

Автотракторный факультет
Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

Исследование гидропневмосистем мобильных и технологических машин

*Сборник докладов Международной
научно-технической конференции (секция)*

Минск
2018

УДК 629.11-82(06)

ББК 30.123я7

И87

Редакционная коллегия:
А.И. Бобровник (гл. ред.);
П.Р. Бартош;
П.Н. Кишкевич;
М.И. Жилевич;
И.А. Веренич;
Л.А. Глазков.

ISBN 978-5-9573-2430-0

© Белорусский национальный
технический университет, 2018

Применение энергосберегающих технологий в пневматике

Л.Г. Филипова, старший преподаватель кафедры
«Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь
В.А. Антонов – ИУП «FESTO»,
г. Минск, Беларусь

Энергия сжатого воздуха является самой дорогой из всех видов энергии, используемых в приводах. Несмотря на это, пневматика благодаря своим преимуществам находит очень широкое применение, которое, соответственно, сопровождается значительными затратами энергии на производство сжатого воздуха. В связи с этим развитие энергосберегающих технологий в пневматике является одной из важных составляющих в решении экономических проблем производства и глобальных экологических задач.

Сжатый воздух находит широкое применение в решении самых разных проблем производства, среди которых промышленная автоматизация занимает важнейшее место. Основная доля сжатого воздуха (до 60 %) используется для приведения в действие исполнительных механизмов. Наряду с полезными затратами имеют место потери сжатого воздуха, достигающие, по некоторым оценкам, 30 %.

В борьбе за энергосбережение сокращение этих затрат становится весьма актуальной задачей. Внедрение энергосберегающих технологий в пневматике широко представлено в оборудовании компании FESTO.

Для обеспечения надежности работы пневматической системы управления к ней необходимо подвести сжатый воздух высокого качества. При этом оцениваются следующие параметры воздуха:

- уровень давления;
- влажность воздуха;
- качество очистки воздуха.

Если не будут соблюдены перечисленные выше требования к параметрам воздуха, то это может привести к увеличению эксплуатационных расходов из-за роста времени простоя оборудования, а также увеличению затрат на ремонт и замену вышедших из строя элементов. Подготовка сжатого воздуха начинается уже с момента его производства и уже на этом эта-

пе необходимо обратить внимание на его качество. Для этого подсистема подготовки воздуха должна содержать следующие элементы:

- всасывающий фильтр;
- воздушный компрессор;
- осушитель воздуха;
- воздушный фильтр с влагоотделителем;
- редукционный клапан;
- маслораспылитель (при необходимости);
- дренажные (спускные) отверстия для удаления конденсата.

Из-за плохого качества воздуха увеличивается число аварий и сокращается срок службы пневматической системы, что проявляется в таких явлениях, как:

- быстрый износ уплотнений и подвижных частей пневмоаппаратов и исполнительных устройств;
- замасливание клапанов;
- загрязнение глушителей шума;
- коррозия трубопроводов, пневмоаппаратов, цилиндров и других элементов;
- вымывание смазки подвижных частей.

В случае плохой герметичности пневмосистемы утекающий воздух может попасть на обрабатываемые изделия (например, пищевые продукты).

Как правило, пневматические устройства промышленного назначения проектируются на максимальное рабочее давление 800...1000 кПа. Однако опыт эксплуатации показал, что из экономических соображений целесообразнее использовать давление около 600 кПа. Сопротивление течению газа в отдельных элементах (например, дроссели) и в трубопроводах рассчитывается таким образом, чтобы суммарные потери давления в них составляли 10...50 кПа. В связи с учетом потерь давление компрессорной установки должно быть в пределах 650...700 кПа.

Для того чтобы производительность компрессора соответствовала потребляемому расходу воздуха, необходимо осуществлять регулирование компрессора. Имеются различные способы регулирования компрессора. К ним относятся:

- регулирование холостого хода компрессора путем сброса давления, запираания, короткого замыкания;
- регулирование по нагрузке по числу оборотов, дросселированием на всасывании;
- релейное регулирование.

Кратко рассмотрим каждый из способов регулирования.

При регулировании сбросом компрессор «работает» на предохранительный клапан. После достижения настроенного значения регулируемого давления открывается предохранительный клапан, и воздух отводится в окружающую среду.

При регулировании запирианием перекрывается всасывающая магистраль компрессора. Этот вид регулирования применяется, прежде всего, для радиально-поршневых компрессоров.

Для больших объемных компрессоров применяется регулирование «коротким замыканием», при котором во время части цикла сжатия всасывающий клапан остается открытым. При этом рабочий объем компрессора оказывается соединенным с всасывающей магистралью, и компрессор не может сжать воздух.

При регулировании по нагрузке, в зависимости от давления в напорной магистрали компрессора, изменяется число оборотов приводного двигателя компрессора.

При регулировании «дресселированием» на всасывании производительность компрессора поддерживается за счет изменения сопротивления дросселя, установленного во всасывающей магистрали компрессора.

При релейном регулировании компрессор работает на полной нагрузке или останавливается. Приводной двигатель выключается при достижении давления, превышающего максимальное рабочее давление, и включается при понижении давления до установленного настроенного минимума.

Для стабилизации давления воздуха за компрессором устанавливается ресивер. Ресивер выравнивает колебания давления при отборе воздуха из системы. Если давление в ресивере опускается ниже определенного уровня, то компрессор заполняет его до тех пор, пока давление снова не достигнет настроенного верхнего уровня. Преимущество такого режима работы заключается в том, что компрессор не работает непрерывно.

Благодаря относительно большой площади поверхности ресивера сжатый воздух в нем охлаждается. При этом выделяется конденсат, который необходимо регулярно отводить через отводной кран.

При всасывании компрессором воздуха из окружающей среды в него попадает вода, которая в значительной степени повлияет на долговечность системы в целом, если от нее вовремя не избавиться. В связи с этим в систему подготовки воздуха необходимо вводить осушитель. Способ осушки воздуха (рефрижераторная, адсорбционная или абсорбционная) выбирается с учетом, прежде всего, производительности компрессора и непрерыв-

ной длительности работы системы. Дополнительные затраты на установку осушителя воздуха относительно быстро окупаются снижением эксплуатационных расходов, сокращением времени простоя и повышением надежности пневмосистемы.

Не стоит также забывать и тщательно контролировать необходимость в фильтрах, поскольку каждая ступень фильтрации снижает расход и увеличивает падение давления. Своевременная замена фильтрующих элементов в блоках подготовки воздуха предотвращает нежелательное сопротивление потоку. В результате всех этих мероприятий экономия может составить около 20 %.

Помимо системы подготовки сжатого воздуха резервы экономии предлагается учитывать и на всех последующих этапах проектирования системы, при распределении и потреблении сжатого воздуха. Для того чтобы гарантировать надежную и безаварийную работу системы распределения воздуха необходимо выполнить ряд требований:

- предлагается вместо распределителей применять в системах пневмоострова, что сэкономит время и силы при подключении и очень важно для защиты от утечек в пневмосхемах. Проверенные на герметичность системы пневмоостровов, электромагнитные катушки с электронным устройством снижения тока удержания, создания зон давления и встроенные регуляторы давления, в целом позволяют снизить затраты на энергопотребление приблизительно на 22 %;

- рациональный выбор пневмодвигателей, в частности, пневмоцилиндров, с круглым штоком, т.к. овальные и прямоугольные штоки всегда имеют сравнительно более высокие показатели утечек;

- правильно рассчитывать параметры пневмоцилиндров для конкретного случая применения. Использование в системах цилиндров только на один типоразмер меньше сокращает энергопотребление примерно на 35 %.

Промышленная пневматика таит в себе неиспользованные резервы энергосбережения. Выше рассмотрена только часть из них.

Подводя итог сказанному, можно сформулировать меры, направленные на существенное сокращение энергозатрат в пневмосистемах:

- качественная подготовка сжатого воздуха и поддержание его на должном уровне весь срок службы системы;

- рациональный подбор аппаратуры в соответствии с конкретными условиями функционирования;

- снижение утечек и контроль за герметичностью.

Предложенные выше способы энергоэффективности пневматического

оборудования FESTO внедряет в учебных стендах и образовательных программах.

Литература

1. Пашков Е.В. Электропневмоавтоматика в производственных процессах: учеб. пособие/ Е.В.Пашков, Ю.А.Осинский,
2. А.А.Четверкин; под общ. ред. Е.В.Пашков.-2-е изд. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2003. – 496 с.
3. Преде Г. Электропневматика. Основной курс. TP 201 Festo Didactic: 2004, - 292 с.

УДК 629

О современных тенденциях развития мехатроники при проектировании гидроприводов

Л.Г. Филипова, старший преподаватель кафедры
«Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь

Большое число современных машин работают в условиях высоких нагрузок. Применение гидравлики в этих условиях до сих пор остается наилучшим, а порой и единственным техническим решением задачи проектирования исполнительного механизма. Основным преимуществом является эффективное соотношение развиваемых усилий к габаритам и весу. Развитие электроники позволило гидравлическому приводу иметь помимо высокой удельной мощности достаточно высокую точность управления и обеспечило тем самым дальнейшую перспективу применения гидравлики в самых различных областях машиностроения. Новое качество электронных систем управления, полученное за счет применения цифровых технологий обработки сигналов, привело к возникновению с одной стороны совершенно новых потребностей рынка гидравлических систем. С другой стороны новые приложения выдвинули и новые технические требования к самим гидравлическим механизмам и к их системам управления. Если раньше гидропривод традиционно применялся в авиационной транспортной индустрии, то сегодня наблюдается почти революционный перенос технологий электрогидравлического привода в индустриальный сектор и

наземный транспорт. Вибростенды и вибрационные установки в геолого-разведке, управление газовыми турбинами, автоклавы высокого давления в линиях изготовления композитных материалов, приводы тормоза в системах стабилизации курсовой устойчивости автомобилей - вот неполный перечень сегментов рынка машиностроения, где применяется гидравлическое оборудование. Данное оборудование требует дистанционного, распределенного управления электрогидравлическим приводом с высокими динамическими характеристиками, с возможностью удаленного контроля, мониторинга и диагностики исполнительных механизмов. Такое бурное развитие выдвинуло ряд новых требований к технологии производства, особенно в секторе испытательного оборудования.

Системы управления электрогидравлическими приводами всегда считались «методически» или «алгоритмически» зависимыми от конечного объекта управления, в который входит гидропривод как узел и имеет для данного приложения конкретный алгоритм управления. Необходимость снизить издержки «специализации» заставляет сегодня пересматривать концепцию такого подхода в производстве и переходить к выпуску так называемых мехатронных гидравлических модулей или компонент.

Мехатронный гидравлический модуль в классическом определении [1-3] это сплав механики, электроники и программных средств обработки информации, объединенный требованиями технологичности и экономичности производства, который делает гидравлический механизм максимально унифицированным, позволяет менять его параметры и перестраивать режимы его работы на информационном уровне. Ключевые позиции в этом направлении занимают электрогидравлические усилители, насосы переменной производительности и автономные гидростатические приводы, оснащенные электромеханическими преобразователями сигналов и электронными средствами обработки этих сигналов.

При разработке мехатронных модулей необходимо, таким образом, решать задачи из области механики, гидравлики, электроники, программирования, передачи и обработки информации. Несомненно, что ведущую роль в концепции мехатронного подхода к проектированию электрогидравлических приводных систем играет стандартизация, но даже при строгом соблюдении норм возникает целый ряд проблем, которые обусловлены технологией производства гидравлических распределителей, насосов, гидроцилиндров и т.д., а также условиями их эксплуатации. Во-первых, существует технологический разброс параметров. Во-вторых, имеется эксплуатационный уход параметров. В-третьих, как мы уже отметили, ста-

тические и динамические характеристики модулей должны иметь возможность настройки в зависимости от конкретного технического приложения.

Один из способов решить перечисленные проблемы и упростить интеграцию гидравлических модулей в конечное изделие является создание встроенных систем управления, когда, например, гидравлический усилитель выпускается производителем со встроенным контроллером с предоставлением интерфейса дистанционного управления, систем контроля, мониторинга, настройки динамических и статических параметров.

Другой важный аспект проблемы, это создание многоканальных комплексов управления, которые обеспечивают согласование работы мехатронных модулей в децентрализованной среде гидравлических компонентов со встроенной электроникой. Архитектура таких комплексов может быть самой различной, от полностью централизованной до независимой по каждой степени свободы (рис.1).

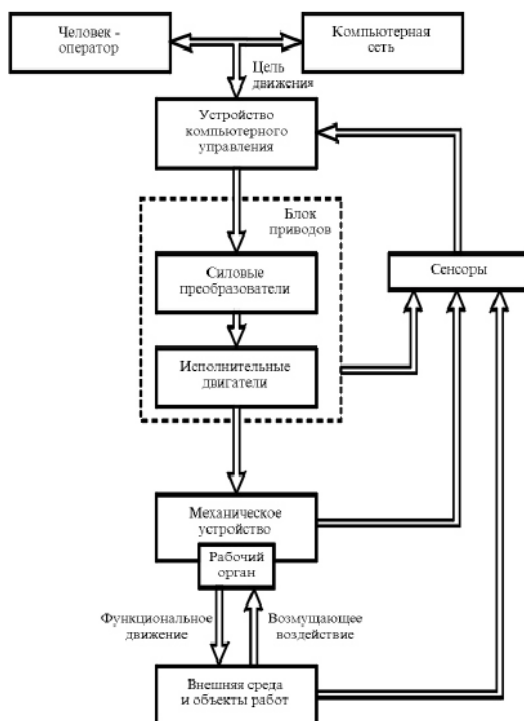


Рис. 1. Обобщенная схема машины с компьютерным управлением движения

При создании электрогидравлических приводных систем возникает необходимость проведения исследований в смежных областях науки и техники: от изучения термодинамических процессов изменения состояния рабочей среды в плунжерных парах и динамики нестационарных уравнений, описывающих работу цилиндрических групп, до разработки алгоритмов управления электродвигателями и методов синхронного управления многоканальными приводами. В условиях многоканального управления методы адаптивного управления, методы идентификации динамического состояния и синтеза наблюдателей, методы настраиваемых моделей приобретают новое качество, которое и определяет концепцию мехатронного подхода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Подураев Е.В., Кулешов В.С. Принципы построения и современные тенденции развития мехатронных систем. Мехатроника № 1, 2000.
2. Редько П.Г. Повышение безотказности и улучшение характеристик электрогидравлических следящих приводов. М., Издательский центр МГТУ «Станкин», «Янус-К», 2002 г.
3. Оксфордская иллюстрированная энциклопедия в 9-ти т.т. Изобретения и технология. М.: Изд. Дом «Инфра-М», 2000. Т.6. С. 185.

УДК 62-85

Уменьшение времени срабатывания пневматических приводов путем усовершенствования их следящих аппаратов

П.Р. Бартош, П.Н. Кишкевич, М.И. Жилевич
Белорусский национальный технический университет
г. Минск

На практике применяется ряд пневматических приводов, которые оснащены длинными магистралями управления и исполнительными устройствами с большими рабочими полостями. Эти исполнительные устройства (пневмоцилиндры, пневмодвигатели и т. д.) значительно удалены от объекта управления. Например, пневматические тормозные системы с длинными базами автопоездов. Очень часто такие приводы должны обеспечивать малое время срабатывания и при необходимости обеспечивать прямо пропорциональную зависимость изменения выходного сигнала от величины

входного. Это относится практически ко всем следящим пневматическим приводам. Малое время срабатывания и большая синхронность работы узлов привода часто вступают в противоречия при его эксплуатации. Такие параметры привода обязательно анализируются при проектировании пневматических следящих приводов.

Современная теория автоматического регулирования располагает весьма эффективными методами анализа и синтеза различных устройств следящих систем. Однако большинство этих методов не стало достоянием инженерных кругов и еще слабо внедряется в практику проектирования. Известные методики в основном построены на структурном синтезе системы, при котором желательно иметь возможность получения искомых связей динамической системы. Однако для сложных по структуре и описанию систем при наличии многочисленных ограничений по их качеству, по показателям переходных процессов и изменениям входных величин в аппаратах регулирования, решение таких задач затруднительно. На эти ограничения дополнительно накладываются требования наибольшей простоты искомых связей и другие требования. Поэтому часто такие задачи пытаются решить путем постепенного усложнения структуры связей динамической системы. Для решения этих задач требуется относительно большое время.

В пневматических системах часто сложно изменять их характеристики. Кроме этого методы структурного анализа разработаны в автоматике в основном для направленных звеньев, а пневматические звенья не являются такими и результирующие передаточные функции их другие.

Ниже будут показаны некоторые методы совершенствования аппаратов пневматических следящих приводов, методы их динамического расчета и результаты проведенного аналитического исследования.

Следует отметить, что вопросы динамики являются общим направлением теории пневматических систем. Эта теория расположена на стыке различных отраслей науки: теории механизмов с твердыми звеньями (поршень, мембрана и т. д.), термо- и газодинамики, теории релейных систем, математической логики и так далее.

Необходимо отметить, что вопросы изучения переходных процессов пневматических приводов в авиации, общем машиностроении, металлургии, автотракторостроении во многом одинаковы. Поэтому нередко специалисты различных отраслей заимствуют методы расчета друг у друга.

Пневматический привод, включающий в себя различные исполнительные, управляющие и распределительные устройства, представляет собой

сложную динамическую систему, которую условно предлагается разбивать на отдельные пневматические звенья, переходные процессы в которых описываются с помощью газодинамических функций расхода воздуха.

В большинстве случаев полученные дифференциальные уравнения не имеют аналитического решения, графические и численные методы интегрирования часто оказываются громоздкими и чрезмерно трудоемкими, поэтому для проведения расчетов и аналитического исследования применяются ЭВМ.

В настоящее время получен ряд различных газодинамических функций расхода воздуха для исследования переходных процессов в сложных и многоконтурных пневматических приводах, применение которых обосновывается решаемыми задачами.

На рис. 1 показана принципиальная схема контура пневматического следящего привода.

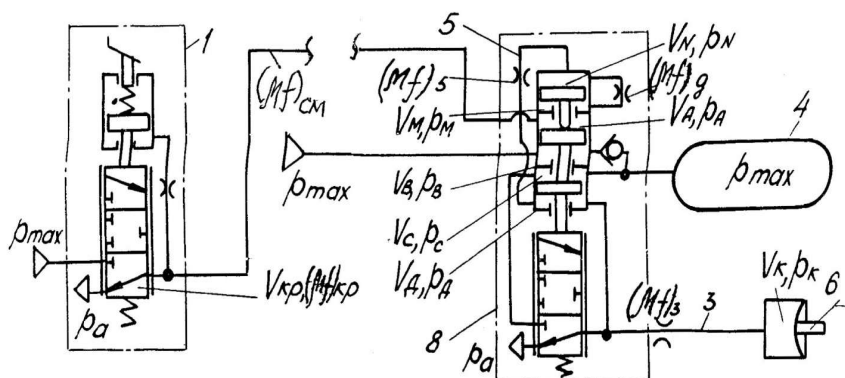


Рис. 1. Принципиальная схема контура пневматического следящего привода:

- 1 – управляющий аппарат (например, тормозной кран); 2 – соединительная (управляющая) магистраль; 3 – трубопровод, 4 – ресивер; 5 – воздушораспределительный клапан; 6 – исполнительное устройство (например, тормозная камера); 7 – питающая магистраль

На рис. 1 приняты обозначения: V – объемы камер (полостей) А, В и т.д.; δ – давления в этих полостях (узлах); (μA) – эффективные площади.

При поступлении сжатого воздуха из управляющего аппарата 1 через магистраль 2 в полость V_A , давление δ_A увеличивается, клапан 5 сраба-

тывает и сжатый воздух из ресивера 4 через этот клапан, трубопровод 3 поступает в исполнительное устройство 6.

В ряде случаев объем устройства 6 большой, и магистраль 2 длинная, поэтому срабатывание привода будет медленное, так как с увеличением давления в трубопроводе 3 одновременно растет давление в полости V_E (случай, когда трубопровод 3 напрямую соединен с полостью V_E без дросселя), что замедляет срабатывание клапана 5 и наполнение рабочей полости устройства 6. Магистраль 7 предназначена для заполнения сжатым воздухом ресивера 4.

Чтобы уменьшилось время срабатывания привода трубопровод 3 соединяется с полостью V_E через дроссель с эффективной площадью $(\mu\dot{A})_{\dot{A}}$. С помощью проходного сечения этого дросселя можно регулировать величину $\dot{\delta}_{\dot{A}}$, а также ускорить срабатывание клапана 5 и привода в целом.

Для определения переходных характеристик привода и времени срабатывания исполнительного устройства 6 при экстренном (аварийном) и следящем режимах составлена математическая модель контура пневматического тормозного привода на основании закона узлов (по аналогии с законом Кирхгофа) и с использованием линеаризованной газодинамической функции расхода. В данном случае такой подход достаточен для оценки времени срабатывания усовершенствованного привода.

Математическая модель пневматического привода, приведенного на рис.1:

$$dp_A / dt = (\mu\dot{A})_{\dot{r}\delta} v_{\dot{e}\delta} (\alpha_{\dot{r}\delta} \dot{\delta}_{\dot{a}\delta} - \dot{\delta}_{\dot{A}}) / V_{\dot{A}},$$

где $\dot{\delta}_{\dot{a}} \leq p_{\dot{a}\delta} \leq \dot{\delta}_{\max}$;

$v_{\dot{e}\delta}$ – критическая скорость течения воздуха;

α – коэффициент аппроксимации;

$$\begin{aligned} (\mu\dot{A})_{\dot{r}\delta} &= (\mu\dot{A})_{\dot{e}\delta} (\mu\dot{A})_{\dot{m}} / \left[(\mu\dot{A})_{\dot{e}\delta}^2 + (\mu\dot{A})_{\dot{m}}^2 \right]^{0,5}; \\ \dot{D}_{\dot{A}} &= (\dot{\delta}_{\dot{A}} \dot{A}_{\dot{A}} + \dot{\delta}_{\dot{N}} \dot{A}_{\dot{N}} - \dot{\delta}_{\dot{A}} \dot{A}_{\dot{A}} - \dot{\delta}_{\dot{A}} \dot{A}_{\dot{A}} - F_{\dot{m}\dot{r}\delta}) / \dot{A}_{\dot{A}}, \end{aligned}$$

где $(\dot{A}_{\dot{A}}, \dot{A}_{\dot{B}}, \dot{A}_{\dot{C}} \dots \dot{A}_{\dot{I}})$ – площади поршней в i – ой полости;

$F_{\dot{m}\dot{r}\delta}$ – сила сопротивления передвижению поршней клапана 5.

