января-сентября падение производства по сравнению с соответствующим периодом 2004 г. отмечалось по четырем из девяти отслеживаемых видов строительной техники – кранам на гусеничном ходу, экскаваторам, автогрейдером, дробилкам, а по итогам – по трем.

Объем производства основных видов строительной-дорожной и подъемно-транспортной техники в 2005 г. указан в табл. 1 [1].

Таблица 1

Динамика производства основных видов СДТ

Вид строительной техники	2005 г., ед.	2005 г. к 2004 г., %	Доля IV квартала 2005 г. в годовом производстве, %
Краны на автомобильном ходу	4375	111,6	26,4
Краны на гусеничном ходу	39	52,0	15,4
Экскаваторы	3560	100,9	27,8
Бульдозеры	1782	100,8	23,8
Автогрейдеры	962	107,1	30,0
Погрузчики строительные	1352	94,5	25,6
Дробилки	215	80,2	21,9
Бетоносмесители	30 658	176,2	26,3
Тракторы	9608	114,2	20,6

Изменение доли продаж техники, производимой ведущими зарубежными производителями, в 2001-2004 гг. характеризуется следующими данными (табл. 2).

Изменение доли продаж техники, производимой ведущими зарубежными производителями в 2001-2004 гг.

Вид строительной техники	Доля продаж импортной техники от общего объема продаж, %			
	2001 г.	2002 г.	2003 г.	2004 г.
Гусеничные экскаваторы	35,9	38,3	47,5	67,7
Колесные экскаваторы	3,9	6,5	14,4	10,7
Погрузчики с ш.-с. рамой	4,7	6,7	11,8	15,3
Бульдозеры	4,5	9,7	10,3	11,6
Экскаваторы-погрузчики	14,1	25,2	31,9	34,5
Погрузчики с бортовым поворотом	9,8	16,2	15,3	21,6
Катки дорожные	19,4	24,2	27,1	34,4
Асфальтоукладчики	23,3	30,6	44,1	41,7

По данным табл. 1, наблюдается четкая тенденция роста доли продаж импортной техники. Это связано, по нашему мнению, с более высокой потребительской ценностью импортных машин (машина и совокупность предоставляемых услуг), более совершенной деятельностью зарубежных компаний в области маркетинга (реклама, сети распространения и др.), а также использованием эффективных форм продаж (лизинг, кредит и др.) [2].

Интерес представляет положение отдельных производителей на рынках определенных видов техники. Рассмотрим ситуацию на рынке фронтальных погрузчиков (ФП) в России и попробуем предсказать вектор развития этого рынка.

Изготовленные в России и Белоруссии ФП (производители – ЧСДМ, “Амкодор-Ударник”, “Орловский погрузчик”, “Донецкий экскаватор”) при одинаковых технических характеристиках с импортными аналогами (в основном это легкий и средний класс) имеют значительно более низкие показатели по надежности и продолжительности жизненного цикла. С целью снижения эксплуатационных издержек потребители такой техники самостоятельно осуществляют сервисное обслуживание и ремонт, что также значительно снижает долговечность техники.

ФП таких фирм как “Caterpillar”, “Komatsu”, “Hitachi”, “Volvo”, “Dressta” и др. при высоком качестве изготовления комплектующих и сборки имеют высокую стоимость. При этом организация сервисного обслуживания и поставки запчастей и расходных материалов, как бы ни позиционировали себя продавцы данной техники, слабо отлажена в России.

Наряду с продукцией ведущих мировых производителей на российский рынок выходят компании-производители таких стран, как Китай и Корея. Особенно хотелось бы выделить производителей из Китая, т. к. российским производителям ФП есть чему у них поучиться.

В последнее время наиболее резкое развитие получила производственная деятельность предприятия “GUANGXI LIUGONG MACHINERY” CO., LTD (КНР), которое пошло по пути динамичного распространения не только поставок техники и запчастей, но и сервисных услуг. Надежность техники характеризуется качеством, сравнимым с лучшими мировыми аналогами. Себестоимость изготовления ФП ниже на 25-40 %, что позволяет иметь “GUANGXI LIUGONG MACHINERY” значительно более низкую стоимость погрузчиков на российском рынке СДТ.

Качество предлагаемой техники подтверждено многоступенчатым контролем качества комплектующих собственного производства и входным контролем узлов и агрегатов ведущих мировых производителей: двигатели “Cummins” (США) и “Deuütz” (Германия); трансмиссия – “ZF Powershift Transmission” (Германия); гидравлика – “Toshiba” и “Kawasaki” (Япония); операционная система – “Kawasaki” (Япония).

Вся поставляемая техника сопровождается фирменным гарантийным обслуживанием и послегарантийной поддержкой и сервисом.

Продавцы в России постоянно имеют новые ФП на складе готовой продукции. Это обеспечивает быстрые сроки поставок техники от 1 до 3 недель в любую точку России. В условиях ненасыщенного российского рынка наличие товара на складе – это серьезное конкурентное преимущество.