Если $\dot{\delta}_{\dot{A}} < \dot{\delta}_{\dot{a}}$, то $\dot{\delta}_{\dot{E}} = \dot{\delta}_{\dot{A}} = \dot{\delta}_{\dot{a}}$;

Если $\dot{\delta}_{\dot{A}} \geq \dot{\delta}_{\dot{a}}$, то $dp_{\dot{A}} / dt = (\mu\dot{A})_{\dot{a}\delta} v_{\dot{e}\delta} (\alpha_{\dot{a}} \dot{\delta}_{\dot{A}} - \dot{\delta}_{\dot{A}}) / V_{\dot{E}}$;

$$dp_{\dot{E}} / dt = (\mu\dot{A})_3 \alpha_3 v_{\dot{e}\delta} (\dot{\delta}_{\dot{A}} - \dot{\delta}_{\dot{E}} / \alpha_3) / V_{\dot{E}},$$

где $\delta_A = \delta_N = \delta_{max}$; $\delta_a \leq \delta_A \leq \delta_{max}$.

При составлении математической модели приняты следующие допущения:

- давление в ресивере и полости С клапана не изменяется и равно δ_{max} ;
- отсутствуют утечки в системе;
- температура воздуха в полостях аппаратов и объемы их не изменяются.

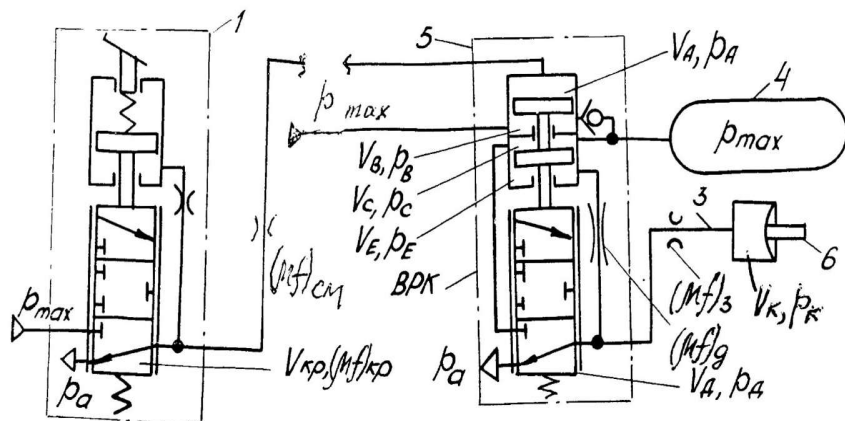


Рис.2. Контур усовершенствованного привода

Исходный контур пневматического привода был таким же, как и описанный выше до усовершенствования, то есть клапан не содержал верхний поршень с толкателем, а также отсутствовали полости V_N и V_i и соединительные линии с эффективными площадями $(\mu A)_A$ и $(\mu A)_5$. Такой привод имел большое время срабатывания, что было описано выше.

Если же добавить в клапане указанный поршень с толкателем. Установить его в корпусе и соединить его полости, как показан на рис. 2, то привод будет иметь хорошее следящее действие при медленном изменении давления на входе привода и быстро срабатывать при аварийных случаях, когда резко увеличивается давление на входе, что очень часто необходимо для ряда пневматических приводов, например, для привода тормозов.

Это происходит из-за того, что при резком нарастании давления на входе привода в магистрали 2 и в полости V_E в полости V_N также резко

растет давление $\delta_{\dot{A}}$, так как воздух не успевает перетекать из полости N в полость M . Клапан 8 и привод в целом быстро срабатывают.

Если же полость $V_{\dot{A}}$ заполняется медленно, то полости $V_{\dot{A}}$ и V_N также наполняются воздухом медленно. Давления δ_N и δ_i быстро выравниваются. Клапан 8 срабатывает синхронно с увеличением давления в магистрали 2, то есть будет осуществляться следящее срабатывание привода.

Аналогично полученной выше математической модели разработана модель для привода, приведенного на рис 2.

$$dp_A / dt = (\mu \dot{A})_{i\delta} v_{\dot{e}\delta} (\alpha_{i\delta} \delta_{\dot{a}\delta} - \delta_{\dot{A}}) / V_{\dot{A}},$$

где $\delta_{\dot{A}} \leq \delta_{\dot{a}\delta} \leq \delta_{\max}$;

$$\delta_{\dot{A}} = (\delta_N \dot{A}_N + \delta_{\dot{N}} \dot{A}_{\dot{N}} + \delta_{\dot{A}} \dot{A}_{\dot{A}} - \delta_i \dot{A}_i - \delta_{\dot{A}} \dot{A}_{\dot{A}} - F_{\dot{m}i\delta}) / \dot{A}_{\dot{A}},$$

при $\delta_N > (\dot{A}_i \delta_i + F_{i\delta}) / \dot{A}_N$;

$$\delta_{\dot{A}} = (\delta_{\dot{A}} \dot{A}_{\dot{A}} + \delta_{\dot{N}} \dot{A}_{\dot{N}} - \delta_{\dot{A}} \dot{A}_{\dot{A}} - F_{\dot{m}i\delta}),$$

при $\delta_N \leq (\dot{A}_i \delta_i + F_{i\delta}) / \dot{A}_N$,

где $F_{i\delta}$ – усилие пружины.

Если $\delta_{\dot{A}} < \delta_{\dot{a}}$, то $\delta_{\dot{E}} = \delta_i = \delta_N = \delta_{\dot{A}}$;

если $\delta_{\dot{A}} \geq \delta_{\dot{a}}$, то $dp_k / dt = (\mu \dot{A})_3 v_{kp} (\alpha_3 \delta_{\dot{A}} - \delta_{\dot{E}}) / V_{\dot{E}}$;

$$dp_N / dt = \left\{ [(\mu \dot{A})_5 \alpha_5 \delta_{\dot{A}}] / V_N + (\mu \dot{A})_{\dot{A}} \delta_i / V_N - [(\mu \dot{A})_5 + (\mu \dot{A})_{\dot{A}} \alpha_{\dot{A}}] \delta_N \right\} / v_{\dot{e}\delta};$$

$$dp_M / dt = (\mu \dot{A})_{\dot{A}} v_{\dot{e}\delta} (\alpha_{\dot{A}} \delta_N - \delta_i) / V_i,$$

где $\delta_{\dot{A}} = \delta_{\dot{N}} = \delta_{\max}$.

Проведенные расчеты на ЭВМ с различными параметрами исполнительных устройств, соединительных (управляющих) магистралей, используемых дросселей в пневматических клапанах, показали, что с помощью усовершенствования клапанов можно получать как быстрое срабатывание привода, так и хорошее следящее действие его.

В частности, при объеме камеры исполнительного устройства $V_{\dot{E}} = 2,05 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ и длинах соединительной (управляющей) магистрали (9...20 м) такие усовершенствования воздухораспределительного клапана (привода) позволили снизить время срабатывания привода на 30...60 %.

Повышение быстродействия привода с сохранением его синхронной (следящей) работы очень важно, например, для пневматической тормозной системы транспортного средства.

Обобщенная модель пневматического тормозного устройства, учитывающая изменения температуры воздуха

М.И. Жилевич М.И., П.Н. Кишкевич П.Н., П.Р. Бартош

Белорусский национальный технический университет

г. Минск

Для определения динамической характеристики $D_0 = (\delta, \delta')$, то есть зависимости силы торможения от перемещения и ускорения поршня, а также энергоемкости тормозного устройства, конструктивных, настраиваемых и регулируемых параметров, обеспечивающих заданный или близкий к нему закон изменения силы торможения, необходимо выразить давление δ в рабочей полости пневматического цилиндра через указанные параметры.

С этой целью рассматривается обобщенная модель пневматического тормозного устройства, полость которого имеет переменный объем, сообщающийся через канал или дроссель со средой истечения воздуха (атмосферой).

На основе этой модели предполагается получить при различных условиях сжатия и истечения воздуха ряд режимов, характерных для пневматических устройств.

Расчетная схема пневматического тормозного устройства показана на рис. 1.

При перемещении поршня вдоль оси x происходит изменение объема V воздуха (сжатие), которое сопровождается изменением его давления δ , температуры θ и массы m_a . Для определения взаимосвязи этих величин, а также зависимости давления от осевого смещения и скорости поршня необходимо рассмотреть совокупность аэродинамических соотношений, характеризующих процесс функционирования тормозного устройств.

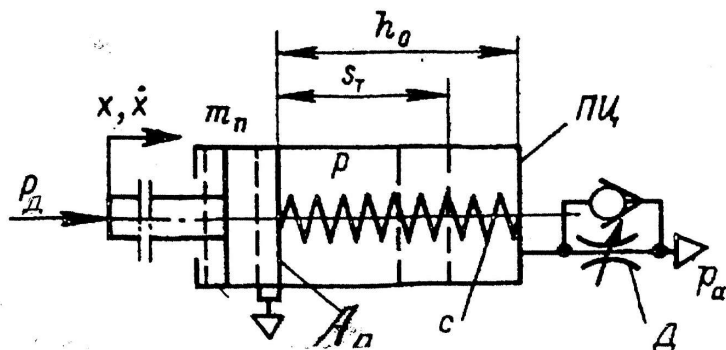


Рис. 1. Расчетная схема пневматического тормозного устройства

Известно, что термодинамическое состояние газа в полости ограниченного объема определяется тремя величинами: абсолютным давлением δ , плотностью ρ и абсолютной температурой $\dot{O}$, которые однозначно связаны между собой уравнением Клапейрона:

$$p / \rho = RT, \quad (1)$$

где R – газовая постоянная.

Масса m_a газа в объеме V : $m_a = V \rho$,

тогда плотность газа $\rho = m_a / V$.

Уравнение (1) примет вид

$$\rho V = m_a RT \quad (2)$$

Считаем, что процессы, протекающие в полости, квазистационарные, то есть переменные во времени параметры газа изменяются одновременно по всему объему. Такое допущение возможно, так как возмущения в воздушной среде распространяются со скоростью звука, намного превосходящей скорость деформации объема. Воздух в полости пневматического цилиндра рассматривается как идеальный газ, в котором силы внутреннего трения равны нулю. Допускаем, что теплообмен с окружающей средой отсутствует, т. е. считается, что имеет место адиабатическое сжатие воздуха. Тогда давление и плотность газа постоянной массы связаны соотношением

$$\delta / \rho^{\dot{e}} = c \dot{i} n s t \quad (3)$$

где κ – показатель адиабаты.

Из уравнения (1) $\rho = p / RT$

Подставляем его в уравнение (3), получаем

$$\delta (RT)^{\dot{e}} / p^{\dot{e}} = c \dot{i} n s t$$

$$\text{или} \quad \delta (RT)^{\dot{e}} / p^{\dot{e}} = \delta_0 T_0^{\dot{e}} / p_0^{\dot{e}}$$

$$\text{Откуда} \quad T^{\dot{e}} = p^{\dot{e}} \delta_0 T_0^{\dot{e}} / p p_0^{\dot{e}} = (p^{\dot{e}-1} / p_0^{\dot{e}-1}) T_0^{\dot{e}} \quad (4)$$

$$\text{или} \quad (T / T_0)^{\dot{e}} = (p / \delta_0)^{\dot{e}-1}.$$

Следовательно $T_1 / T_0 = (p / \delta_0)^{(\hat{e}-1)/\hat{e}}$

С другой стороны, из уравнения (2) $p = m_a RT / V$.

Подставляя это выражение и $\rho = m_a / V$, получим

$$m_a RT V^{\hat{e}} / V m_a^{\hat{e}} = const.$$

$$\text{или } m_a V^{\hat{e}} RT / V m_a^{\hat{e}} = m_a V_0^{\hat{e}} RT_0 / V_0 m_a^{\hat{e}}.$$

$$\text{Получим } V^{\hat{e}} T / V = V_0^{\hat{e}} T_0 / V_0,$$

$$\text{Или } V^{\hat{e}-1} T / V = V_0^{\hat{e}-1} T_0 / V_0.$$

$$\text{Откуда } T / T_0 = (V_0 / V)^{\hat{e}-1}.$$

Таким образом

$$T / \dot{O}_0 = (\delta / \delta_0)^{(\hat{e}-1)/\hat{e}} = (V_0 / V)^{\hat{e}-1} \quad (5)$$

где δ_0 , $\dot{O}_0$, V_0 – соответственно начальные давление, температура и объем газа.

При постоянной массе с адиабатическим сжатием газа уравнение (5) имеет вид

$$\delta / \delta_0 = (V_0 / V)^{\hat{e}} \quad (6)$$

Воспользуемся законом сохранения массы

$$-dm_a = q_{\dot{a}\dot{u}\delta} dt, \quad (7)$$

где m_a – масса воздуха, находящегося в данный момент времени в полости, кг;

$q_{\dot{a}\dot{u}\delta}$ – массовый расход воздуха на выходе из полости, кг/с.

Так как $m_a = \rho V$, то используя уравнение адиабаты $\delta / \rho^{\hat{e}} = const$ и дифференцируя его, получим $d\delta \rho^{\hat{e}} - \delta \hat{e} \rho^{\hat{e}-1} d\rho = 0$. Тогда

$$d\rho = (\rho^{\hat{e}} d\delta) / (\hat{e} \delta \rho^{\hat{e}-1}) = (\rho d\delta) / (\delta \hat{e}) \quad (8)$$

Так как $\rho = \delta / \hat{e} RT$, то подставив его в уравнение (8), получим

$$d\rho = d\delta / \hat{e} RT.$$

Продифференцируем $m_a = \rho V$, получим $dm_a = d\rho V + \rho dV$.

Подставим в данное уравнение приведенные выше ρ и $d\rho$ и преобразовав его, получим

$$dm_a = (\delta dV + Vd\delta / \hat{e}) / RT . \quad (9)$$

Из уравнений (7) и (9) получаем $\hat{e}\delta dV + Vd\delta = \hat{e}q_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}RTdt$.

Так как $V = A_i(h_0 - x)$, то $dV = -A_i d\delta$.

Тогда можно записать

$$- \hat{e}\delta \dot{A}_i d\delta + \dot{A}_i(h_0 - x)dp = -\hat{e}RTq_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}dt. \quad (10)$$

Это уравнение позволяет определить давление p , если известны законы изменения переменных $x(t)$, $q(t)$, $T(t)$.

Температура воздуха при его адиабатическом сжатии может быть определена для объемов при крайних положениях поршня по уравнению (5). Закон изменения температуры во времени при сжатии воздуха определяется из выражения (4).

Можно записать $\delta V = q_{\hat{a}}RT$.

Тогда $\delta dV + Vdp = dm_a RT + m_a RdT$.

Так как $-dm_a = q_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}dt$ и $m_a = \rho V = \rho(h_0 - x) A_i$;

$V = \dot{A}_i(h_0 - \delta)$; $dV = -\dot{A}_i dx$,

То можно записать

$$- \delta \dot{A}_i dx + \dot{A}_i(h_0 - x)dp = -q_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}RTdt + \rho A_i(h_0 - x)RdT.$$

Преобразовав, получим

$$dT + p dx / (\rho R(h_0 - x) - q_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}\dot{O}dt / \rho \dot{A}_i(h_0 - x) - dp / \rho R = 0.$$

Умножаем и делим второе и четвертое слагаемое на T , а третье на RT , получим

$$dT + \left[dx / (h_0 - \delta) - dp / \delta \right] \dot{O} - RT^2 q_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}} \dot{o} dt / \left[\rho \dot{A}_i(h_0 - x) \right] = 0 \quad (11)$$

Сила торможения

$$D_o = m_i d^2 x / dt^2 + \tilde{n}(x_i + x) + D_{o\delta} + D_f = D_{\hat{A}} \quad (12)$$

где m_i – масса, присоединенная к поршню;

$D_{o\delta}$ – сила трения между трущимися частями;

$\tilde{n}$ – жесткость пружины;

$\tilde{\delta}_i$ – начальное сжатие пружины;

$d^2\tilde{\delta}/dt^2$ – замедление при торможении;

$\tilde{D}_i$ – сила, определяемая действием давления в полости цилиндра

$\tilde{D}_i = (\tilde{\delta} - \tilde{\delta}_a)\hat{A}_i$; $\tilde{D}_A$ – внешняя движущая сила.

Силу трения при уплотнении манжетами можно определить по зависимости $\tilde{D}_{\delta\delta} = \tilde{D}_A \hat{e}_{\delta\delta}$.

Для этого можно использовать таблицу:

$\tilde{D}_A$, кН	до 0,60	0,60...6,0	6,0...25	25...60
$\hat{e}_{\delta\delta}$	0,5...0,2	0,2... 0,12	0,12...0,08	0,08...0,05

Большие значения $\hat{e}_{\delta\delta}$ принимаются для меньших величин полезной нагрузки.

Массовый расход воздуха $m_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}$ находится по зависимости

$$-m'_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}} = \left[\mu \hat{A}_{\hat{a}\hat{o}} v_{\hat{e}\hat{o}} \tilde{\delta} \hat{A}_0 (\tilde{\delta} - \tilde{\delta}_a) \right] / \left[(\hat{A}\tilde{\delta} - \tilde{\delta}_a) RT \right]. \quad (13)$$

Таким образом, система уравнений (10), (11), (12) и (13) является обобщенной моделью пневматического тормозного устройства, учитывающего изменение температуры воздуха, с помощью которой можно рассчитывать его параметры и характеристики.

УДК 629

Гидравлический стенд «FESTO» для проведения лабораторных работ по мобильной гидравлике

Я.С. Калинка, С.В. Джежора, С.А. Джежора
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь

Гидравлический стенд фирмы «FESTO» предназначен для практического изучения элементной базы и основных систем управления производственными процессами с помощью гидравлических средств автоматики. Его главной особенностью является предоставленная для студентов возможность самим собирать различные схемы для изучения характеристик

основных гидравлических устройств и приводов в целом, проверять работоспособность разрабатываемых гидравлических систем, приобретать навыки монтажа, наладки и технической эксплуатации гидроприводов.

Стенд состоит из стола, одной или двух вертикальных плит для монтажа гидравлических устройств, панели для установки электрических блоков питания и управления, насосной установки и расходомера (рис. 1).



Рис. 1. Внешний вид стенда для проведения работ по гидравлике

В ящиках стола размещены комплектующие гидравлические устройства. В их число входят практически все виды используемой в приводах гидравлической аппаратуры, предназначенной для управления давлением, расходом или направлением потока рабочей жидкости, а также два типа гидродвигателей - гидроцилиндр с односторонним штоком и гидромотор. Соединение гидравлических устройств обеспечивается с помощью гибких рукавов высокого давления (шлангов) с быстродействующими разъемами и тройников. Наличие обратных клапанов на штуцерах гидравлических устройств и шлангов позволяет исключить вытекание из них рабочей жидкости в отсоединенном положении.

Насосная установка является источником подачи рабочей жидкости и выполнена в виде отдельного блока (рис. 2).

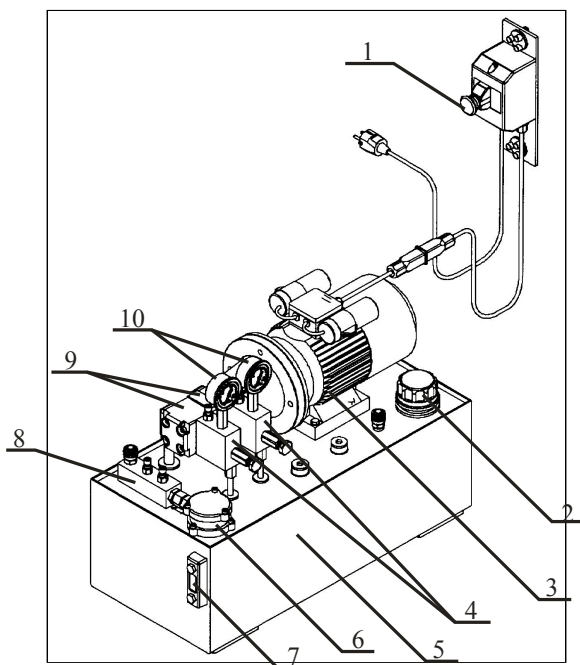


Рис. 2. Насосная установка:

1 – пульт управления; 2 – заливная горловина с пробкой; 3 – электродвигатель; 4 – предохранительные клапаны; 5 – гидробак; 6 – фильтр; 7 – маслоуказатель; 8 – соединительный фланец; 9 – шестеренные насосы с внешним зацеплением; 10 – манометры

Максимальное давление рабочей жидкости на выходе из насосной установки ограничено упором регулировочного винта и не может превышать 6 МПа. Для измерения расхода рабочей жидкости на стенде установлен расходомер, представляющий собой мерный бак с выпускным ventилем, установленным в сливной гидролинии. Расход измеряется по времени заполнения заданного объема жидкости. Слив жидкости из мерного бака осуществляется непосредственно в гидробак насосной установки. Измерение давлений рабочей жидкости производится манометрами, шкалы которых проградуированы в мегапаскалях или барах (10 бар = 1 МПа).

Все комплектующие гидравлические устройства рассчитаны на максимальное давление 10 МПа.

Для подвода рабочей жидкости (масла) под давлением к гидроэлементам лабораторной установки используются гибкие многослойные трубопроводы (шланги), которые в отличие от жестких трубопроводов (труб), способствуют уменьшению шума и демпфирования колебаний.

Учебные пакеты по курсу гидравлики включают:

- базовое обучение в области гидравлики (комплект элементов ТР 501);

- гидравлика для углубленного изучения (комплект элементов ТР 502).

Учебный пакет ТР 502 опирается непосредственно на тематику курса ТР 501. Предлагается углубленное изучение физических основ гидравлики, а также функционирования и применения некоторых новых гидравлических компонентов. Рассматриваются усложненные гидравлические схемы.

Проведение лабораторных работ с использованием гидравлического стенда «FESTO» позволит расширить элементарную базу знаний в области изучения основ гидравлики, а в дальнейшем и углубленное ее изучение.