При покупке широко предлагаются различные финансовые инструменты – лизинг, кредит, рассрочка платежа, что делает технику более доступной для широкого круга потребителей. В настоящее время для покупателей внедряется услуга *Trade-In* (обмен старой техники на новую).

Из всего вышеперечисленного мы можем рекомендовать российским производителям ФП переходить на узловую сборку машин, развивать совместные предприятия с мировыми лидерами, специализирующимися на выпуске определенной продукции (например, гидравлика, трансмиссии) и добившимися высокого качества своих изделий, широко внедрять реальный входной контроль качества применяемых узлов и агрегатов.

Предлагаемые решения помогут снизить издержки производства, и как следствие – себестоимость одной единицы техники.

Все эти действия необходимо внедрять в самое ближайшее время, ибо существует реальная опасность потерять рынок сбыта продукции из-за экспорта китайских погрузчиков в силу несравненно большей надежности китайской техники, их конкурентоспособной ценой и налаженным сервисом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Рикошинский А. Производство строительной и дорожной техники в России в 2005 году // Журнал "Основные Средства". – 2006. – № 3.

Николаев С. Н. Особенности развития. Рынок строительной, дорожной и грузоподъемной техники в 2004 году // Журнал "Строительная техника и технологии". – 2005. – № 3.

ДВИЖЕНИЕ ПО РЕЛЬСОВЫМ ПУТЯМ И ВНЕ ИХ. ОПЫТ РАЗРАБОТКИ, ПРОИЗВОДСТВА И ПРИМЕНЕНИЯ УНИВЕРСАЛЬНЫХ МАШИН

МОХИН В. В., САННИКОВ В. В.
ООО “Универсальные рельсовые машины”

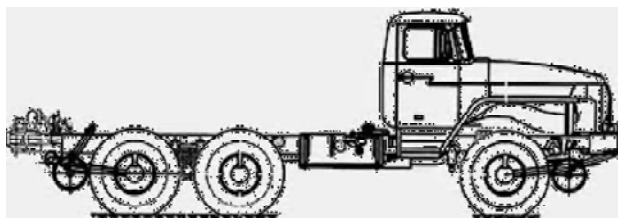
ПИГАСОВ В. А.
ООО Уральский завод “Погрузчик”

Одним из направлений сокращения затрат является использование универсальных машин, способных выполнять рабочие функции преимущественно на рельсовых путях и передвигаться как по рельсовым путям, так и вне их, например, по дорогам общего пользования, рабочим площадкам, местности.

На разработке и производстве таких машин специализируется ООО “Универсальные рельсовые машины”, г. Челябинск.

Предприятием разработаны, производятся и предлагаются к поставке два основных типа таких машин: дорожно-рельсовые транспортные средства на базе автомобилей “Урал”; колесные экскаваторы типа ЕК-18 с приспособлениями для рельсового хода (см. рис.).

В том и другом типе машин реализованы запатентованные технические решения, сущность которых заключается в следующем.



Машины имеют управляемые колеса, неуправляемые приводные колеса с пневматическими шинами, по крайней мере, две пары опускаемых рельсовых колес, передающих на рельсы при опускании часть веса транспортного средства. Колея приводных колес совпадает с рельсовой колеёй, а колея управляемых колес шире рельсовой колеи. Пары рельсовых колес установлены с возможностью перемещения относительно приводных колес.

Благодаря этому техническому решению удельная сила тяги (торможения) машины при движении по рельсам кратно превышает аналогичный показатель обычных рельсовых машин, а рельсовые колеса сохраняют надежный контакт с рельсами при любых условиях движения.



Рис. Дорожно-рельсовые транспортные средства на базе автомобилей “Урал” (вверху); колесные экскаваторы типа ЕК-18 с приспособлениями для рельсового хода

Машины имеют также гидравлическую систему управления рельсовым ходом, оборудование и устройства для безопасной эксплуатации на рельсовых путях, железнодорожное тормозное оборудование (при необходимости).

Машины приспособлены для движения по рельсовым путям с колеей 1520 мм.

При движении по автомобильной дороге удерживающие тележки с рельсовыми колесами подняты и зафиксированы. При движении по железной дороге часть веса транспортного средства передается через опущенные рельсовые колеса передней и задней тележек, тяговое усилие реализуется в контакте с рельсами пневматических шин приводных колес, при этом управляемые колеса подняты над уровнем верха головок рельсов.

Для установки машины на рельсы и схода с них на автомобильную дорогу достаточно обычного железнодорожного переезда. Время установки не превышает одной минуты.

Возможные области использования таких транспортных средств: маневровая и тяговая работа с железнодорожным подвижным составом общим весом до 500 т (без выхода на магистральные пути); размещение и эксплуатация специального оборудования для ремонтно-восстановительных и регламентных работ в железнодорожном хозяйстве, для прочих технологических нужд с возможностью передвижения как по рельсовым путям, так и по автомобильным дорогам (в отдельных случаях – по местности).

Преимущества автомобильно-рельсовых транспортных средств по сравнению с традиционным подвижным составом железных дорог заключаются в существенном (кратном) сокращении расходов на их приобретение и текущее содержание; использовании в качестве альтернативы локомотивному подвижному составу в случаях, когда использование последнего экономически или организационно нецелесообразно.

В числе потребителей, успешно использующих данный тип техники, – ОАО “Магнитогорский металлургический комбинат”, другие предприятия.

Преимущественная область использования машин второго типа – экскаваторов с рельсовым ходом – землеройные, планировочные, погрузочно-разгрузочные и т. п. работы при строительстве и ремонте железных дорог, сооружений, связанных с железной дорогой. Машина может использоваться также в качестве путевого снегоочистителя при временной замене ковша на тросовую щетку.

Стандартная комплектация машины может дополняться гидромолотом, грейфером, щеткой собственной конструкции.

Машины этого типа успешно работают в ООО “Мостоотряд-54”, г. Москва, в подразделениях Северной железной дороги.

ООО “Универсальные рельсовые машины” производит продукцию по индивидуальным требованиям заказчика, осуществляет сопровождение продукции на протяжении всего ее жизненного цикла.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА РЕМОНТА МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ БУРОВОЙ ВЫШКИ

ЖУРАВЛЕВ Д. В.

ГОУ ВПО “Уральский государственный горный университет”

Ремонт ответственных, сложных металлоконструкций требует серьезного обоснования. Необходимо оценивать все возможные варианты устранения дефектов. Современные программы инженерного анализа позволяют решать многочисленные задачи: расчеты на прочность, устойчивость и т. д. Одним из самых удобных для выполнения экспертной оценки является пакет инженерного анализа российского производства АРМ *WinMachine*.

В процессе эксплуатации буровых вышек встречаются различные виды повреждений. Так, на буровой вышке башенного типа в процессе работы были повреждены несущие трубы (рис. 1, а). Программный продукт АРМ *WinMachine* позволил смоделировать разнообразные варианты ремонта конструкции. Произведенные расчеты позволили выбрать наилучшую форму накладки, при постановке которой с помощью сварки восстанавливалась несущая способность конструктивного элемента вышки (рис. 1, б).

Задача решалась в три этапа:

1. По чертежам вышки была создана стержневая модель, результаты расчета выявили уровни напряжений работающей неповрежденной вышки (рис. 1, в).

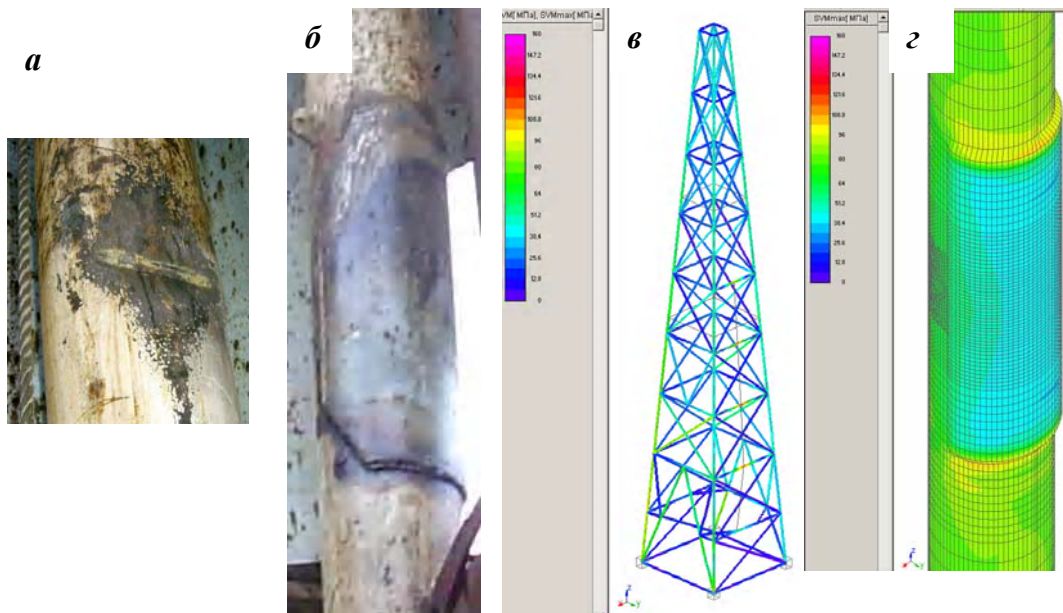


Рис. 1. Дефект несущей трубы (а), ремонтный элемент (б), модель вышки (в), модель трубы с накладкой (г)

2. Моделирование дефекта конструктивного элемента с учетом краевых условий, полученных при расчете стержневой модели. При создании модели трубы с вмятиной использовались пластинчатые конечные элементы (рис. 1, г). Расчет показал уровень напряжений в поврежденной конструкции.
3. Моделирование вариантов ремонта, выбор наилучшего по результатам расчета.