Литература

1. Меркле Д. Гидравлика, основной курс ТР 501: учеб. пособие. Том 1 / Д. Меркле, Б Шрадер, М. Томес. – Киев: Изд-во ДП «Фесто», 2002. – 202 с.
2. Автоматизация в промышленности: Практикум. В 4 ч. Ч.1. Пневмоавтоматика и гидроавтоматика / Е.В.Пашков, В.П. Поливцев, М.П. Карпов и др.; под ред. Е.В. Пашкова. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2010. – 156 с.

УДК 629

Использование универсального стенда «FESTO» для проведения работ по пневмо- и электропневмоавтоматике

Я.С. Калинка, С.В. Джежора, С.А. Джежора
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь

При подготовке высококвалифицированных специалистов по специальности «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» в Белорусском национальном техническом университете заложена и успешно развивается научная и образовательная школа по теории и проектированию гидро и пневмосистем, средств гидропневмоавтоматики мобильных машин и промышленного оборудования.

Современные технологии обучения студентов подразумевают использование в учебном процессе не только традиционных средств и технологий: лекций, семинаров, лабораторных работ, но и новых технологичных программно-аппаратных комплексов. Для этого используется стенд «FESTO» с набором учебных пакетов по курсу пневмо- и электропневмоавтоматики, который позволит улучшить качество подготовки специалистов в области теории и проектирования пневмосистем.

Его главной особенностью является предоставленная для студентов возможность самим собирать различные схемы для изучения характеристик основных пневматических устройств в целом, проверять работоспособность разрабатываемых пневматических систем, приобретать навыки монтажа, наладки и технической эксплуатации пневмоприводов.

Общий вид лабораторного стенда для проведения работ по пневмо- и электропневмоавтоматике представлен на рис. 1, включает в себя стол 1 с выдвижными контейнерами 9 с пневмоэлементами, находящимися в индивидуальных ложементах (ячейках) с соответствующими условными обозначениями (мнемоническими схемами пневмоэлементов) (в).



Рис. 1. Общий вид стенда для проведения работ по пневмо- и электропневмоавтоматике

На горизонтальной столешнице стола закреплены профильные алюминиевые стойки 3 с держателями пневмошлангов и электрических проводов 6. Стойки связаны между собой поперечными профильными трассерами 4, предназначенными для установки электрических (электронных) компо-

нентов 5 и пневмоэлементов, а также для закрепления наклонной универсальной доски 7 для монтажа исследуемых лабораторных установок.

Эргономически расположенная универсальная доска представляет собой профильную плиту из анодированного алюминия. Реальные стандартные пневмоэлементы, снабженные специальными держателями с фиксаторами, быстро, безопасно и надежно крепятся в пазах плиты. Шаг пазов – 50 мм. Максимальные габариты – 1100x700, минимальные – 350x250 мм.

На универсальных досках стационарно укреплены блоки подготовки воздуха 2 с запорным вентилям системы питания и распределительный (раздаточный) коллектор 8.

В составе стенда используются пневмоцилиндры одностороннего и двустороннего действия с малыми объемами рабочих полостей, и, поскольку расход потребляемого воздуха небольшой, управляющие пневмораспределители могут иметь ручное управление от кнопок с пружинным возвратом. Блок подготовки воздуха (БПВ), запорный вентиль (В) системы питания сжатым воздухом и коллектор (К) установлены на лабораторном стенде постоянно.

На стенде FESTO применяется компактный компрессор для закрытых помещений, общий вид которого представлен на рис. 2.

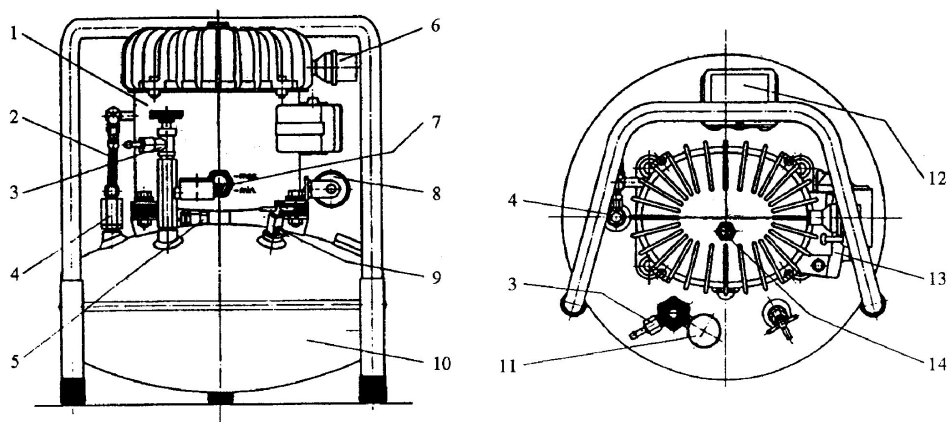


Рис. 2. Компактный компрессор:

- 1 – мотор-компрессор в защитном кожухе с ребрами охлаждения;
- 2 – гибкий соединительный шланг, 3 – кран выхода сжатого воздуха; 4 – обратный клапан; 5 – предохранительный клапан; 6 – воздушный фильтр;
- 7 – показатель уровня масла; 8 – пусковой конденсатор; 9 – кран сброса давления из ресивера; 10 – ресивер; 11 – манометр; 12 – датчик давления;
- 13 – коробка соединений; 14 – отверстие для заливки масла

Характеристики компрессора:

- давление - 0,8 МПа;
- производительность - 50 л/мин;
- объем ресивера - 24 л;
- напряжение питания 220 В;
- потребляемый ток – 2,65 А;
- вес – 30,5 кг;
- уровень шума - 45 дБ.

В основную комплектацию стенда входят пневмо- и электропневматические устройства. Названия устройств даны в соответствии с ГОСТ 2.780-96 «ЕСКД. Обозначения условные графические. Кондиционеры рабочей среды, емкости гидравлические и пневматические», ГОСТ 2.781-96 «ЕСКД. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные», ГОСТ 2.782-96 «ЕСКД. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические». Для идентификации пневмо- и электропневматических устройств имеются таблички с их условными графическими обозначениями.

Все комплектующие пневмо- и электропневматических устройств рассчитаны на максимальное давление 0,8 МПа.

Учебные пакеты по курсу пневматики включают:

обучение основам пневмоавтоматики (комплект элементов ТР 101); базовое обучение в области электропневмоавтоматики (комплект элементов ТР 201); изучение электропневмоавтоматики с повышенным уровнем сложности (комплект элементов ТР 202); измерение и регулирование в пневматике при помощи Fluid Lab®-P, версия 2 (комплект элементов ТР 210).

С комплектом элементов ТР 210 тематики обучения ТР 101 и ТР 201 дополняются темами измерения и регулирования в пневматике. Рассматриваются вопросы от простой регистрации параметров отдельных пневматических элементов и основ контроля состояния до систем автоматического регулирования с регуляторами дискретного (двухточечные регуляторы) и непрерывного (ПИД-регуляторы) действия. Обработка и визуализация сигналов ПК осуществляется программой Fluid Lab®-P. Аналоговые значения отображаются в виде графиков.

Каждая работа сопровождается инструкцией по выполнению, принципиальными схемами и схемами электрических подключений. При помощи этих материалов студенты поэтапно проводят интересные практические опыты. В заключение осуществляется обработка результатов измерения.

Проведение лабораторных работ с использованием оборудования «FESTO» позволит повысить эффективность обучения, расширить элементарную базу знаний в области пневмо- и электропневмоавтоматики.

Литература

1. Официальный сайт компании Festo Didactic. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.festo-didactic.com>.
2. Автоматизация в промышленности: Практикум. В 4 ч. Ч.1. Пневмоавтоматика и гидроавтоматика / Е.В.Пашков, В.П. Поливцев, М.П. Карпов и др.; под ред. Е.В. Пашкова. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2010. – 156 с.

УДК 621.82

Разработка пожарной машины на базе шасси МАЗ

А.И. Бобровник

Белорусский национальный технический университет
г. Минск

Пожары и чрезвычайные ситуации на промышленных предприятиях и на объектах энергетики, в сельском хозяйстве представляют особую опасность и могут вызвать масштабные последствия – загрязнение окружающей среды, остановку производства, выбросы отравляющих веществ, гибель людей и др. Не менее опасными являются лесные и торфяные пожары. Для тушения крупных пожаров появились пожарные насосные станции на базе автомобилей различных конструкций. Необходимо выполнять прокладку магистральных линий на большие расстояния и доставку к месту чрезвычайной ситуации значительного количества рукавов, подачи большого количества воды при помощи насоса высокой производительности из отдельных водных источников, обеспечивая водой лафетные стволы и автомобили, а также заполнение искусственных водоемов при подготовке к тушению пожаров и другие работы.

Выпускаемые в настоящее время насосно-рукавные автомобили обладают рядом существенных недостатков: требуют значительных затрат на эксплуатацию и ремонт, имеют большую собственную массу, применяют дорогостоящую насосную установку импортного производства, в них отсутствуют автоматические устройства сбора и укладки напорных рукавов.

ООО «ПОЖСНАБ» (г. Борисов) – один из крупнейших производителей и поставщиков спецтехники для МЧС Республики Беларусь, которым были разработаны и поставлены на производство ряд новых мобильных машин. Ими оптимизирована производительность насосной установки на базе отечественного автомобиля, составляющая для условий Республики Беларусь – 80-100 л/с. для питания водой 3-4 пожарных автомобилей на расстоянии до 1 км, прокладки рукавных линий при движении со скоростью до 40 км/ч. Современный автомобиль обеспечит своевременное прибытие боевого расчета в условиях труднопроходимой местности, доставки аварийно-спасательного, пожарно-технического оборудования, инструментов, техники, необходимой для установки связи.

Для этих целей ООО «ПОЖСНАБ» (г. Борисов) разрабатывает опытный образец и осваивает производство автомобиля насосно-рукавного на шасси автомобиля высокого технического уровня на базе шасси МАЗ 5316». Применение армейского внедорожного шасси с колесной формулой 4x4 с мощностью двигателя 330 л.с. с централизованной накачкой шин позволит эксплуатировать автомобиль насосно-рукавной в условиях бездорожья и преодолевать брод глубиной до 1,5 м при неблагоприятных погодных условиях, особенно в осенний период при понижении температуры. Будут меньшие весогабаритные характеристики в сравнении с пожарно-насосной станцией ПНС-133, созданной на базе МАЗ 6317. В предлагаемом проекте удельная мощность – 9,5 кВт/т, габаритные размеры: длина – 9 м, ширина – 2,5 м, высота – 3,9 м, имеется автономный генератор с напряжением 230-380 В, мощностью не менее 3 кВт, электрическая лебедка, установленная на переднем бампере с тяговым усилием не менее 5 т. Полная масса проектируемого автомобиля 17 150 кг, а лучшего отечественного аналога с колесной формулой 6x6 – 20000 кг, а у лучшего аналога Российской Федерации, созданного на базе Урал – 43206 с колесной формулой 4x4 масса – 13300 кг, который имеет меньший дорожный просвет – 280 мм и малую производительность пожарного насоса – 40 л/с с приводом от двигателя шасси, при отсутствии устройства для автоматического сматывания пожарных рукавов и стационарной осветительной мачты. Проектом предусмотрена доработка базового шасси 4x4, широко применяемого в Министерстве обороны.

Особое внимание следует обратить на возможную установку импортного пожарного насоса ESTEPIK-6000A высокой мощности, имеющего номинальную частоту вращения крыльчатки насоса 3700 мин⁻¹ при производительности 100 л/с и номинальном давлении 10 атм и необходимой

мощности для привода от двигателя 160-180 кВт, у которого корпус и крыльчатка изготовлены из коррозионно стойкой пушечной бронзы, а вал из нержавеющей стали – не требуют техобслуживания. Насос имеет повышающий редуктор, а направление вращения крыльчатки устанавливается по желанию заказчика. Насос способен пропускать камни и твердые частицы диаметром до 12 мм. Он имеет дополнительно вакуумный насос, пеносмеситель на 3 % и 6 %, манометр и вакуумметр. Применение насоса Johstadt ANP 800 (Германия) потребует значительных затрат на закупку комплектующих. Однако срок службы этих насосов значительно превышает срок службы шасси, их переставляют из старого шасси на новое.

При использовании в качестве источника энергии для привода пожарного насоса четырехтактного дизеля 2Д112Б или 2Д1Бс мощностью 220 кВт при частоте вращения 2100 м^{-1} на стационарном режиме, дизель кроме собственной системы охлаждения оборудован дополнительным теплообменником, включенным в пожарный насос, дополнительно охлаждающий воду системы охлаждения двигателя и масло в маслобаке.

Для обеспечения надежного пуска при низких температурах двигатель оборудуется специальным пусковым подогревателем, обеспечивающим разогрев воды в системе охлаждения и масло в маслобаке. Двигатель шасси эксплуатируется только в транспортных режимах и ненагруженном стационарном при ежедневном техническом обслуживании, а двигатель насоса только в стационарном режиме.

Применение автономной насосной установки на автомобиле позволит обладать такими преимуществами как лучшие технические характеристики: малый габарит, что позволит разместить в рукавном отсеке оптимальное количество усиленного, армированного стеклопластика, изотермических сэндвич-панелей и напорных рукавов при меньших габаритах и массе самого автомобиля, Применение комплектующих отечественного производства позволит снизить себестоимость изготовления насосной установки, освоить кузовную надстройку, увеличить число мест боевого расчета, скорость развертывания и свертывания пожарных рукавов, Будет использовано устройство «антизаиливания» всасывающей сетки благодаря применению сетки с поплавком.

В модели АНР 133-3400 на базе КамАЗ 43118 надстройка насосно-рукавного автомобиля представляет независимую конструкцию в виде фургона, разделенного на два отсека: насосного и рукавного. Изготовление фургона – надстройки из сэндвич-панелей с обшивкой пластиковыми панелями с гелкоутом, которые понижают теплопроводность пластика, не

вызывают коррозию, электробезопасен, обладает немагнитными свойствами.

Изготовитель пожарной машины на базе автомобиля – ООО «ПОЖСНАБ» (г. Борисов) имеет необходимые производственные участки, складские помещения, а производственные площади оснащены современным оборудованием. Предприятие реализует концепцию использования новейших современных технологий.

ООО «ПОЖСНАБ» накоплен необходимый опыт по организации технологического процесса изготовления автомобиля насосно-рукавного. Это позволит изготовить для Республики Беларусь необходимое количество машин для замены морально устаревшей техники, срок эксплуатации которой свыше 20 лет, требующей значительных затрат на эксплуатацию и ремонт. Однако следует обратить внимание на пожарные машины Российской Федерации и производство насосов из Дальнего Зарубежья высокого технического уровня с приводом от специального двигателя через редуктор. Для повышения технического уровня пожарных машин по опыту ведущих машиностроительных предприятий Республики, возможна комплектация такими насосами. Следует развивать научно-исследовательскую базу по совершенствованию насосов с приводом на предприятии ООО «ПОЖСНАБ» и специализированных кафедрах в высших учебных заведениях.

УДК 629

Разработка модуля многофункционального агрегата с вакуумно-компрессорным оборудованием для удаления навоза

Л.Я. Степук РУП

«НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»,

А.И. Бобровник, Э.В. Дыба

Белорусский национальный технический университет

г. Минск

В Республике Беларусь в соответствии с Постановлением Совета Министров Республики Беларусь от 12.11.2010 г. № 1678 принята республиканская программа развития молочной отрасли в 2010-2015 г. При содержании крупного рогатого скота и получении продукции в виде молока и мяса по данным РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского

хозяйства» затрачивается соответственно: затраты труда чел.-ч/ц 12 и 30, расход кормов, ц.к.ед./ц 1,3 и 13, расход электроэнергии кВт.ч./ц 10 и 50, расход топлива кг.у.т./ц 10 и 45. Прогнозируемые показатели на перспективу по затратам труда должны быть меньше в 2 -2,2 раза, расходу кормов в 1.3 -1, 4 раза, расходу электроэнергии в 1,6-2,0 раза, расходу топлива 1.5-3,0 раза.

Одним из наиболее узких мест по сложности и трудоемкости в механизации производственных процессов на молочно-товарных фермах и комплексах является процесс удаления навоза, на долю которого приходится более 30% общих затрат на производство продукции животноводства. Это связано с большим суточным выходом навоза и перемещением его как внутри, так и вне помещения.

На молочно-товарных фермах комплексах с боксовых содержанием удаление навоза из помещений, более 10 млн. тонн полужидкого навоза по Республике Беларусь в год, осуществляется с помощью дельта – скрепкового оборудования. При содержании скота на сменяемой подстилке удаление навоза выполняется бульдозером. Оба способа имеют определенные достоинства и недостатки. Третьим способом является удаление навоза полуприцепной пневматической машиной HONEY-VAC с цистерной на одноосном или двухосном шасси в зависимости от грузоподъемности американской фирмы TOPIX AGRO GROUP.

Машина оборудована двумя компрессорами, работающими в режиме вакуумного насоса, создающего разрежение в цистерне при ее заполнении и в режиме нагнетания воздуха в цистерну при ее опорожнении. Снизу цистерны смонтированы правый и левый скреперы с обратной стреловидностью и возможностью регулирования их по высоте и рабочей ширине захвата. Посредством гидроцилиндров регулируется фактическая ширина навозного лотка. Скреперы оскребают навоз с лотка при движении и направляют к всасывающей трубе, через которую он поступает внутрь цистерны. Такая технология сбора навоза исключает необходимость строительства поперечных каналов в помещениях крупного рогатого скота, комплексных канализационных станций и магистральных трубопроводов для перекачки навоза в хранилище. Эта технология исключает применение скреперного оборудования. Имеющийся опыт эксплуатации пневматической машины HONEY-VAC на молочно-товарной ферме «МГЛЕ» ОАО « Смолевичи - Бройлер» показал, что машина высокоэффективна и работоспособна только на удалении полужидкого навоза при положительной температуре. Учитывая природно-климатические условия Республики Беларусь необ-

ходима машина, отвечающая следующим требованиям: обеспечить удаление навоза из помещений со скреперным оборудованием и отвозку его в навозохранилище или внесение в почву; обеспечить удаление навоза из помещений со сменяемой подстилкой, с бульдозерным оборудованием. Учитывая существующие технологии содержания животных и внесения органических удобрений необходимо обеспечить очистку выгульных площадок с твердым покрытием от органических удобрений и кормовых столов от остатков корма, а также при производстве торфо – соломо - навозных компостов при послойном внесении полужидкого навоза в бурты.

Предлагаемая технология РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» позволит снизить совокупные затраты, которые составят 600 рублей на одну корову или около 900 млн. рублей по Республике при численности животных 1,5 млн., позволят снизить стоимость строительства новых коровников на 400 голов, предусмотренных Постановлением Совета Министров Республики Беларусь от 12.11.2010 г. № 1678. На действующих комплексах и молочно-товарных фермах по мере износа дельта-скреперного оборудования предложенная машина заменит при их демонтаже.

По проекту необходимо обосновать конструктивно-технологическую схему агрегата в составе трактора и полуприцепной машины, рациональные конструкторские и кинематические параметры машины и выполнить весь комплекс работ по разработке конструкторской документации и постановке продукции на производство.

Создаваемая машина предполагает взаимоувязку рабочих органов с различным приводом на двухосном шасси. Машина должна иметь бункер (кузов) с подвижным дном для накопления навоза, скреперное оборудование для сгребания навоза и направления его к элеватору, элеватор для подъема навоза и подачи его в кузов, распределяющий модуль для внесения навоза в почву, приводную трансмиссию, гидросистему и систему управления рабочими органами. Научная новизна разработки будет заключаться в проведении теоретических и экспериментальных исследований по обоснованию конструктивных и кинематических параметров рабочих органов. В рамках задания планируется патентование разрабатываемой машины.

РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» имеет достаточный научно-технический потенциал. Научно-исследовательские работы проводятся под руководством доктора технических наук профессора Степука Л.Я., двух кандидатов технических наук, высококвалифицированных научных специалистов, инженеров-конструкторов, на счету

которых десятки поставленных на производство машин по механизации процессов в сфере применения средств химизации земледелия. В качестве соисполнителя задания для изготовления экспериментального и опытного образцов будет ОАО «Управляющая компания холдинга «Бобруйскагромаш». Все машин, оборудование и приборы, разработанные «РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» для замены импортозамещающих машин в сфере применения средств химизации земледелия имеют сертификаты соответствия требованиям Таможенного Союза. Изготовлено 7750 единиц различных машин, продано за рубеж более тысячи единиц машин. Фактическая экономия валютных средств Республики Беларусь составила 90 млн. долларов США.

Внедрение такого многофункционального агрегата позволит получать молоко и мясо на молочно-товарных фермах и комплексах высокого класса и делать эту продукцию конкурентоспособной как на внутреннем так и внешнем рынках по критерию «цена-качество». Поэтому многофункциональный агрегат для удаления навоза из помещений молочно-товарных ферм и комплексов будет конкурентоспособным и экспортно-ориентированным в странах СНГ. Минимальная потребность внутреннего рынка Беларуси превышает 300 единиц. А потенциальная до 1000 единиц. В рамках реализации задания создавать новое производство не требуется. ОАО «Управляющая компания холдинга «Бобруйскагромаш» располагает необходимым станочным, технологическим и иным оборудованием для выпуска машин.

В соответствии с картой технического уровня разрабатываемый многофункциональный агрегат - полуприцепной, количество выполняемых операций-5, обеспечивается работа при отрицательных температурах. Стоимость машины составит 145 000 рублей, стоимость аналога HONEY-VAC с цистерной на одноосном или двухосном шасси в зависимости от грузоподъемности американской фирмы TOPIX AGRO GROUP 299 000 руб.

Применение бункера (кузова) с подвижным дном для накопления навоза, установка элеватора для подъема навоза и подачи его в кузов, монтаж распределяющего модуля для внесения навоза в почву и приводной трансмиссии для функционирования рабочих органов, гидросистемы, системы управления приведет к значительному увеличению материалоемкости машины. В проекте задания приведена грузоподъемность машины - 13 тонн, тогда общая масса прицепного агрегата превысит 20 тонн, а с учетом трактора, с которым будет агрегатироваться разрабатываемая машина, составит более 40 тонн, Это потребует дополнительного согласования параметров

многофункционального агрегата с трактором.

Вместе с тем в карте технического уровня в качестве лучшего зарубежного аналога принят навозоуборочный вакуумный агрегат Honev VAC, TOPIX AGRO GROUP, из Канады. Приведенный расчет общей стоимости затрат на удаление навоза с использованием дельта-скреперного оборудования и мобильной машины на примере молочно-товарной фермы «МГЛЕ» ОАО «Смолевичи-Бройлер» показал, что использование мобильного агрегата позволит значительно снизить совокупные затраты на удаление навоза из помещений (табл. 1).

Таблица 1. Совокупные затраты за год с использованием дельта-скреперного оборудования и мобильной машины HONEV VAC на одну корову, руб.

Матрасы	27,81	Песок	17,39
Нескользящие маты	23,6	Дополнительные конструкции	6,54
Солома	30,85	Общая годовая стоимость	94,64
V-скрепер	56,04	Вакуумное оборудование	70,71
Дополнительные конструкции	5,67	Общие инвестиции	156,2
Общая годовая стоимость	143,62		
Общие инвестиции	402,12		

Создаваемый многофункциональный агрегат для удаления навоза из помещений молочно-товарных ферм и комплексов должен стать базовым, на основе которого должны создаваться другие модели. Одна из комплектаций аналог лучшей зарубежной машины - навозоуборочный вакуумный агрегат Honev VAC, TOPIX AGRO GROUP, из Канады, имеющий меньшую материалоемкость и работающий на других принципах, освоение которых позволит «Управляющей компании холдинга «Бобруйскагромаш» и высшим учебным заведениям Республики не отстать от технического прогресса в механизации производственных процессов на молочно-товарных фермах и комплексах по удалению навоза, выполнить прогнозируемые показатели на перспективу по снижению затрат труда, расходу кормов, электроэнергии и топлива. Для разработки сменного вакуумно-пневматического оборудования должны привлекаться специалисты из других организации. Создание такой модели позволит ОАО «Управляющая компания холдинга «Бобруйскагромаш» увеличить экспорт многофункциональных агрегатов. РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» при разработке новых многофункциональных агрегатов для замены импортозамещающих машин в сфере применения средств химизации земледелия следует наладить контакты со специализированными кафедрами высших учебных заведений, ведущих подготовку специалистов по гидropневмоприводам и гидроавтоматике.

**Стенд для исследований электрогидравлической системы
управления навесным устройством**

А.И. Бобровник д.т.н., профессор, А.В. Захаров к.т.н., доцент,
И.О. Захарова, ассистент УО «Белорусский государственный аграрный
технический университет», г. Минск

Отвечая на вызовы современности, Минский тракторный завод за последние 20 лет освоил производство ряда новых моделей и модификаций тракторов. Результаты этой работы проявилась в том, что на тракторах «Беларус» серий 800/900/1000/1200 сохранились гидромеханические системы оборудования, а на тракторах «Беларус» серий 1500/2000/3000 внедрено импортное электрогидравлическое оборудование «BOSCH».

Благодаря внедрению рабочего оборудования большой грузоподъемности появилась возможность работать в составе больших иочвообрабатывающе-посевных технологических комплексов, резко повысив при этом производительность труда и улучшив качественные агротехнические показатели машинно-тракторного агрегата (МТА).

Внедрение новых электрогидравлических систем регулирования на тракторах позволило:

- повысить качество регулирования, смешивая сигналы силового и позиционного датчиков, избегая при этом появления автоколебательных процессов в системе гидроавтоматики;
- повысить навесоспособность трактора благодаря демпфированию раскачки навесного орудия при движении МТА по неровностям рельефа;
- избегать больших сдвиговых деформаций в контактах колес с почвой и снизить за счет этого ее водную и ветровую эрозию;
- облегчить устранение неисправностей благодаря наличию систем встроенной диагностики.

В результате проведения поисковых исследований по усовершенствованию конструкции электрогидравлических систем регулирования появилась потребность создании стенда, который не только позволял проводить проверку работоспособности системы управления навесными устройствами, а и в режиме ручного управления, давал возможность воспроизведения режимов автоматического управления: силового, позиционного, смешанного регулирования.

Для воспроизведения режимов регулирования тракторных навесных электрогидравлических систем управления на основе трактора «БЕЛАРУС 1523» раз-

работан и изготовлен стенд, который позволяет проводить проверку работоспособности и получать переходные характеристики систем управления навесными устройствами, а также моделировать неисправности этих систем (рис. 1).



Рис. 1. Общий вид стенда

Стенд содержит [1, 2] насосную установку постоянной производительности с приводом от электродвигателя, проточный трехсекционный распределитель с переливными клапанами и предохранительным клапаном, электрогидравлический регулятор типа EHR-28LS, силовые гидроцилиндры, обратные клапаны, регулируемые дроссели, манометры.

Источник бортового питания включает в себя аккумулятор и позволяет получить постоянное напряжение в пределах 12В. Управление электрическим приводом насосной установки и электромагнитами регулятора происходит с панели управления.

Нагрузочное устройство в виде винтового механизма представленного на рис. 2 посредством навесного устройства связано с силовыми гидроцилиндрами.

Нагрузочное устройство стенда для исследования электрогидравлических систем управления включает задний мост трактора 1, навесное устройство 2, горизонтальные телескопические упоры 3 и 4, закрепленные одними концами в кронштейнах 5 и 6 заднего моста 1, другими концами, выполненными в виде винтов 7 и 8 в телескопической поперечине 9. Динамометр с индикатором 10 закреплен в сменных вилках 11 и 12. Вилка

11 ввинчена в кронштейн 13, закрепленный на поперечине 14 навесного устройства 2. Вилка 12 ввинчена в полую ось 15, установленную в конических упорных подшипниках 16. На конце оси закреплена рукоятка 17.

Нижние тяги 18 и 19 навесного устройства 2 закреплены в заднем мосту 1 трактора в сферических опорах силовыми пальцами (датчики усилия) 20 и 21. Силовые пальцы (датчики усилия) воспринимают усилия в тягах 18 и 19 и преобразуют их в электрический сигнал, подающийся в микропроцессорный контролер, далее контролер подает команду на электромагниты электрогидравлического регулятора глубины хода присоединенных почвообрабатывающих орудий.

Устройство работает следующим образом. При вращении рукоятки 17 полая ось 15, установленная в конических упорных подшипниках 16 и телескопической поперечине 9, навинчивается на вилку 12. Вилки 12 и 11, закрепленные на концах динамометра с индикатором 10, удаляясь друг от друга в противоположные стороны, воздействуют на динамометр с индикатором 10, измеряющий это разрывное усилие.

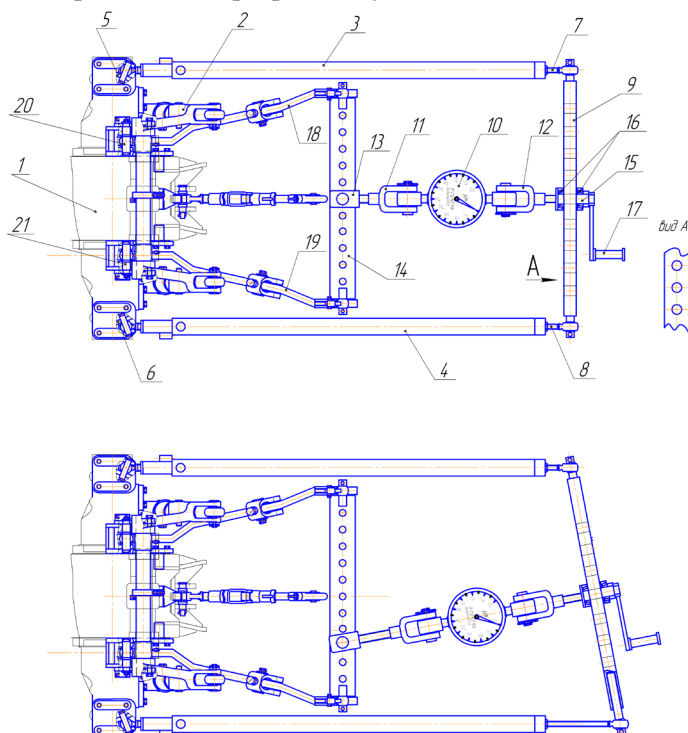


Рис. 2. Нагрузочное устройство стенда для исследования электрогидравлических систем управления

Вилка 11 неподвижно закреплена кронштейном по центру поперечины 14 навесного устройства 2.

Измеряя электрический сигнал (U) в вольтах, идущий с силовых пальцев 20 и 21 нагружаемых тяговым усилием через нижние тяги 18 и 19 и само тяговое усилие (P_t) в ньютонах строится тарировочный график (пять и более ступеней нагружения).

При несоответствии пропорциональной зависимости U от P_t регулируется положение силовых пальцев в сферических опорах крепления нижних тяг 18 и 19 в заднем мосту 1 трактора.

Проверив работу силовых пальцев 20 и 21 симметричной тяговой нагрузкой проводят проверку несимметричной тяговой нагрузкой. Для этого удлиняют один из горизонтальных телескопических упоров, например 4, вывинчивая винт 8. Телескопическая поперечина 9 при этом удлиняется за счет телескопической конструкции. Вилка 11 удлиняется, а кронштейн 13 перемещается по отверстиям поперечины 14 навесного устройства 2.

Далее процесс нагружения и построения тарировочного графика повторяются.

На стенде исследования электрогидравлических систем управления можно реализовать такие функции ручного управления как подъем, фиксирование в заданном положении, опускание под собственным весом и принудительное опускание макета навесного орудия под действием давления рабочей жидкости от насосной установки.

Контроль над параметрами бортового питания электрогидравлического стенда и диагностикой неисправности её узлов, а также задания его режимов работы осуществляется с панели управления.

Для регистрации рабочих процессов при исследовании системы управления навесными устройствами в схеме стенда предусмотрены датчики:

- перемещения макета навесного орудия измеряется при помощи датчика линейных перемещений. Толкатель датчика находится в постоянном контакте с кулачком, закрепленном на поворотном валу механизма навески;
- датчики измерения давлений рабочей жидкости в напорной полости насосной установки;
- расход рабочей жидкости в гидросистеме измеряется посредством датчика расхода, который установлен в трубопровод перед полостью подъема гидроцилиндра;
- измерение усилий, возникающих в шарнирах и звеньях механизма навески при работе системы управления, происходит с помощью датчиков усилия, установленных в шарнирах крепления нижних тяг к остоу трактора;

Кроме проверки работоспособности системы управления навесными устройствами и их исследования в режиме ручного управления, стенд дает возможность воспроизведения режимов автоматического управления: силового, позиционного, смешанного регулирования. Для измерения значений регулируемых параметров в замкнутой системе управления используются датчики системы: линейных перемещений, усилия и давления.

Воспроизведение режима позиционного регулирования обеспечивается регулируемыми дросселями путем создания искусственной утечки рабочей жидкости из полостей подъема силовых гидроцилиндров в гидробак. Нарушение герметичности системы сопровождается опусканием макета навесного орудия под действием собственного веса и падением давления в гидросистеме, что вызывает возмущение в контурах регулирования положения или давления.

Для воспроизведения режима силового регулирования за счет нагрузочного устройства, винтовым механизмом изменяют растягивающее усилие в нижних тягах механизма навески [3].

Отклонение регулируемой величины, измеренное при помощи соответствующего датчика, поступает в микропроцессорный контроллер системы управления (на схеме не показан), где сравнивается с заданной величиной. Управляющее воздействие в виде электрического сигнала поступает к электромагнитам электрогидравлического регулятора, который обеспечивает коррекцию положения макета навесного орудия или создание необходимого давления в полости подъема силовых гидроцилиндров.

Для моделирования неисправностей электрогидравлической системы управления навесным устройством при включенном режиме самодиагностики на стенде предусмотрены размыкатели цепи. При размыкании цепи одним из размыкателей система самостоятельно диагностирует неисправности, и контрольная лампа сигнализатора диагностики размещенная на основном пульте управления, индицирует неисправность в виде кода.

Узнав код неисправности идентифицируем по таблице неисправностей прилагаемой к руководству по эксплуатации трактора, какова причина неисправности и устраняем. После устранения всех неисправностей контрольная лампа сигнализатора диагностики гаснет. Таким образом, можно определить правильность функционирования режима самодиагностики и работоспособность системы управления в целом.

Для изучения переходных характеристик систем управления навесными устройствами и одновременной регистрации сигналов указанных выше датчиков имеется возможность подключения многоканального накопите-

ля данных измерительного усилителя Spider8, представляющего собой измерительный усилитель, предназначенный для электрических измерений механических величин: деформации, усилия, давления, перемещения, ускорения и температуры. Предлагаемый стенд может служить не только в учебных целях, но и для проведения научно-исследовательских работ.

Литература

1. Трактор «БЕЛАРУС 1522/1522В/1523/1523В». Руководство по эксплуатации/ ПО «Минский тракторный завод», 2009.-238 с.
2. Г.С. Горин, А.В. Захаров Гидрооборудование тракторов «БЕЛАРУС». Лаб. практикум в 2-х ч. Ч.1./ г. Минск: 2008 БГАТУ. – 60 с.
3. Устройство для статических испытаний гидронавесной системы. Пат. № 8216 Респ. Беларусь, МПК А01В 59/00/ А.И. Бобровник, А.В. Захаров, И.О. Захарова заявитель БГАТУ -№ и 20100465; заявл. 28.12.11; опубл. 28.12.11// Афіцыйны бюл./ Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. - № 7. – С. 137.

УДК 621.82

Перспективы развития рулевого управления колесных тракторов

Д.М. Лаптанович, А.И. Бобровник

Белорусский национальный технический университет
г. Минск

Управление движением тракторов БЕЛОРУС осуществляется гидро-объемным рулевым управлением (ГОРУ) самым главным его преимуществом является возможность свободной компоновки рулевой системы ее основных агрегатов, упрощает их конструкцию и эксплуатацию, снижает материалоемкость рулевого механизма. ГОРУ не рекомендуется применять на тракторах, транспортные скорости, движения которых выше 55 км/ч. На тракторах БЕЛАРУС распространена схема ГОРУ (рис. 1) с использованием управляющих устройств, называемых насосами-дозаторами.



одноконтурного ГОРУ

При прямолинейном движении трактора гидронасос 5 подает масло по нагнетательному трубопроводу 4 к насосу-дозатору 3 и его распределительному устройству (не показанному на схеме) и далее на выход к сливному трубопроводу 14. По нему масло сливается в бачок 13 с фильтром, откуда оно вновь поступает по всасывающему трубопроводу 12 к насосу 5 и цикл движения масла повторяется. Верхний 10 и нижний 11 трубопроводы находятся под давлением масла запертого в обеих полостях гидроцилиндра 7 посредством золотника распределителя насоса-дозатора 3.

Корпус гидроцилиндра 7 шарнирно закреплен в кронштейне 6 корпуса передней ведущей оси трактора, а конец штока его поршня шарнирно закреплен на поворотном рычаге 8 рулевой трапеции. В рассматриваемом случае последняя удерживает управляемые колеса 9 в положении прямолинейного движения.

При повороте трактора золотник распределителя направляет масло по трубопроводу 10 или 11 в рабочую полость гидроцилиндра в количестве пропорциональном углу поворота рулевого колеса 1, закрепленного на приводном валу 2 насоса-дозатора 3, а упругая система их соединения осуществляет обратную связь. Из противоположной полости гидроцилиндра 7 масло идет на слив в бачок 13. Поэтому при прекращении вращения рулевого колеса 1 управляемые колеса 9 трактора остаются в повернутом положении, а золотник распределителя возвращается в нейтральное положение, запирая полости гидроцилиндра 7 [1].

Перспектива развития рулевого управления подразумевает использование навигационных систем управления колесным трактором осуществля-

ется установкой специального приемника, который постоянно получает сигналы о местоположении навигационных спутников и расстояниях до них. Существуют два типа систем вождения: параллельного вождения и автоматического вождения.

Система параллельного вождения в этой системе оператор принимает активное участие в управлении колесным трактором по схеме «измерение текущих координат сельхозмашины – отображение отклонений от заданного маршрута на табло в кабине – вращение механизатором рулевого колеса для удержания агрегата на заданном маршруте».

В общем случае самая простая система параллельного вождения состоит из GPS-приемника с внешней антенной и указателя курса. Системы легко и быстро монтируются на сельскохозяйственную технику, а срок обучения оператора занимает до суток. Требуется только подключение к электропитанию и установка внешнего блока (приемник GPS).

Использование приборов параллельного вождения позволяет производить автовождение с точностью ± 30 см такое отклонение приемлемо только на внесении удобрений. Основное преимущество использования систем параллельного вождения – уменьшение ошибок (сведение к минимуму человеческого фактора) при обработке полей.

Система управления автоматического управления отличается от параллельного вождения тем, что отклонения от заданной траектории, вырабатываемые GPS-приемником и навигационным контроллером, через специальные устройства (управляющий клапан) вводятся непосредственно в гидравлическую систему управления ходовой частью трактора, исключая инертность и люфт рулевого управления. В дополнение на трактор устанавливается специальный датчик угла поворота колес. Такая система обеспечивает максимальную точность (отклонение ± 2 см) движения по маршруту без вмешательства механизатора. Уменьшается перекрытие полос и, в зависимости от рабочей процедуры, возможна экономия от 3 % до 10 %. Возможны варианты расположения оборудования на тракторе для параллельного вождения и автопилотирования.

Инновацией является управление трактором без механического или гидравлического соединения между его рулем и колесами, так называемая система «Steer by Wire». Она призвана предотвращать неконтролируемые колебания трактора, и имеет то же действие, что система ESP у легковых автомобилей. Работа «Steer by Wire» осуществляется следующим образом. Когда водитель вращает рулевое колесо, датчик угла поворота рулевого колеса

считывает изменение угла, а электронный блок управления рассчитывает необходимый угол поворота передних колес. Сервоприводы рулевого механизма перемещают рулевую рейку и обеспечивают поворот колес на расчетный угол. Фактическое усилие поворота на колесе измеряется соответствующим датчиком и передается в блок управления. После обработки информации блок управления посылает сигнал на сервопривод рулевого колеса для имитации обратной связи с дорогой.

Особый интерес представляет рулевое управление «Active Command» – абсолютно новая концепция, основанная на принципе электронного управления и не требующая применения традиционной рулевой колонки. Вместо этого есть гироскоп в комбинации с сенсорами, установленными на небольшом рулевом колесе, и комплект электрогидравлических приводов, так что и ручное управление, и 3 необходимое число оборотов рулевого колеса автоматически подстраиваются под фактическую скорость трактора. Инновационным решением является автоматизация рабочего оборудования трактора – система, позволяющая обмениваться данными в двустороннем порядке, – между трактором и более сложным оборудованием через шину стандарта ISO. Во время работы система позволяет оборудованию принимать команды по заранее заданным параметрам трактора, что значительно облегчает работу оператора. Например, пресс-подборщик посылает данные трактору в тот момент, когда рулон уже практически сформирован, вследствие чего трактор замедляет ход, чтобы выгрузить рулон.

В последнее время стремятся сделать не только автоматическое рулевое управление на колесных тракторах, а сам трактор беспилотным первые образцы создали иностранные производители New Holland и Case (рис. 2).



New Holland T8



Case IH Magnum

Рис. 2. Опытные образцы беспилотных тракторов

Литература

1. Устройство тракторов/ В.М. Шарипов, К.И. Городецкий, А.П. Маринкин и др.; Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: МГТУ «МАМИ», 2007. – 320 с.
2. http://hn-group.com/media/hnf_lage_infosheet_short_eng_rz.pdf

УДК 62.82

Разработка усовершенствованных методов диагностики гидроаппаратуры специальных горизонтальных фрезерно-расточных станков

Д.М. Лаптанович, И.А. Веренич

Белорусский национальный технический университет
г. Минск

В связи с постоянным увеличением темпа развития гидроаппаратов станочных приводов, становится актуальной разработка новых методов их диагностики. Особенно актуальна разработка новых методов диагностики, которые позволят максимально быстро определять неисправные гидроаппараты, а так же прогнозировать их остаточный ресурс с минимальными экономическими затратами.

Один из самых трудоемких и длительных по временным затратам процессов при определении неисправности является диагностика. Ежегодно на ремонт станков затрачиваются средства, составляющие 20-25 % от их первоначальной стоимости, а за весь срок эксплуатации станка затраты превышают в 6-8 раз от его первоначальной стоимости.

Предложим новые методы диагностики гидросистемы специального горизонтального фрезерно-расточного станка с ЧПУ выпускаемого на предприятии МЗОР (рис. 1).

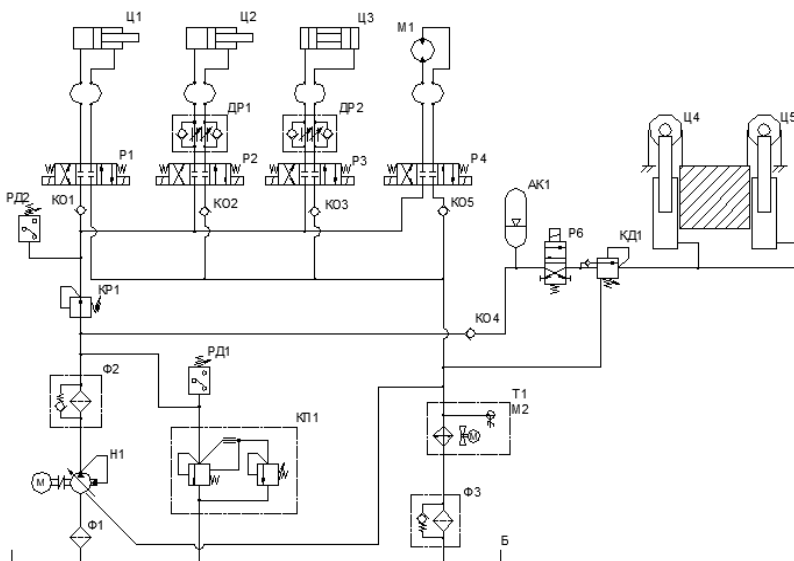


Рис. 1. Схема гидравлическая принципиальная специального горизонтально-расточного станка

Выбор пал на данный станок из-за того, что этот станок применяется для комплексной обработки крупнобаритных корпусных деталей из черных и цветных металлов методами фрезерования, сверления и растачивания. Особенность компоновки выбранного станка – это отдельно стоящая, продольно перемещающаяся стойка и подвижно-поворотный стол, у которого направление линейного перемещения перпендикулярно направлению перемещения стойки.

Проведем расчет надежности гидросистемы специального горизонтально-расточного станка с ЧПУ (рис. 1) методом структурных схем.

В результате расчета гидросистемы данного станка методом структурных схем была получено, что гидросистема специального горизонтально-расточного станка с ЧПУ (рис. 1) проработает два года без отказов с вероятностью 58 %. Для повышения надежности исследуемой гидросистемы специального горизонтально-расточного станка рекомендовано провести резервирование пластинчатого насоса, как самого слабого звена.

Можно предложить так же следующий следующий технической диагностики станочной гидроаппаратуры.

Для диагностики правильного функционирования всей гидросистемы

специального горизонтального фрезерно-расточного станка с ЧПУ производим разделение ее на составные части:

1. Привод гидроуравновешивания шпиндельной бабки (Ф1-Н1-Ф2+РД1+КП1-КО4-АК1-Р6-КД1-Ц4-Ц5-КД1-Т1-Ф3-Б) если данный контур работает без проблем то производят закрытие распределителя Р6.

2. Привод вращения магазина инструментов Ф1-Н1-Ф2+РД1+КП1-КР1-РД2-Р4-М-Р4-КО5-Т1-Ф3-Б).

3. Привод выталкивания инструмента из гнезда магазина инструментов.

Ф1-Н1-Ф2+РД1+КП1-КР1-РД2-КО1-Р1-Ц1-Р1 -Т1-Ф3-Б

4. Привод механизма захвата инструмента на перемещающемся манипуляторе Ф1-Н1-Ф2+РД1+КП1-КР1-РД2-Р2-Ц2-Р2-КО2-Т1-Ф3-Б.

5. Привод механизма перемещения манипулятора Ф1-Н1-Ф2+РД1+КП1-КР1-РД2-Р3-Ц3-Р3-КО3-Т1-Ф3-Б.

Как видно из анализа в каждом контуре элементная база перекрывается и если работают 4 контура, а пятый нет, то довольно легко найти неисправную гидроаппаратуру и произвести ее ремонт или замену. Для определения работоспособности каждого контура предлагается обеспечить гидросистему станка диагностическими точками к которым будет подключаться гидротестер, а контроль частоты вращения выходного вала гидромотора производить тахометром и секундомером. Линейное перемещение гидроцилиндров предлагается производить магнитострикционными датчиками, пример установки их на гидроцилиндры показан на рис. 2.

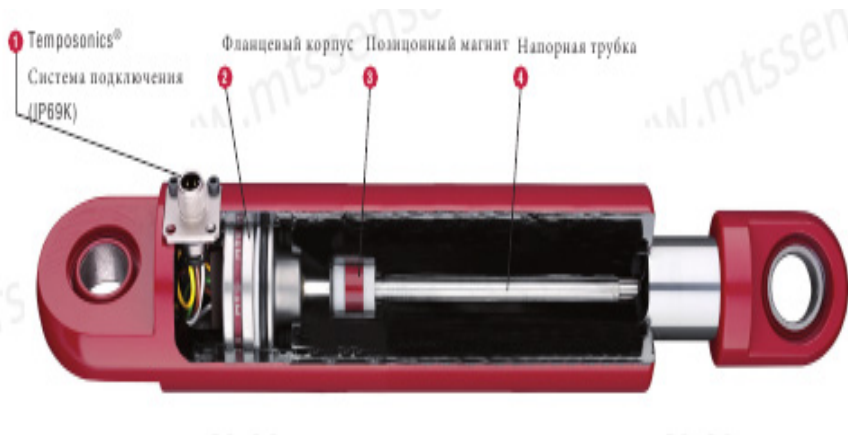


Рис. 2. Пример установки магнитострикционного датчика на гидроцилиндр

Данный метод применим для диагностики гидросистем фрезерно-расточных станков, так как видно из анализа гидросистем они имеют разветвленную структуру с часто перекрывающимися друг друга элементами. Однако следует заметить, что данный метод является бесполезным если в гидросистеме один исполнительный механизм (один контур), так как в таком случае поиск невозможен, а так же весомый недостаток то что мы определяем только неисправный узел, а какая причина неисправности выясняем после разборки неисправного гидроаппарата. Но к достоинствам можем отнести быстроту диагностирования данным.

Еще можно предложить усовершенствование метода спектрального анализа рабочей жидкости для диагностики гидроаппаратуры. Сущность данного метода является в определении продуктов износа гидроаппаратуры путем того, что атомы каждого химического элемента имеют строго определённые резонансные частоты, в результате чего именно на этих частотах они излучают или поглощают свет. Из вышесказанного можно произвести анализ из каких материалов сделаны основные детали гидроаппаратуры, которые больше всего подвержены механическому износу можно предположить причину неисправностей. Результаты анализа сведены в табл. 1.

Таблица 1. Наличие химических элементов в рабочей жидкости, указывающей на неисправность

Элементы	Неисправности
Железо	Свидетельствует о износе зубьев и шеек шестерен насосов, золотников и корпусов распределителей, корпусов и штоков гидроцилиндров
Медь	Бронзовых втулок, пластин шестеренных насосов, поршней гидроцилиндров
Олово	Элементы гидросистем, изготовленных из оловосодержащих бронз
Алюминий	Корпуса гидроаппаратов
Хром	Шестерни, золотники, штоки гидроцилиндров
Кремний	Попадание загрязнений в рабочую жидкость вследствие неисправности фильтров, сапунов, повреждения уплотнений

Так же предлагается установить датчик ОРСОМ II (рис. 3) который предназначен для встраивания в гидравлический контур, в котором производится мониторинг уровня загрязнения. Датчик используется для подачи предупреждающих сообщений при превышении установленного предела загрязнения.



Рис. 3. Датчик OPCOM II

Литература.

1. Богдан Н.В. Техническая диагностика гидросистем / Н.В. Богдан, М.И. Жилевич., Л.Г. Красневский — Мн.: Белавтотракторостроение, 2000.—120 с.
2. Сырицын Т. А. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов: Учебник для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» / Т.А. Сырицын — М.: Машиностроение, 1990. — 248 с.
3. Руководство по эксплуатации станка МСП6401МФ4-04В.
4. Лаптанович. Д.М. Определение надежности гидросистемы фрезерно-расточного станка с ЧПУ/ Д.М. Лаптанович // НИРС-2017: материалы 73-й студенческой научно-технической конференции / БНТУ — Минск, 2017. — 73 с.
5. Лаптанович. Д.М. Методы диагностики и расчеты надежности станочной гидроаппаратуры /И.А. Веренич, Д.М. Лаптанович // Организация дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов и транспорт / БНТУ — Минск, 2017. — 116 – 120 с.
6. Лаптанович. Д.М. Гидравлический расчет гидросистемы фрезерно-расточного станка / Д.М. Лаптанович // НИРС-2016: материалы 72-й

студенческой научно-технической конференции / БНТУ — Минск, 2016. — 55 с.

7. Лаптанович Д.М. Особенности расчета гидросистемы специально-го-фрезерно расточного станка / И.А. Веренич, Д.М. Лаптанович // 14-й Международной научно-технической конференции (МНТК) «Наука — образованию, производству, экономике» / БНТУ — Минск, 2016. — 76 с.

8. Лаптанович Д.М. Диагностика гидроаппаратов станочных гидроприводов / И.А. Веренич, Д.М. Лаптанович // 15-я Международная научно-техническая конференции (МНТК) «Наука — образованию, производству, экономике» / БНТУ — Минск, 2017. — 76 с.

УДК 621.785

О подтверждении соответствия смазочных материалов при выполнении требований ТР ТС 030/2012

Д.Л. Жилинин, Н.П. Северина, А.А. Табулин, И.А. Шуст
Белорусский национальный технический университет
г. Минск

Определены проблемные места применения ТР ТС 030/2012, а также приведена информация о принятых в последнее время сопутствующих технических нормативных правовых актах и изменениях в законодательстве Республики Беларусь, касающихся подтверждения соответствия продукции.

В таможенном союзе разработан и введен в действие с 1 марта 2014 года технический регламент ТР ТС 030/2012 «О требованиях к смазочным материалам, маслам и специальным жидкостям». Данный ТР устанавливает обязательные минимально необходимые требования безопасности (показатели качества) смазочных материалов и специальных жидкостей.

Процедурой подтверждения соответствия является декларирование на основании испытаний образцов продукции в лаборатории. По результатам работ органом по сертификации регистрируется декларация по единой форме, действительная на всей территории таможенного союза.

В ТР ТС оговорены его область применения, требования безопасности, которым должны соответствовать смазочные материалы, маркировка, меры по обеспечению подтверждения соответствия. Дополнительно утверждены перечни стандартов к ТР ТС 030/2012, обеспечивающих вы-

полнение требований или содержащих методы испытаний.

В то же время имеется ряд вопросов, оставшихся нерешенными при разработке регламента:

- несмотря на то, что масла антикоррозионные и электроизоляционные не подходят под понятия «масло», «смазочный материал», «специальная жидкость» их включают в перечень продукции, на который распространяется действие ТР ТС 030/2012;

- имеются целые классы смазочных материалов, подтверждение безопасности которых по данному техническому регламенту невозможно – смазки-спреи в аэрозольных баллончиках, твердые смазки, смазки-лаки;

- имеются действующие межгосударственные стандарты (ГОСТ) на смазочные материалы, допускающие превышение отдельных параметров, установленных ТР ТС 030/2012.

В настоящий момент подтверждение соответствия смазочных материалов ТР ТС 030/2012 проводится в Республике Беларусь в установленном порядке, но следует отметить что для отдельных категорий продукции ограничена или отсутствует испытательная база (для масел без присадок испытания по показателю «содержание селективных растворителей» можно провести только в лаборатории ОАО «Нафтан», для трансформаторных и кабельных масел по показателю «содержание полихлордифенилов»).

Согласно регламенту, испытания должны проводиться по межгосударственным стандартам, установленным соответствующим перечнем к ТР ТС 030/2012.

В то же время необходимость проведения декларирования импортной продукции вызвала необходимость пересмотра стандартов на методы испытаний. В связи с этим проводится интенсивная работа по разработке и утверждению стандартов на методы испытаний, классификацию масел, при этом большинство стандартов являются модифицированными (с дополнениями) переводами международных стандартов (ISO, ASTM).

Среди них в первую очередь следует упомянуть:

ГОСТ 2517-2012 «Нефть и нефтепродукты. Методы отбора проб»;

ГОСТ 32323-2013 «Смазки пластичные. Методы испытаний»;

ГОСТ 33541-2015 «Составление и использование документа по идентификации продукции»;

ГОСТ 33341-2015 «Составы низкотемпературные всесезонные и жидкости охлаждающие для теплообменных систем. Технические условия»;

ГОСТ 26378.0 (1, 2, 3, 4)-2015 «Нефтепродукты отработанные»

ГОСТ 32809-2014 «Оценка соответствия. Исследование типа продукции в целях оценки (подтверждения) соответствия продукции требованиям ТР ТС»;

ГОСТ 17479.1-2015 «Масла моторные. Классификация и обозначение»;

ГОСТ 17479.2-2015 «Масла трансмиссионные. Классификация и обозначение»;

ГОСТ 2477-2014 «Метод определения содержания воды»;

ГОСТ 4333-2014 «Нефтепродукты. Метод определения температур вспышки и воспламенения в открытом тигле».

В 2017 году были внесены изменения в законодательство Республики Беларусь, направленные на упрощение работ по подтверждению соответствия хозяйствующими субъектами.

Среди основных следует упомянуть Закон Республики Беларусь от 24 октября 2016 г. № 437-З «Об оценке соответствия техническим требованиям и аккредитации органов по оценке соответствия» (далее – Закон об оценке соответствия) и Правила подтверждения соответствия Национальной системы подтверждения соответствия Республики Беларусь, утвержденные постановлением Госстандарта № 61 от 25.07.2017 (далее – Правила подтверждения соответствия).

Законом установлены права и обязанности заявителей на подтверждение соответствия, владельцев сертификатов соответствия, органов по сертификации. Изменения были проведены в терминологии, так вместо инспекционного контроля стал использоваться термин периодическая оценка.

Упразднена такая форма работ, как продление сертификатов соответствия на продукцию, отменены обязательные соглашения по сертификации.

Как самостоятельная форма оценки соответствия выделены испытания, расширен перечень документов, на соответствие которым может быть проведено подтверждение соответствия.

Уменьшено количество периодических оценок, проводимых в период действия сертификата соответствия.

Также был отменен ряд Технических кодексов установившейся практики – ТКП, подтверждена добровольность применения СТБ и ТКП.

Противобуксовочные системы грузовых автомобилей и их алгоритмы работы

Л.А. Глазков, Д.Л. Жилинин, А.Д. Леонов
Белорусский национальный технический университет
г. Минск

В работе дана оценка рекомендуемого времени реагирования противобуксовочной системы для различных классов автомобилей и даны алгоритмы включения элементов системы для частных случаев (грузового автомобиля повышенной проходимости и карьерного автомобиля с гидромеханической трансмиссией).

Противобуксовочная система (другое наименование – антипробуксовочная система) ASR (anti-slip regulation, Traction Control или TSC) предназначена для уменьшения буксования ведущих колёс автомобиля на скользком покрытии при начале движения машины с места или резкой подаче газа. Как показывает практика, достаточно мощный автомобиль способен буксовать на второй и на третьей передаче в движении по дороге с усовершенствованным покрытием.

Работа системы ASR по сути является дополнительной функцией тормозной системы, при этом имитируется блокировка межколесного дифференциала. Для этого производится неполное затормаживание буксующего колеса, что обеспечивает передачу крутящего момента на колесо с большим сцеплением. Если происходит одновременное буксование обоих колес одного моста - включается дополнительная функция управления двигателем - уменьшается передаваемый крутящий момент.

Управление системой ASR осуществляется за счет соответствующего программного обеспечения, как правило, включенного в блок управления ABS. При работе блок управления ABS/ASR взаимодействует с блоком управления системы управления двигателем.

Для реализации противобуксовочных функций в системе ASR используются дополнительные электромагнитные клапаны в тормозных приводах на каждое из ведущих колес или по бортам. Управление тормозным давлением осуществляется циклически.

Основным расчетным параметром системы ASR является величина проскальзывания ведущих колёс (определяемая как разница угловых скоростей ведущих и ведомых колёс). При выборе быстрогодействия системы следует учиты-

вать особенности эксплуатации транспортных средств, например, при движении по участкам с рыхлым грунтом (на песчаных или гравийных дорогах) систему ASR следует выключить. Рекомендуемое время реагирования для различных классов транспортных средств и параметры управления сведены в табл. 1.

Таблица 1

Тип авто	Допускаемые проскальзывания	Время реагирования	Момент выключения	Управление двигателем	Скорость отключения
Легковые	15-20%	0,1с	До устранения	Да	50 км/ч
Джипы	45%	0,3с	До 20%	Нет	20 км/ч
Грузовые	25%	0,25с	До 15%	Нет	20 км/ч
Троллейбус	25%	0,25с	До 15%	Да	20 км/ч
Карьерный большегруз	15-20%	0,25с	По скорости	Нет	10-15 км/ч

Алгоритмы включения элементов системы для грузового автомобиля повышенной проходимости сведены в табл. 2.

Таблица 2

Ситуация	Степень проскальзывания	Ускорение буксующего колеса	Сигнал на выключение	Сигнал двигателю	Сигнал модулятору
Буксование колеса	До 15%	Любое	---	Нет	Нет
	До 25%	Нет (0 или -)	---	Нет	Нет
	До 25%	+	До 0 ускорения	Нет	+
	Более 25%	Любое	До 20%	Нет	+
	Более 50%	+	До 35%	Да	+
Буксование автомобиля	До 15%	Любое	---	Нет	Нет
	До 25%	Нет (0 или -)	---	Нет	Нет
	До 25%	+	До 0 ускорения	Нет	+
	Более 25%	Любое	До 15%	Да	+

Система ASR карьерного автомобиля-самосвала грузоподъемностью до 50 тонн с гидромеханической трансмиссией из-за особенностей движения (дороги с твердым покрытием, большие уклоны) является вспомогательной – как правило, буксование автомобиля на спуске возможно при избыточной подаче тяги, на подъеме с грузом – из-за состояния дороги либо ухода с правильной траектории.

Основное внимание при работе системы уделяется управлению крутящим моментом двигателя. Включение системы происходит после начала

буксования колеса (автомобиля), при этом за счет уменьшения подачи топлива система пытается устранить буксование в целом, управление модулятором несет вспомогательную функцию.

Алгоритмы включения элементов системы для карьерного автомобиля с гидромеханической трансмиссией сведены в табл. 3.

Таблица 3

Ситуация	Степень проскальзывания	Ускорение бук-сующего колеса	Сигнал на выключение	Сигнал двигателю	Сигнал модулятору
Буксование колеса	До 10%	Любое	---	Нет	Нет
	До 15%	Нет (0 или -)	До 10%	Нет	Да
	Более 10%	+	До 0 ускорения	Да	Да
Буксование автомобиля	До 5%	Любое	---	Нет	Нет
	До 15%	Нет (0 или -)	До 5%	Да	Нет
	Более 10%	+	До 0 ускорения	Да	Да

При оценке быстродействия системы ASR любого типа автомобиля следует учитывать, что возможно функционирование по нескольким алгоритмам, выбираемым водителем вручную.

УДК 621.785

Улучшение трибологических свойства пластичных смазок путем введения наполнителей

Л.А. Глазков, Д.Л. Жилинин, А.А. Табулин,
П.С. Жук, А.А. Шемет

Белорусский национальный технический университет
г. Минск

Рассмотрено влияние внесения полимерных или органических наполнителей на трибологические и физико-химические свойства пластичных смазок

Улучшение противоизносных и противозадирных свойств смазочных материалов достигается путем внесения присадок. В то же время для пластичных смазок важную роль при работе играет правильное распределение материала в пятне контакта. Поэтому внесение наполнителей может спо-

способствовать уменьшению износа за счет разделения поверхностей трения из-за появления дополнительной подачи смазки непосредственно в зону трения. Влияние наполнителей на процесс трения может происходить по схеме, показанной на рис. 1, 2 и 3.

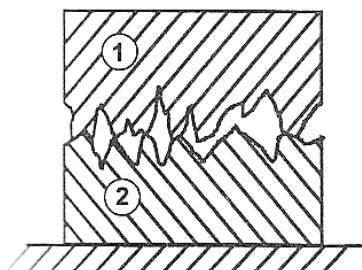


Рис. 1. Схема контакта рабочих поверхностей твердых тел 1 и 2 при трении без смазочного материала

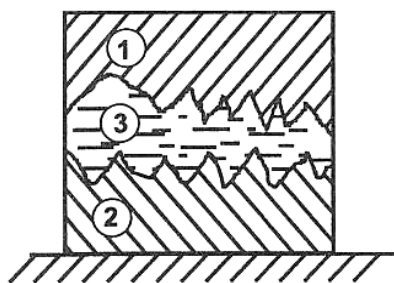


Рис. 2. Схема контакта рабочих поверхностей твердых тел 1 и 2 при трении с использованием смазочного материала, создающего разделительный слой 3

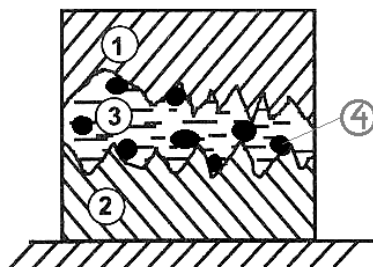


Рис. 3. Схема контакта рабочих поверхностей твердых тел 1 и 2 при трении с использованием смазочного материала, создающего разделительный слой 3 и имеющего наполнитель 4

Помимо традиционных наполнителей (графит, дисульфид молибдена) в настоящее время широко предлагается способ внесения в смазку измельченного наполнителя из фторопласта. В то же время в семидесятые годы XX века предлагалось внесение наполнителей из органического материала. Самым простым и доступным наполнителем являются отходы деревообработки – опилки.

Сравнение противоизносных свойств стандартной смазки Литол-24 с добавлением фторопластового или органического наполнителей производилось на четырехшариковой машине трения. Полученные результаты указывают, что появление любого наполнителя способствует улучшает смазочные свойства: значительно увеличиваются нагрузка сваривания (с 1300Н до 1470Н с наполнителями) и критическая нагрузка (с 725Н до 920Н с опилками и 980 с фторопластом).

При анализе низкотемпературных свойств пластичных смазок с наполнителями производилось сравнение на ротационном вискозиметре Rheotest 2.1 стандартной смазки Литол-24 с добавлением органического наполнителя (опилок) в количестве 5 % по объему. Исследования проводились на устройстве конус «K2-плита» при рекомендованной стандартом на смазку скорости деформации 10 с^{-1} в диапазоне температур от минус 25 до 0 °С. Полученные результаты указывают, что появление наполнителя не способствует ухудшению вязкости смазки при низкой температуре: при температурах от минус 25 до минус 10 °С незначительное увеличение вязкости смазки с наполнителями на 10–15 % относительно базовой находится в допусках стандартом пределах. Изменение вязкости при температурах от минус 10 до 0 °С находится в пределах погрешности метода измерения.

Высокотемпературные свойства смазки Литол-24 с наполнителями исследовались по температуре каплепадения и объему выброшенного смазочного материала из подшипника при температуре 105 °С. Незначительные расхождения в результатах испытаний базовой смазки и смазок с различными типами наполнителей свидетельствуют о том, что на высокотемпературные свойства смазки наполнители практически не оказывают никакого влияния.

В то же время остаются сомнения, связанные с долговечностью органического наполнителя, его разрушением и склонностью к перемещению на периферию области размещения смазки. Отсутствие достоверных методов проверки окисления смазок не дает гарантии, что срок использования смазки с органическим наполнителем будет аналогичным для смазки без наполнителя.

Дополнительно следует учитывать, что лабораторные исследования всего лишь моделируют работу узлов трения и проведение испытаний смазок на реальных механизмах в подконтрольных условиях эксплуатации может быть критерием эффективности.

УДК 62-82

Конструктивные особенности и область применения пропорциональных электрогидравлических клапанов

М.И. Жилевич, к.т.н., доц.; П.Н. Кишкевич, к.т.н.,
доц.; С.В. Ермилов

Белорусский национальный технический университет
г. Минск

Гидроаппараты управления могут быть дискретного и непрерывного действия. Они имеют механизмы, которые либо непосредственно, либо через вспомогательные устройства связаны с распределителями, регулирующими в приводах расходы и направления течения рабочей жидкости. Конструкция электрогидравлических усилителей (ЭГУ) включает в себя электромеханический преобразователь, одну или две ступени для предварительного усиления сигнала и гидрораспределитель.

К аппаратам управления непрерывного действия относятся ЭГУ и распределители с пропорциональными электромагнитами. Характерным распространенным примером аппаратуры управления непрерывного действия являются ЭГУ с распределителем сопло-заслонка в первом каскаде усиления.

По способу обеспечения пропорциональности между перемещением выходного звена гидродвигателя ЭГУ делятся на гидроусилители без обратной связи (ОС), с кинематической, гидромеханической и силовой ОС по положению ведомого звена гидродвигателя.

Различные конструкции ЭГУ имеют свои преимущества и недостатки.

ЭГУ без ОС имеют простую конструкцию, однако недостатками таких усилителей являются постоянный произвольный расход жидкости, зависимость от сжимаемости жидкости и чувствительность к внешней нагрузке, в том числе к контактному трению. Такие усилители могут применяться в качестве предварительного каскада усиления в системах управления.

Достоинством ЭГУ с кинематической ОС являются малые утечки при

всех установившихся значениях сигнала управления при применении золотникового дросселирующего гидрораспределителя с небольшим значением положительного перекрытия. Благодаря применению золотникового распределителя привод обладает повышенной жесткостью к внешним нагрузкам на гидродвигателе.

Достоинством ЭГУ с гидромеханической ОС по положению является возможность размещения задающего гидрораспределителя на значительном расстоянии от гидродвигателя, так как в этом случае не требуется прокладывать механические связи в виде рычагов и тросов. Это позволяет облегчить компоновку гидрооборудования. Однако большие потери трения ограничивают применение таких гидроусилителей.

Основным достоинством гидроусилителей с силовой обратной связью является то, что в качестве управляющего сигнала может быть использовано управляющее усилие без каких-либо дополнительных преобразований. Поэтому гидроусилители с силовой обратной связью широко применяются в конструкциях ЭГУ с гидрораспределителями типа сопло-заслонка или с гидрораспределителями со струйной трубкой.

В современных гидравлических системах для управления промышленным оборудованием и гидроприводами различного назначения все большее распространение получили пропорциональные электрогидравлические аппараты. Пропорциональное управление необходимо для обеспечения плавных перемещений с высокой точностью, что является необходимым для современных гидроприводов мобильных и технологических машин.

В зависимости от конструкции пропорциональные клапаны подразделяются на предохранительные клапаны, клапаны регулировки давления, распределители и регуляторы расхода.

Электрогидравлическое пропорциональное управление модулирует гидравлические характеристики в соответствии с электронными опорными сигналами. Электрогидравлические пропорциональные клапаны представляют собой удобный интерфейс между гидравлической и электронной системами и применяются в гидроприводах различного назначения при создании систем дистанционного регулирования давления и расхода в гидросистемах на основе электрических сигналов заданного уровня. Пропорциональная электрогидравлическая система управления легко программируется, обеспечивает гибкую автоматизацию и применяется в приводах с или без обратной связи для достижения быстрого действия, плавности и точности перемещений, которые требуются в современных машинах и оборудовании.

Принцип функционирования пропорционального клапана позволяет пояснить его схема, представленная на рис. 1.

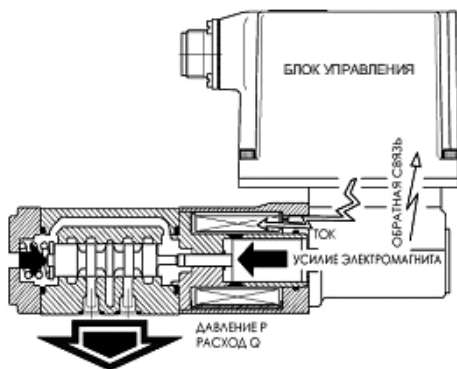


Рис. 1. Общая схема пропорционального клапана

Пропорциональный клапан управляется электронным блоком, который регулирует электрический ток на электромагните клапана в соответствии с опорным сигналом. Электромагнит преобразует электрический ток в механическое усилие, приводящее в действие золотник с противодействующей возвратной пружиной. Повышение тока вызывает соответствующее увеличение управляющего усилия выталкивающей силы и движение золотника со сжатием возвратной пружины. При маленьком токе управления, проходящем через катушку, на подвижном элементе (якоре) электромагнита, воздействующего через толкатель на золотник клапана, создается недостаточная для его перемещения сила, вследствие чего клапан остается закрытым. При увеличении силы тока управления на обмотке катушки электромагнита, напряженность магнитного поля и движущая сила на якоре возрастают, что приводит к перемещению золотника и срабатыванию клапана.

Когда сила, создаваемая магнитным полем, уравнивается силой сжатия возвратной пружины, перемещение золотника клапана прекращается, и он занимает новое устойчивое положение. Для увеличения или снижения силы воздействия возвратной пружины используется регулировочный винт, с помощью которого происходит настройка пропорционального клапана на необходимый диапазон работы. От величины силы воздействия возвратной пружины зависит напряженность магнитного поля и ток управления, необходимые для функционирования пропорционального клапана.

В зависимости от конструкции клапана для его управления используются один или два пропорциональных электромагнита. Пропорциональный электромагнит разработан на основе дискретного электромагнита, кото-

рый используется в дискретных аппаратах. Как и в дискретном электромагните, якорь, сердечник и корпус выполнены из легко намагничивающегося мягкого материала. Отличается пропорциональный электромагнит наличием управляющего конуса из немагнитного материала, который изменяет форму линий магнитного поля.

При использовании в качестве вспомогательного, пропорциональный клапан регулирует поток и давление, управляющие основным каскадом.

Пропорциональные клапаны могут работать без обратной связи или с обратной связью.

Обратная связь используется в оборудовании, где требуется высокая точность позиционирования. Управление клапаном выполняется модулированием опорного сигнала на контроллере обратной связи, который получает сигнал от датчика исполнительного механизма и производит сравнение двух сигналов. Получаемая погрешность обрабатывается электронным блоком управления, после чего осуществляется регулировка в соответствии с сигналом управления. Точность систем с обратной связью выше по сравнению с системами без обратной связи и менее подвержена влиянию внешних помех окружающей среды.

Для приводов, где не требуется большая точность, используют системы без обратной связи. Точность управления без обратной связи непосредственно связана с качеством гидравлической системы и, в частности, пропорционального клапана и соответствующего блока управления.

Основными характеристиками пропорциональных клапанов являются расход жидкости, гистерезис, время отклика, диапазон регулирования.

Расход жидкости измеряют при температуре 20°C и избыточном давлении 0,1 МПа на входе в клапан и 0 МПа на выходе из клапана. Величина расхода зависит от степени открытия клапана. В пропорциональных электромагнитных клапанах магнитное поле прямо пропорционально току, протекающему через катушку. Регулировка винтом повышает либо понижает усилие воздействия на пружины, позволяя правильно настроить клапан.

Гистерезис – максимальная разница выходного сигнала при проходе всего диапазона входного сигнала в восходящем и нисходящем потоке; указывается в % от максимального выходного сигнала. Гистерезис возникает вследствие трения и намагничивания. Пропорциональные клапаны имеют время отклика, которое составляет порядка миллисекунд. На любое изменение на электрическом входе он реагирует спустя некоторое время. Динамическое время отклика позволяет судить о динамических характеристиках пропорционального электромагнитного клапана. Для пропорциональных электромагнитных клапанов это время, как правило, составляет 25-60 мс.

Диапазон регулирования (измерительный диапазон) представляет собой соотношение текущего и минимального расходов.

Пропорциональные гидроаппараты выпускаются многими мировыми производителями и в значительной мере оптимизируют работу гидросистемы.

На рис. 2 представлены конструктивные схемы пропорциональных клапанов *QVHMZO* и *QVKMZOR* фирмы *ATOS*. Это клапаны прямого действия, обеспечивающие возможность управления давлением и расходом в зависимости от электронных опорных сигналов. Клапаны работают совместно с электронным блоком управления, который формирует опорный сигнал, поступающий от элементов управления машины.

Расход контролируется дросселем 1, приводимым в действие непосредственно пропорциональным электромагнитом 2. Механический компенсатор давления 3 поддерживает постоянное значение при помощи дросселя 1, и таким образом регулируемый расход не зависит от нагрузки. Избыточная рабочая жидкость направляется обратно в бак. Давление контролируется компенсатором 3, а управление производится пропорциональным клапаном 4. Максимальный расход соответственно до $0,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ (45 л/мин) и до $1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ (90 л/мин). Максимальное давление - 21 МПа.

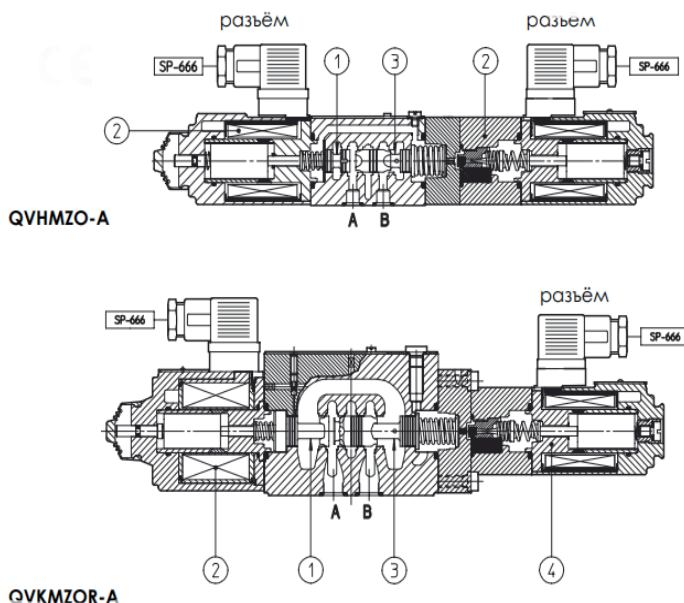


Рис. 2. Пропорциональные клапаны фирмы *ATOS*

Характеристики клапанов представлены на рис. 3 и 4.

Пропорциональные клапаны *ATOS* изготавливают как без обратной связи, так и с обратной связью с использованием датчика положения. Их можно сгруппировать в три различные функциональные группы:

- клапаны управления давлением: переливные клапаны и редуцирующие клапаны, которые регулируют давление гидравлической системы пропорционально опорному сигналу;

- 4-х линейные распределители: направляют и модулируют поток на приводе пропорционально сигналу управления на клапане, они могут применяться как без обратной связи, так и с обратной связью для определения направления, скорости и ускорения механизмов;

- клапаны управления расходом: 2-х или 3-х линейные, с компенсатором давления, для модулирования расхода в системе независимо от эксплуатационных нагрузок.

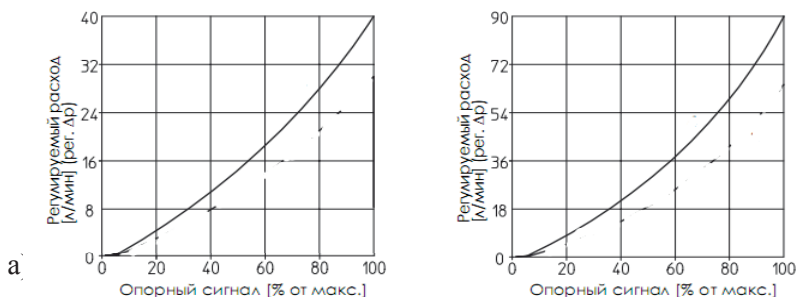


Рис. 3. Графики регулирования расхода:
а - QVHMZO; б – QVKMZOR

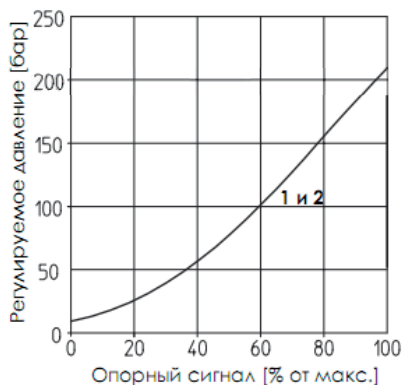


Рис. 4. График регулирования давления

Типовые характеристики клапанов управления давлением *ATOS* представлены на рис. 5. Размеры и формы кромок золотника, которые определяют площадь проходного сечения, могут отличаться:

- наличием и числом выточек по окружности,
- их формой и размерами,
- золотник может быть сплошным или с просверленными отверстиями.

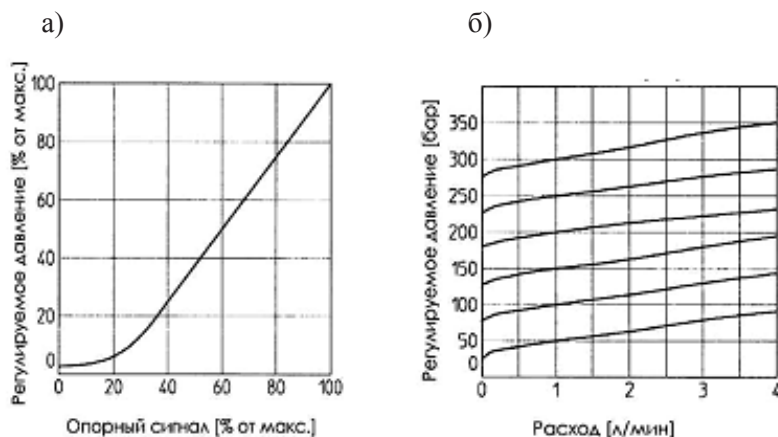


Рис. 5. Характеристики клапанов управления давлением:
а – зависимость выходного давления от опорного сигнала;
б – зависимость регулируемого давления от расхода

На рис. 6 представлены расходные характеристики двух золотников с выточками различной формы.

При малых значениях тока управления оба золотника не пропускают рабочую жидкость из-за наличия положительного перекрытия. График расходной характеристики золотника с треугольными выточками (рис. 6, а) имеет форму параболы (рис. 6, б). Золотник с выточками прямоугольной формы (рис. 6, в) имеет почти линейную расходную характеристику (рис. 6, г).

На рис. 7 представлен пропорциональный редукционный клапан с обратной связью серии *FTDRE 2K* фирмы *Bosch Rexroth AG*. Клапан рекомендуется для применения на мобильных машинах. Он может использоваться для регулирования давления и расхода рабочей жидкости в контуре как самостоятельно, так и в качестве вспомогательного клапана, управляющего основным каскадом.

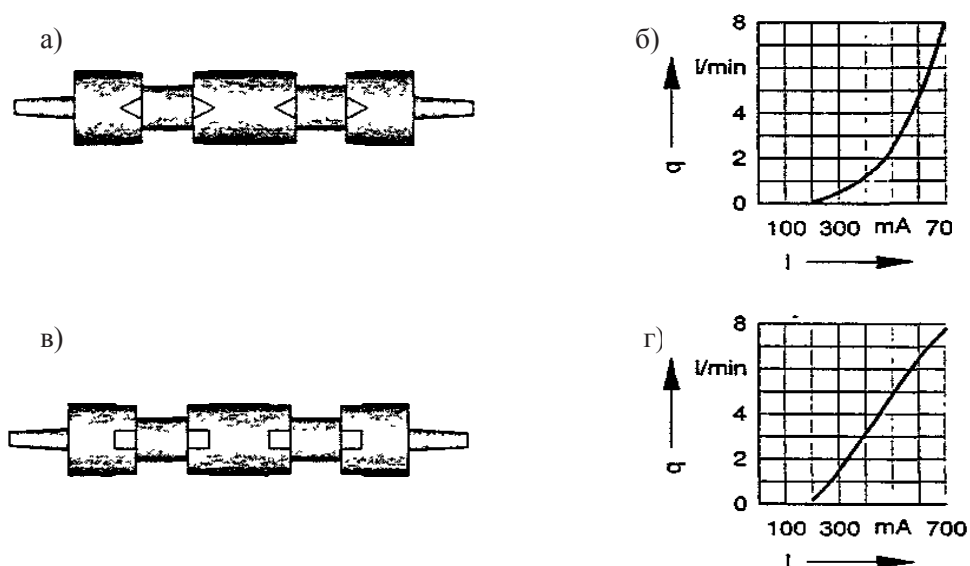


Рис. 6. Графики расходных характеристик для золотников с различной формой выточек:

а – золотник с треугольными выточками; б - расходная характеристика золотника с треугольными выточками; в – золотник с прямоугольными выточками; г - расходная характеристика золотника с прямоугольными выточками

Пропорциональные гидроаппараты находят применение в различных отраслях техники. Применение электрогидравлической пропорциональной аппаратуры позволяет повысить быстродействие привода, упрощает проектирование беспилотных и роботизированных мобильных машин и постоянно наращивать функциональные возможности систем безопасного управления автомобилем. Один из возможных вариантов применения пропорциональных клапанов – системы управления безопасностью автомобиля, в частности антиблокировочная и противобуксовочная системы.

Следует также учесть актуальность разработок мобильной техники с электроприводом. В настоящее время ведутся работы по созданию и совершенствованию «электроруля», электрогидравлической тормозной системы и системы управления гидромеханической коробкой передач для карьерных самосвалов БелАЗ.

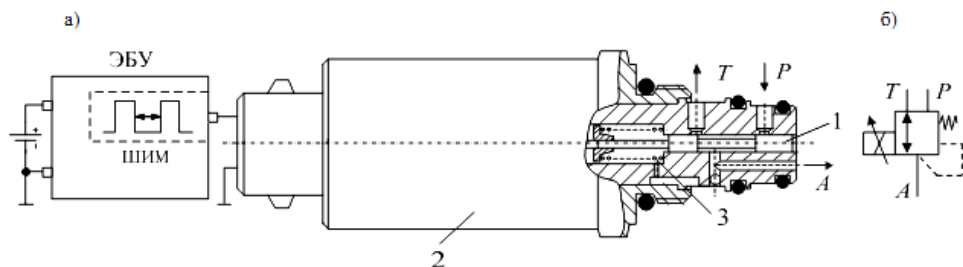


Рис. 7. Пропорциональный редукционный клапан серии FTDRE 2K фирмы Bosch Rexroth AG:

а – конструктивная схема; б – условное графическое обозначение;
 1 – трехлинейный редукционный клапана с дросселирующим золотником; 2 – пропорциональный электромагнит; 3 – пружина;
 ЭБУ – электронный блок управления; ШИМ – регулятор силы тока, работающий на принципе широтно-импульсной модуляции; P – источник давления, T – гидробак; A – выходной канал

Литература

1. Экспериментальное исследование характеристик пропорционально-го редукционного клапана с электронным управлением / Н. Н. Горбатенко, В. П. Тарасик // Вестник Белорусско-Российского университета – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2013. - №2(39). – С. 15-25.
2. Пропорциональные клапаны давления и расхода / Каталог ATOS: – 19 с.
3. *Proportional pressure reducing valve Type FTDRE 2K* [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog>.

УДК 519

Возможности использования беспилотных летательных аппаратов в разведывательных операциях

В.С. Шевченко

Военная академия Республики Беларусь

Ситуационная осведомленность во всех сферах человеческой деятельности является важнейшим элементом, определяющим эффективность таких действий. Поэтому рациональная организация процессов разведки,

обеспечивающая гарантированное выполнение требований ее непрерывности, своевременности и достоверности, находится в центре внимания разработчиков и исполнителей всех операций.

Масштабы и уровень решения новых сложных задач, стоящих перед наукой и практикой, требуют привлечения новых методов кибернетики и исследования операций для их решения. Некоторые возможности таких методов рассмотрим на примерах исследования процессов оперативной и тактической разведки с применением беспилотных летательных аппаратов (БЛА).

Современные БЛА способны выполнять широкий спектр оперативной и тактической разведок [1]. При этом в процессе разведки выполняются ее главные цели и задачи: обнаружение сил и средств противника в определенном районе; распознавание объектов на определенной территории; определение численности и координат целей; определение результата боевых действий (состояние объектов противника после нанесения по ним удара). Кроме того, данными видами разведки определяются характеристики местности, наличие инженерного оборудования и сооружений, а также радиационной, химической, бактериологической и гидрометеорологической обстановки. Следует также отметить, что большинство из выше-названных задач разведки актуальны и в мирное время и могут выполняться для различных отраслей народного хозяйства.

В качестве показателя эффективности разведки можно принять математическое ожидание разведанной площади. Площадь, которая должна исследоваться в процессе разведки, обычно разбивается на так называемые полосы захвата, соответствующие техническим возможностям приборного оборудования, установленного на БЛА.

Если известны вероятности p_i обнаружения и распознавания целей при воздушной разведке, то долю площади исследуемого района одним БЛА можно определить с помощью формулы

$$M_p = \frac{S_{\text{зв}}}{S_{\Sigma}} p_i,$$

где S_{Σ} – площадь исследуемого района разведки; $S_{\text{зв}} = Bvt$ просматриваемая площадь; $B = \sqrt{D^2 - h^2}$ – ширина полосы захвата; v – скорость летательного аппарата; t – время полета; $D = htg\alpha$ – максимальная дальность обнаружения цели для установленного приборного оборудования и данных условий полета; h – высота полета; α – максимальный угол обзора приборов, установленных на БЛА.

В зависимости от требуемой оперативности получения разведочных данных и имеющихся возможностей вся площадь района может быть разведана несколькими беспилотными аппаратами или одним за несколько пролетов (гонов). Если задачи разведки выполняют n БЛА и считается, что разведываемые объекты обнаруживаются независимо, то вероятность их обнаружения определяется по формуле

$$p_{in} = 1 - (1 - p_i)^n.$$

Если перекрытия площадей нет, то доля M_p площади района S_Σ , разведанная n летательными аппаратами будет

$$M_p = \frac{n S_{\check{d}}}{S_\Sigma} p_i.$$

В случае перекрытия всех полос захвата

$$M_p = \frac{S_i}{S_\Sigma} \left[1 - (1 - p_i)^n \right].$$

На рис. 1 показан характер зависимости разведанной площади от затраченных летных часов. Видно, что разведанная площадь возрастает пропорционально затраченному времени. Значит, повторное покрытие района разведки наиболее целесообразно осуществлять при необходимости после того, как будет покрыта вся площадь разведываемого района.

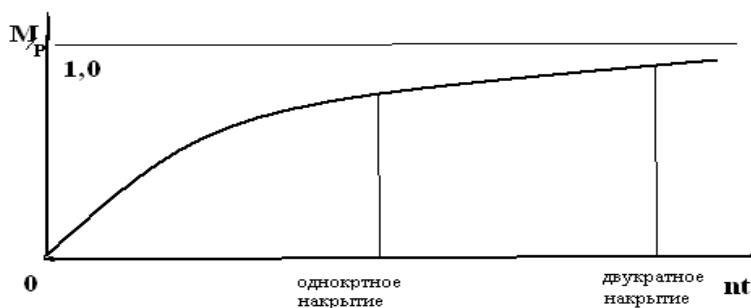


Рис.1. Зависимость разведанной площади района от затраченных самолеточасов

Рис. 1. Зависимость разведанной площади района от затраченных самолеточасов

Можно считать, что наличие дистанционного управления на БЛА не требует их возвращения на базу для передачи разведданных. Поэтому воздействие ПВО противника достаточно учитывать только за время полета до объекта и таким образом увеличивать оперативность действий и повышать живучесть самих летательных аппаратов. Доля разведанной площади для одного БЛА в этом случае будет

$$M_p = \frac{Bvt}{S_\Sigma} p_i \left(1 - k_{iid} \frac{t}{2} \right).$$

Здесь k_{iid} – опытный коэффициент, определяющий возможную интенсивность поражающего действия ПВО противника; $\left(1 - k_{iid} \frac{t}{2} \right)$ – вероятность непоражения (несбития) БЛА за время полета до объекта.

БЛА, как правило, приспособлены также и для радиотехнической разведки. Этот вид разведки меньше зависит от маскировки и погодных условий. Здесь необходимая разведывательная информация получается путем приема и анализа электромагнитных излучений различных технических систем противника. Анализ такой информации позволяет определять типы используемых противником систем, количество таких систем, их координаты и некоторые технические характеристики. перехват сообщений, передаваемых противником по линиям связи, может представлять еще более широкий спектр информации.

Для определения вероятности обнаружения сигнала противника используется известная формула [2]

$$\delta_0 = \delta_c \delta_i \frac{t_{\text{вкл}}}{t_{\text{вкл}} + t_{\text{выкл}}} [1 - \exp(-jt)],$$

где p_c – вероятность нахождения объекта в зоне разведки; p_i – вероятность соответствия настройки разведывательного радиооборудования на соответствующий диапазон волн, $t_{\text{вкл}}$ – продолжительность включенного состояния объекта; $t_{\text{выкл}}$ – продолжительность выключенного состояния объекта; j – интенсивность наблюдений.

Мониторинг местности может проводиться как без перекрытий полос наблюдения, так и с их перекрытием. Скорость и высота полета БЛА-разведчика могут варьироваться.

Для обработки и анализа полученной при разведке информации широко используются известные методы теории вероятностей. При этом разведы-

ваемый район представляется в виде некоторой системы X , находящейся в различных состояниях. Например, X_1 - противника нет в данном районе, X_2 - противник есть и перемещается, X_3 - противник находится на стационарных позициях.

БЛА может передать некоторую совокупность данных о противнике $N\{X_1, X_2, \dots, X_n\}$. Отсутствие каких-либо данных обозначим через X_0 . Основная цель обработки разведанных состоит в том, чтобы на основании совокупности имеющихся данных определить состояние системы.

Расчетные условные вероятности состояний разведанного района вычисляются по известной формуле Байеса [3].

$$p_{\partial}\left(X_i/N\right)=\frac{p_0\left(X_i\right)P\left(N/X_i\right)}{\sum p_0\left(X_i\right)P\left(N/X_i\right)}.$$

Здесь $P\left(N/X_i\right)$ - вероятность наличия совокупности данных разведки N , если в действительности система была в состоянии X_i ,

$p_0\left(X_i\right)$ - предварительные вероятности состояний, установленные тем или иным способом до начала разведки.

Конечно, вероятностные методы оценки будут тем достоверней, чем больший объем разведанных данных будет в распоряжении расчетчиков. Обеспечивать это условие наиболее выгодно, если применять для целей разведки современные БЛА, оснащенные новой авионикой и РЛС.

При решении многих задач, связанных с организацией разведки, а также маскировки группировки своих войск, оказывается полезным применение методов теории поиска. Обычно задачи поиска предполагают наличие ограниченных ресурсов времени, числа разведывательных единиц, денежных средств и др., которые необходимо распределить таким образом, чтобы минимизировать трудоемкость обнаружения искомого объекта. Так, при известных характеристиках процесса разведки ($\sigma_{раз}$ - среднеквадратическая ошибка определения координат цели; $C_{раз}$ - стоимость одного вылета БЛА-разведчика; $C_{пуск}$ - стоимость пуска ракеты; $\sigma_{пуск}$ - среднеквадратическое отклонение ракеты от цели; r - радиус зоны поражения; n - число вылетов) точность определения координат цели и суммарное рассеивание можно соответственно найти с

помощью выражений $\sigma_{\partial\acute{a}\zeta}/\sqrt{n}$ и $\sqrt{\sigma_{\acute{r}o\grave{n}\acute{e}}^2 \div \sigma_{\partial\acute{a}\zeta}^2/n}$, а вероятность

$$\text{поражения цели} \quad P(n) = 1 - \exp \left[- \frac{r^2}{2 \left(\sigma_{i\ddot{o}\tilde{n}\tilde{e}}^2 + \frac{\sigma_{\delta\dot{a}\zeta}^2}{n} \right)} \right].$$

Математическое ожидание суммарных затрат на разведку и стрельбу как функция числа вылетов составляет

$$M(n) = n C_{\delta\dot{a}\zeta} + \frac{\tilde{N}_{i\ddot{o}\tilde{n}\tilde{e}}}{1 - \exp \left[- \frac{r^2}{2 \left(\sigma_{i\ddot{o}\tilde{n}\tilde{e}}^2 + \frac{\sigma_{\delta\dot{a}\zeta}^2}{n} \right)} \right]}.$$

График функции суммарных затрат представлен на рис. 2. Анализ данной зависимости свидетельствует о наличии экстремума, соответствующего минимальному числу вылетов БЛА.

Значительный интерес также представляет задача об определении наиболее вероятных направлений на цель. В этом случае учитывается и подвижность цели. Цель может перемещаться со скоростью $\mathbf{v}_{\ddot{o}}$ в любом направлении. Скорость БЛА – разведчика - $\mathbf{v}_{\delta\dot{a}\zeta}$. Тогда вероятность обнаружения цели под заданным курсовым углом φ может быть определена в виде плотности вероятности $p(\varphi)$

Анализ приведенных зависимостей показывает, что эффективность процессов разведки определяется многими факторами и в ряде случаев применение беспилотных летательных аппаратов является более выгодным по сравнению с другими видами разведки.

Применение методов теории поиска наиболее целесообразно для решения задач организации разведки с целью оптимизации ресурсов и достижения максимальной вероятности обнаружения целей.

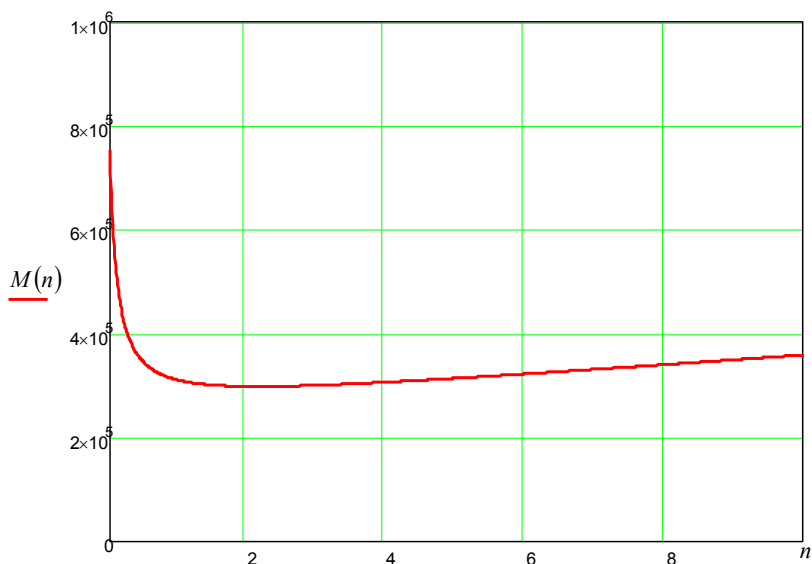


Рис. 2. График функции суммарных затрат на разведку и стрельбу

В целом использование результатов математического моделирования позволит командованию более оперативно и уверенно принимать необходимые решения в боевой обстановке. Изложенный методический подход может также использоваться в различных отраслях хозяйственной деятельности.

Литература

1. Казарьян Б.И. Беспилотные аппараты: способы применения в составе боевых систем. «Военная мысль», №3, 2012 – с.21 – 26.
2. Чуев Ю. В., Спехова Г. П. Технические задачи исследования операций. М. «Советское радио», 1971.
3. Шевченко, В.С. Исследования и испытания гидропневмосистем машин: уч. пособие / В.С.Шевченко, [и др.]. – Мн: Технопринт, 2004.

**Разработка ингибитора коррозии для сжиженных
топливных газов**

Л.А. Глазков, Н.П. Северина, А.А. Табулин
Белорусский национальный технический университет
г. Минск

Предложен вариант ингибитора коррозии (предназначенный для защиты топливной системы автомобилей, работающих на сжиженном газе), содержащий органические, азотосодержащие смеси с высокой молекулярной массой и детергенат. Компоненты ингибитора обладают синергетическим эффектом.

В качестве сырья для производства газового топлива для автомобилей используются продукты переработки нефти и природные газы.

Побочным продуктом переработки нефти являются пропан-бутановые фракции. Их смесь - это и есть нефтяной сжиженный газ. Для заправки автомобилей сжиженным нефтяным газом применяют две марки жидкого топлива: летнее топливо ПБА (в состав которого входит около (50 ± 10) % пропана, остальная часть – бутан и до 1 % ненасыщенных углеводородов, иногда могут содержаться примеси этана и метана), и зимнее топливо ПА (автомобильный пропан, содержание, в общем объеме которого составляет (90 ± 10) %).

Сжатый природный газ представляет собой метан практически в чистом виде. Метан на специальных компрессорных газонаполнительных станциях сжимается, и его закачивают в баллон. Давление сжатого природного газа достигает 20,0 МПа. Показатель уменьшается по мере расходования газа.

Недостатками газовых топлив для автомобилей является:

- мощность двигателя, в сравнении с другими видами топлив, уменьшается. При использовании сжатого природного газа мощность двигателя автомобиля снижается приблизительно на 20 %, а сжиженного нефтяного газа – на (5-7) %;

- риск возникновения коррозии в топливной системе. При переработке нефти в пропан-бутановой фракции могут находиться остатки органических кислот или водорастворимых щелочей (остатки химических реагентов). На нефтеперерабатывающих заводах фракции проходят очистку,

но процесс полного удаления органических кислот или водорастворимых щелочей очень дорогой и поэтому при более дешевой очистке небольшой процент остатков химических реагентов остается.

Для предотвращения образования коррозии разрабатываются ингибиторы коррозии, вещества, которые, находясь в коррозионной среде в достаточной концентрации, сильно замедляют либо вообще прекращают коррозионное разрушение металла. Ингибитором коррозии может быть как одно соединение, так и смесь нескольких.

По типу среды ингибиторы коррозии различают:

- ингибиторы нейтральных коррозионных сред;
- атмосферной коррозии;
- ингибиторы кислых сред;
- сероводородной коррозии;
- ингибиторы нефтяных сред.

В разных коррозионных средах один и тот же ингибитор может вести себя совершенно по-разному.

Классификация ингибиторов коррозии по механизму действия:

- пассивирующие ингибиторы;
- адсорбционные ингибиторы.

По характеру защитного действия различают ингибиторы анодные, катодные, смешанные.

По химической природе ингибиторы делятся на: летучие, органические, неорганические.

Адсорбционные ингибиторы коррозии адсорбируются на поверхности защищаемого изделия, образуя пленку, и тормозят электрохимические реакции. Иногда достаточно образование тонкой мономолекулярной пленки. Адсорбционными ингибиторами чаще всего являются ПАВ (поверхностно-активные вещества), а также органические соединения. При воздействии на изделие они дополнительно усиливают защитные свойства оксидной пленки. Поэтому можно сделать вывод, что наличие в коррозионной среде кислорода способствует увеличению защитного эффекта адсорбционных ингибиторов коррозии. Если же оксидная пленка неустойчива - затрудняется адсорбция ингибитора на поверхности металла, кислород дополнительного влияния не оказывает.

Пассивирующие ингибиторы коррозии играют важную роль при образовании на поверхности металла защитной пленки, которая пассивирует ее. Пассиваторами чаще всего являются неорганические соединения, об-

ладающие окислительными свойствами (нитриты, молибдаты, хроматы). При обработке поверхности этими веществами коррозионный потенциал сдвигается к положительной стороне. Пассивирующие соединения считаются более эффективными, чем большая часть непассивирующих.

Неорганические ингибиторы коррозии используются чаще всего. К ним относятся некоторые пассиваторы, катодные, анодные, пленкообразующие ингибиторы и т.д. Ингибирующий эффект таких соединений можно объяснить их составом. Некоторые анионы (PO_4^{3-} , NO_2^- , CrO_4^{2-} , SiO_3^{2-} , $\text{Cr}_2\text{O}_7^{2-}$), а также катионы (Ni^{2+} , Ca^{2+} , As^{3+} , Sb^{3+} , Zn^{2+} , Bi^{3+}) способствуют уменьшению скорости коррозионного процесса.

К неорганическим ингибиторам коррозии относятся фосфаты, бихроматы, хроматы, нитриты, полифосфаты, силикаты и т.д.

Органические ингибиторы коррозии считаются веществами смешанного действия. Они замедляют катодную и анодную реакции. Очень часто их используют при кислотном травлении. При этом различные загрязнения, ржавчина, окалина удаляются с поверхности, а основной металл не растворяется. Защитный эффект органических ингибиторов зависит от их концентрации, температуры, природы соединений.

Чаще всего в состав органических ингибиторов входит кислород, азот, сера. Они адсорбируются исключительно на поверхности металла. К органическим ингибиторам относятся некоторые летучие, амины, органические кислоты и их соли, меркаптаны (тиолы) и др.

Разрабатываемый ингибитор коррозии для сжиженных топливных газов содержит специальные компоненты, с целью защиты топливной системы двигателей, работающих на сжиженном углеводородном газе (СУГ).

Компонентами ингибитора для СУГ являются органические, азотосодержащие смеси с высокой молекулярной массой.

Атомы азота в составе ингибитора СУГ содержат свободные электронные пары. Свободные электронные пары переносятся на металл (акцептор электронов). Этот перенос электронов обеспечивает крепкую хемосорбцию молекул ингибитора на металлическую поверхность. Единичная молекула ингибитора занимает относительно большую поверхность. Хемосорбированные молекулы образуют плотный монослой на поверхности металла, который защищает от атаки коррозионноактивных компонентов (меркаптан и алкилсульфиды).

Целью разработки ингибитора для СУГ являлся поиск второго компонента ингибитора, который будет нейтрализовать коррозионно-активные

компоненты СУГ. В результате исследований в качестве второго компонента применен детергенат. Компоненты ингибитора обладают синергетическим эффектом.

Двигатели с искровым зажиганием могут работать на бензине или СУГ. СУГ должен иметь те же свойства, что и бензин. Так как в бензин всегда добавляют детергенты, аналогичная присадки должна быть и в СУГ.

Использование детергента в составе ингибитора коррозии позволит удалять смолы на элементах топливной системы. Это приводит к чистоте топливной системы. Таким образом, дозированная подача топлива, образование воздушно-топливной смеси и улучшение сжигания топлива, являются оптимальными и соответствуют настройкам двигателя. Полное сгорание обеспечивает максимальное использование энергии топлива и минимальные выбросы токсичных составляющих в выхлопных газах.

УДК 621.785

**Требования к свойствам рабочих жидкостей и смазок в соответствии с техническим регламентом
Таможенного союза ТР ТС 030/2012**

И.А. Веренич, Д.Л. Жилинин, И.А. Шуст
Белорусский национальный технический университет
г. Минск

В техническом регламенте Таможенного союза ТР ТС 030/2012 «О требованиях к смазочным материалам, маслам и специальным жидкостям» установлены требования к смазочным материалам, маслам и специальным жидкостям. Регламент распространяется на: смазочные материалы: масла моторные, масла трансмиссионные, масла гидравлические, масла промышленные, масла компрессорные, масла турбинные, масла антикоррозионные, масла электроизоляционные, масла базовые, пластичные смазки, специальные жидкости, охлаждающие жидкости, тормозные жидкости, отработанную продукцию. Основными опасными факторами (рисками) при выпуске и обращении указанной продукции определены: пожаробезопасность, содержание воды и механических примесей, экологическое воздействие отработанной продукции при попадании ее в окружающую среду, вредное воздействие на организм человека.

В настоящее время имеются изменения в классификации и способах определения физико-химических свойств наиболее распространенного типа рабочих жидкостей сельскохозяйственной и строительной техники – гидравлических масел.

Наиболее распространенным типом рабочих жидкостей, используемых в исполнительных агрегатах сельскохозяйственной и строительной техники, являются гидравлические масла.

Основными требованиями, предъявляемыми к гидравлическим маслам, являются: малая сжимаемость; способность выдерживать высокое давление без разрушения; не создавать пену; выдерживать большие разрежения без кавитации.

Основными эксплуатационными свойствами гидравлических масел, определяемыми с помощью стандартных физико-химических методов испытаний, являются: вязкость, смазывающая способность, термоокислительная способность, совместимость с конструкционными материалами, радиационная стойкость, вспениваемость, фильтруемость, стабильность (физическая, химическая и механическая), коррозионная устойчивость, горючесть, срок эксплуатации, моющие свойства, рабочие температуры.

Типы основ рабочей жидкости следующие: нефтяные (минеральные масла); синтетические; водосодержащие (негорючие); растительные масла.

Классификация рабочих жидкостей по вязкости определяется ISO, при этом для каждого класса допускаемые отклонения составляют $\pm 10\%$ от обозначения класса. Применяемые стандарты определения вязкости: ГОСТ 33768-2015 - ГОСТ 31391-2009 (СТБ 1798-2007) - EN ISO 3104:1996 - СТБ ИСО 3104-2003 - ГОСТ 33-2000 ГОСТ 1929-87 ГОСТ 7163-84.

В настоящее время проходит пересмотр ТНПА, определяющих классы смазочных материалов. Уже приняты межгосударственные стандарты ГОСТ 17479.1-2015 «Масла моторные. Классификация и обозначение» и ГОСТ 17479.2-2015 «Масла трансмиссионные. Классификация и обозначение».

Рабочие жидкости для гидравлических систем согласно ГОСТ ISO 6743-4-2013 «Материалы смазочные, промышленные масла и родственные продукты (класс L). объединены в группу H, которая в свою очередь в зависимости от состава и области применения подразделяется на четыре категории:

- **HH** – на минеральной основе без присадок;
- **HL** – на минеральной основе с антикоррозионными и антиокисли-

тельными присадками;

- **НМ** – жидкости HL + противоизносные присадки;
- **HR** – жидкости HL + вязкостно-температурные присадки;
- **HV** – жидкости HM + вязкостно-температурные присадки;
- **HS** – синтетические огнестойкие жидкости;
- **HETG** – триглицериды;
- **HEPG** – полигликоли;
- **HEES** – синтетические сложные эфиры;
- **HEPR** – полиальфаолефин и родственные углеводородные продукты;
- **HG** – жидкости HM + противозадирные присадки;
- **HFAE** – эмульсии масел в воде;
- **HFAE** – водные растворы химических соединений;
- **HFB** – эмульсии воды в масле;
- **HFC** – водные растворы полимеров;
- **HFDR** – безводные синтетические жидкости на основе сложных эфиров фосфорной кислоты;
- **HFDR** – безводные синтетические жидкости на основе других соединений;
- **HA** – автоматическая трансмиссия;
- **HN** – переключатели и преобразователи.

Соответствие современных стандартов, которые являются модифицированными (с дополнениями) переводами международных стандартов (ISO, ASTM):

ГОСТ 1057-2014 «Масла селективной очистки. Метод определения фенола и крезола»;

ГОСТ 1520-2014 «Масла селективной очистки. Метод определения наличия фурфурола»;

ГОСТ 2477-2014 «Метод определения содержания воды»;

ГОСТ 2517-2012 «Нефть и нефтепродукты. Методы отбора проб»;

ГОСТ 4333-2014 «Нефтепродукты. Метод определения температур вспышки и воспламенения в открытом тигле».

ГОСТ 26378.0 (1, 2, 3, 4)-2015 «Нефтепродукты отработанные»

ГОСТ 33541-2015 «Составление и использование документа по идентификации продукции».

В табл. 1 приведены международные и отечественные стандарты, регламентирующие определение свойств гидравлических жидкостей.

Таблица 1. Гидравлические жидкости. Нормали и стандарты

Обозначение	Наименование
CEN/TR 14489:2005	Жидкости гидросистемы огнестойкие. Классификация и технические условия. Руководство по выбору в целях обеспечения безопасности, охраны здоровья и окружающей среды
EN 61221:2004	Нефтепродукты и смазочные материалы. Текучие среды на основе эфира триарилфосфата для регуляторов турбин (категория ISO-L-TCD). Технические условия
IEC 60978:1989	Руководство по уходу и использованию жидкостей на основе триарилфосфатного эфира для регулировки турбин
IEC 61221:2004	Нефтепродукты и смазочные материалы. Жидкости для турбин на основе триарилфосфатного эфира (категория ISO-L-TCD). Технические условия
ISO 3871:2000	Транспорт дорожный. Маркировка емкостей для транспортирования тормозной жидкости на нефтяной или на нефтяной основе
ISO 4263-2:2003	Нефть и связанные с ней продукты. Определение старения ингибированных масел и жидкостей. Испытание TOST. Часть 2. Метод испытания рабочих жидкостей категории HFC
ISO 4263-3:2006	Нефть и связанные с ней продукты. Определение старения ингибированных масел и жидкостей. Испытание TOST. Часть 3. Безводный метод для синтетических гидравлических жидкостей
ISO 4404-1:2001	Нефть и связанные с ней продукты. Определение коррозионной стойкости огнестойких рабочих жидкостей. Часть 1. Водосодержащие жидкости
ISO 4404-2:2003	Нефть и связанные с ней продукты. Определение коррозионной стойкости огнестойких рабочих жидкостей. Часть 2. Безводные жидкости
ISO 4406:1999	Приводы гидравлические. Жидкости. Метод кодирования степени загрязнения твердыми частицами
ISO 4925:2005	Транспорт дорожный. Технические условия на тормозные жидкости на ненефтяной основе для гидравлических систем
ISO 4926:2006	Транспорт дорожный. Гидравлические тормозные системы. Эталонные жидкости на ненефтяной основе
ISO 6743-4:1999	Материалы смазочные, масла промышленные и связанные с ними продукты (класс L). Классификация. Часть 4. Группа H (гидравлические системы)
ISO 7308:1987	Транспорт дорожный. Тормозные жидкости на нефтяной основе для тормозов с гидравлическим приводом
ISO 7309:1985	Транспорт дорожный. Гидравлические тормозные системы. Эталонная жидкость ISO на нефтяной основе
ISO 7745:1989	Приводы гидравлические. Огнестойкие жидкости (FR). Руководство по использованию
ISO 9128:2006	Транспорт дорожный. Графические условные обозначения типов тормозной жидкости

ISO 10050:2005	Материалы смазочные, масла промышленные и связанные с ними продукты (класс L). Группа Т (турбины). Технические условия на жидкости для регулирования давления в турбине на основе эфиров триарильной фосфорной кислоты (категория ISO-L-TCD)
ISO 11158:1997	Материалы смазочные, масла промышленные и связанные с ними продукты (класс L). Группа Н (гидравлические системы). Технические условия для категории НН, НL, НМ, НR, НV и НG
ISO 12922:1999	Материалы смазочные, масла промышленные и связанные с ними продукты (класс L). Группа Н (гидравлические системы). Технические требования к категориям НFAE, НFAS, НFB, НFC, НFDR и НFDU
ISO 20763:2004	Нефть и связанные с ней продукты. Определение противозносных свойств гидравлических жидкостей. Метод лопастного насоса
ISO 20783-1:2003	Нефть и связанные с ней продукты. Определение стойкости эмульсии огнестойких жидкостей. Часть 1. Жидкости категории НFAE
ISO 20783-2:2003	Нефть и связанные с ней продукты. Определение стойкости эмульсии огнестойких жидкостей. Часть 2. Жидкости категории НFB
ISO 20843:2003	Нефть и связанные с ней продукты. Определение pH огнестойких жидкостей категорий НFAE, НFAS и НFC

Среди производителей гидравлических жидкостей следует указать корпорацию Shell, поставляющую семейство высококачественных индустриальных и рабочих жидкостей Tellus для промышленного оборудования и мобильных машин. Для гидросистем мобильных машин предназначена линейка жидкостей Tellus V; корпорацию ExxonMobil поставляющую на рынок современную серию рабочих жидкостей Mobil DTE 10 Excel на минеральной основе, предназначенную для широкого спектра мобильной техники и промышленного оборудования. Жидкости отвечают требованиям международных стандартов и одобрены ведущими производителями машин и оборудования. Отметим, что температура замерзания жидкости 32-го класса вязкости составляет -54° , что позволяет использовать ее всесезонно в северных и восточных регионах. Кроме того, данная жидкость не содержит цинка, не вызывает коррозии цветных металлов; ОАО «Газпромнефть», поставляющую на рынок несколько серий рабочих жидкостей для всего спектра гидросистем мобильных машин и промышленного оборудования: жидкости Hidraulic категории HL; жидкости категории HLP; жидкости категории HLPD; серия HZF безцинковых рабочих жидкостей.

Широко используются гидравлические жидкости торговых марок Champion HYDRO HV ISO 32,46,68 Champion HYDRO ISO 32,46,68 Champion PNEUMA ISO 22 и др.

Правила и методы исследований (испытаний) и измерений, в том числе правила отбора проб, необходимые для оценки свойств продукции устанавливаются в межгосударственных стандартах или национальных стандартах.

Система отбора мощностей колесных тракторов

А.И. Беленинник, С.А. Ковальчис

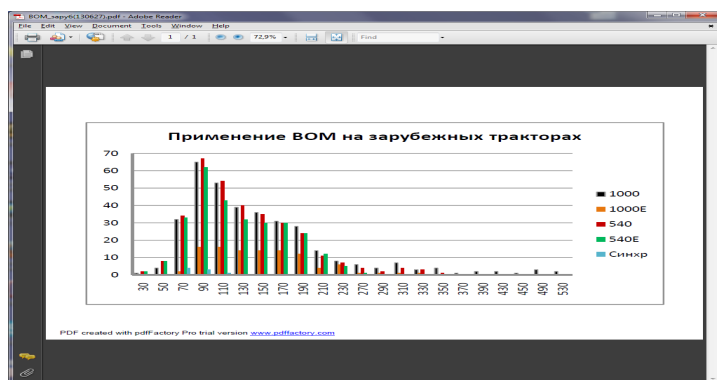
Белорусский национальный технический университет
г. Минск

Возможности современного машиностроения обуславливают наличие широкой номенклатуры валов отбора мощности, классификационная схема которых представлена на рис. 1.

Основными производителями тракторов в широком диапазоне мощности являются фирмы Case IH, Deutz-Fahr, Fendt, JohnDeere, Lamborghini, MasseyFerguson и Same. Тракторы с двигателями наибольшей мощности (324 и 342 кВт) выпускает фирма JohnDeere. Фирмы Hako, Iseki, Kubota, Goldoni и Shibaura специализируются на малогабаритных тракторах. Для привода активных рабочих органов машин и орудий тракторы оснащаются ВОМ заднего расположения: независимыми одно- (540 об/мин, NewHolland, Shibaura, Carraro и др.) или двухскоростными (540 и 1000 об/мин, Holder, Iseki и др.), или зависимыми односкоростными (MasseyFerguson) [1-5]. Преобладают задние ВОМ с ручным включением и механическим управлением. Как правило, по заказу тракторы оборудуются еще и передними односкоростными ВОМ.

Анализ приводов задних ВОМ ведущих зарубежных фирм показывает, что основным типом привода на тракторах с мощностью двигателя на ВОМ свыше 36,8 кВт (50 л.с.) является независимый привод (рис. 1).

Количество тракторов,
взятых для анализа



Мощность N (кВт)

Рис. 1. График анализа показателей применения ВОМ на зарубежных тракторах

Для тракторов с мощностью двигателя на ВОМ менее 36,8 кВт основным типом привода остается зависимый или синхронный. Определяется это значительно большей стоимостью независимого привода в сравнении с теми преимуществами, которые могут быть реализованы при его наличии на тракторах малой мощности. Некоторые фирмы установку зависимого или независимого привода ВОМ производят по заказам или в зависимости от комплектации трактора.

Возможности современного машиностроения обуславливают наличие широкой номенклатуры валов отбора мощности, классификационная схема которых представлена на рис. 2.

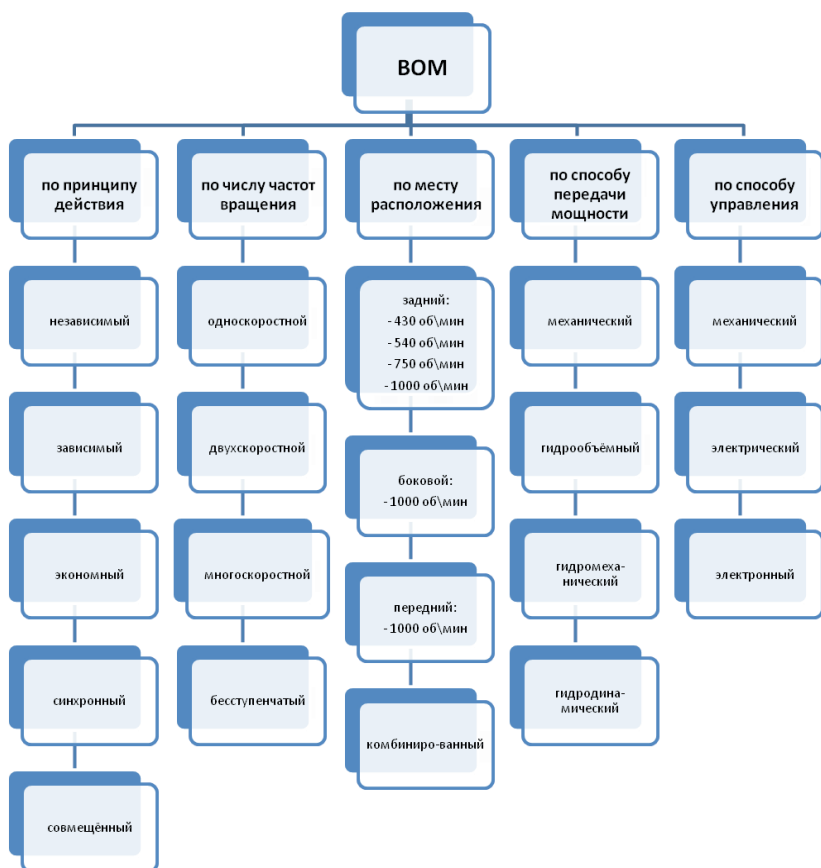


Рис. 2. Схема - классификация валов отбора мощности [6]

На рис. 3 приведены обобщенные структурные схемы основных типов приводов ВОМ по принципу действия.

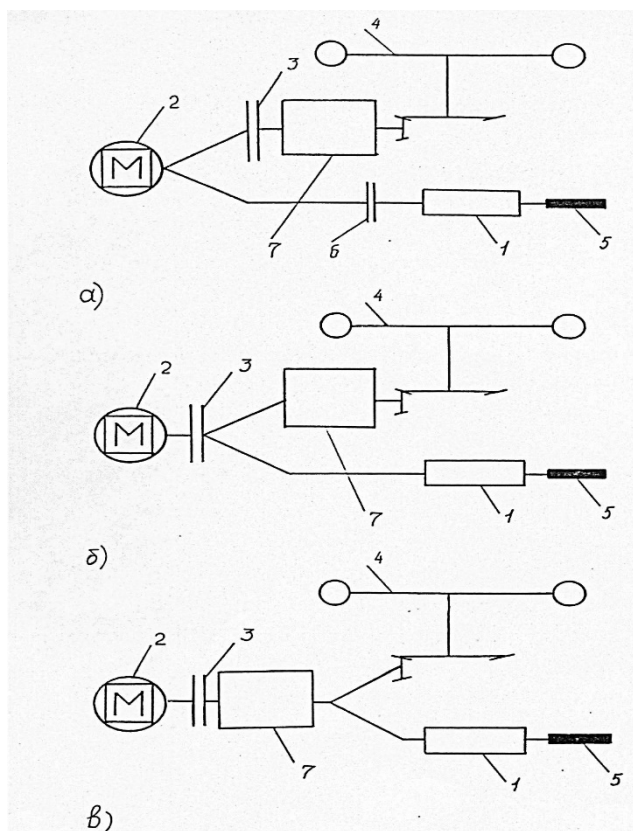


Рис. 3. Обобщенные структурные схемы типовых приводов ВОМ [7]:

- а) - независимый привод ВОМ; б) - зависимый привод ВОМ;
в) - синхронный привод ВОМ

При независимом приводе ВОМ (рис. 3а) [7] его приводной механизм 1 связан с двигателем 2 до устройства для управления подачей мощности 3 к движителю 4 трактора. Для управления подачей мощности к его хвостовику 5 ВОМ с независимым приводом снабжается собственным фрикционным устройством 6.

При зависимом приводе ВОМ (рис. 3б) его приводной механизм 1 связан с двигателем 2 после устройства для управления подачей мощности 3 к движителю 4 трактора, которое используется для управления подачей

мощности и к его хвостовику 5. Это упрощает его конструкцию, однако приводит и к ряду существенных недостатков, так как не позволяет осуществлять следующие операции:

- производить последовательный разгон вначале рабочих органов машин, а затем тракторного агрегата;
- осуществлять кратковременную остановку трактора без остановки рабочих органов машины;
- переключать передачи во время работы трактора без остановки рабочих органов машины;
- включать и выключать агрегируемые машины без остановки трактора.

В процессе работы машинно-тракторного агрегата с зависимым приводом ВОМ происходит нарушение технологии выполняемого процесса и ухудшается его качество. Присутствующая при этом возможность забивания рабочих органов машины влияет как на технику безопасности, так и на трудоёмкость обслуживания. Кроме того, зависимый привод ВОМ для обеспечения одновременного разгона агрегата и рабочих органов машины требует дополнительного запаса мощности двигателя, при установившемся режиме не используемой. Величина данного запаса составляет около 30 % [7].

Все эти недостатки привели к практическому отходу от зависимого привода задних ВОМ на современных колесных тракторах.

И при синхронном приводе ВОМ (рис. 3в) его приводной механизм 1 связан с двигателем 2 после вариатора скорости 7 трактора. Характерным для синхронного привода ВОМ является:

- привод от валов трансмиссии, расположенных за КПП;
- хвостовик ВОМ вращается только тогда, когда вращаются ведущие колеса трактора;
- передаточное число между хвостовиком синхронного ВОМ и ведущими колесами трактора постоянно, в связи с чем, число оборотов хвостовика, приходящееся на 1 м пути, не зависит от числа оборотов двигателя и включенной передачи;
- направление вращения ВОМ различно при движении трактора вперед и назад.

Приводной механизм ВОМ, в большинстве случаев, представляет собой довольно сложную конструктивную систему, в которую, в зависимости от типа привода и выполнения, могут входить следующие различные по назначению и выполняемым функциям конструктивные элементы:

- силовая цепь (или цепи) между приводным элементом и выходным элементом (или выходными элементами);

- согласующий редуктор (или редуктора) частот и направлений вращений приводных и выходных элементов;
- управляющее устройство для подачи и прекращения подачи мощности от приводных элементов к выходным элементам;
- механизм управления управляющим устройством;
- устройство для переключения режимов работы (в случае нескольких приводных элементов);
- редуктор для обеспечения нескольких частот вращения выходных элементов и устройство для исключения несоответствия типа хвостовика его скоростному режиму;
- редуктор для реверсирования направления вращения выходных элементов или изменения направления подачи мощности;
- вариатор для обеспечения бесступенчатой регулировки частоты вращения выходных элементов;
- устройство для предохранения от перегрузок при работе или пуске.

Данное разделение в некоторой мере условно, так как на практике функции нескольких конструктивных элементов или даже практически всех может выполнять один неразделимый узел.

Анализ конструкций задних ВОМ тракторов основных зарубежных фирм показывает, что двухскоростной привод применяется, в основном, на тракторах с мощностью на ВОМ 36,8...110 кВт (50...150 л.с.). Для тракторов меньшей мощности используется односкоростной привод, позволяющий передать всю мощность двигателя. Для тракторов с мощностью на ВОМ более 110 кВт используется односкоростной привод с частотой вращения 1000 об/мин, так как применение на данных тракторах привода 540 об/мин, передающего только незначительную часть мощности двигателя, нецелесообразно с экономической точки зрения.

С целью повышения экономичности МТА на работах с незначительной нагрузкой двигателя по мощности некоторые зарубежные тракторы снабжаются трехскоростным ВОМ. Примером могут служить тракторы моделей 303LS...308LS фирмы Fendt, на которых по заказу потребителей может устанавливаться ВОМ, обеспечивающий три частоты вращения его выходного хвостовика - 540, 750 и 1000 об/мин (рис. 4а).

Привод машин от ВОМ с частотой вращения 750 об/мин получил специальное название – «экономичный ВОМ». При работе с такой скоростью, за счёт возможности обеспечения стандартной частоты вращения ВОМ - 540 об/мин, при снижении частоты вращения двигателя до 70...75 % от номинальной, обеспечивается экономия топлива до 30 % [8, 9]. Это вполне окупает затраты, связанные с некоторым усложнением конструк-

ции привода ВОМ. Различные частоты вращения выходному хвостовику ВОМ 1 обеспечиваются переключением муфты 2 (рис. 4а).

Фирмы MasseyFerguson, Steyr и др. [8] в настоящее время оснащают по заказу некоторые модели своих тракторов четырехскоростным ВОМ, что позволяет осуществлять работу двигателя на частичных режимах для машин, приводящихся как с низшей стандартизованной частотой вращения – 540 об/мин, так и с повышенной стандартизованной частотой вращения – 1000 об/мин.

На рисунке 4б представлена схема приводного механизма четырехскоростного ВОМ фирмы MasseyFerguson. Стандартизованные частоты вращения – 540 об/мин и 1000 об/мин выходному хвостовику 1 обеспечиваются муфтой 2. Включение дополнительных частот вращения хвостовика ВОМ на частичных режимах работы двигателя транспортного средства осуществляется связью муфты 3 с шестерней 4 дополнительного редуктора. Различные синхронные частоты вращения хвостовику ВОМ обеспечиваются муфтами 2, 5.

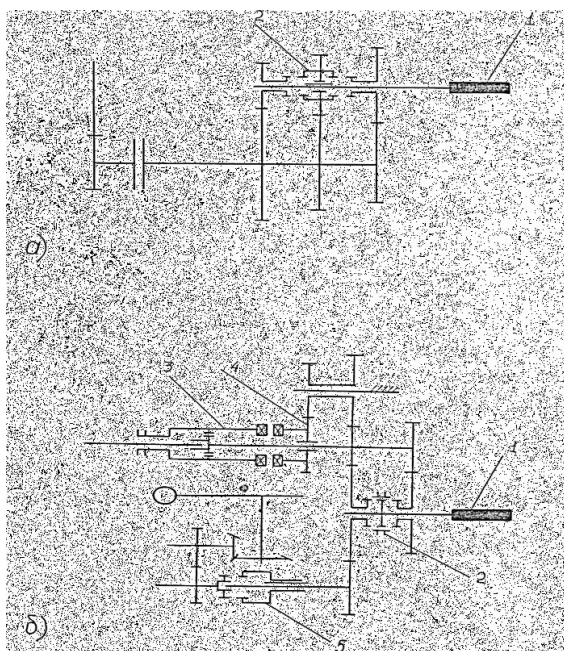


Рис. 4. Схема приводных механизмов многоскоростных валов отбора мощности [8]:

- а) – тракторов моделей 303LS..308LS фирмы Fendt,
- б) – тракторов фирмы MasseyFerguson

В целом, все конструкции двухскоростных ВОМ [10] характеризуются тем, что скорость вращения выходного или выходных хвостовиков не зависит от его профиля, в результате чего агрегатируемые с трактором машины могут получать двухскоростной привод. Это позволяет для высокоскоростных машин, в случае необходимости их незначительной загрузки, осуществлять работу при меньшей скорости ВОМ с передачей большей мощности на движитель. Примером может служить агрегатируемый с трактором «БЕЛАРУС-82.1» траншейный цепной экскаватор ЭТЦ-165 п/о «ТАЛЛЭКС», который, в зависимости от вида разрабатываемой почвы, работает или на приводе с 1000 об/мин или на приводе с 540 об/мин.

Разделяются они на две большие группы:

- 1) двухскоростные ВОМ со сменными хвостовиками;
- 2) двухскоростные ВОМ с переставным хвостовиком.

Недостатком двухскоростных ВОМ первой группы со сменными хвостовиками, один из которых устанавливается на трактор, а другой должен быть приложен к нему, является возможность потери одного из хвостовиков. В настоящее время известно большое число двухскоростных ВОМ второй группы, в которых используется один переставной хвостовик, концы которого снабжены шлицами с различным профилем. Рассматривая данную группу двухскоростных ВОМ, можно разделить ее на две подгруппы:

- 1) ВОМ с не переключаемым при перестановке хвостовика редуктором;
- 2) ВОМ с переключаемым при перестановке хвостовика редуктором.

Одно из направлений развития двухскоростных ВОМ - упрощение конструкций за счёт уменьшения числа приводных шестерён, которое привело к созданию трехшестеренных рядных редукторов. Характерная, присущая только данным рядным редукторам особенность - два места установки выходных хвостовиков, что определяется возможной компоновочной связью данных трёх шестерён.

Примером трехшестеренного двухскоростного рядного редуктора может служить ВОМ трактора модели 744 фирмы International Harvester (США), а также двухскоростной задний ВОМ на тракторе модели БМ-2654 фирмы Volvo (Швеция).

Определенный интерес представляет группа двухшестеренных двухскоростных рядных редукторов ВОМ. Обладая минимальным числом шестерён редуктора, они значительно проще по конструкции и обладают повышенным КПД.

С целью повышения экономичности машиноtractorного агрегата на работах с незначительной загрузкой двигателя некоторые зарубежные тракторы начали снабжаться трехскоростными ВОМ.

Наличие на тракторе третьей скорости ВОМ 750 об/мин позволяет осуществлять работу двигателя на частичных режимах для машин, приводящихся с первой низшей стандартизованной скоростью 540 об/мин. Постоянное увеличение доли машин, приводящихся со второй повышенной скоростью 1000 об/мин, требует обеспечения такой возможности и для данной скорости ВОМ, т.е. в настоящее время имеется необходимость в четырехскоростных ВОМ.

Величину четвертой скорости ВОМ можно определить из произведения величины второй стандартизованной скорости на отношение первой стандартизованной скорости к третьей, то есть ее значение составит $1000 \times 540 / 750 = 1389$ об/мин.

Округляя данное значение, получаем следующий скоростной ряд четырехскоростных ВОМ:

- 1 стандартизованная скорость – $n_1 = 540$ об/мин;
- 2 стандартизованная скорость – $n_2 = 1000$ об/мин;
- 3 дополнительная скорость – $n_3 = 750$ об/мин;
- 4 дополнительная скорость – $n_4 = 1500$ об/мин.

Если идти по пути фирмы «Fendt», то, для обеспечения четвертой скорости, необходимо дополнительное введение двух шестерней, в результате чего редуктор ВОМ, который будет состоять из восьми шестерен, превратится в настоящую коробку передач с довольно сложным устройством.

Наиболее просто решается проблема создания четырехскоростных ВОМ на основе планетарных механизмов. А использование гидромеханических приводов позволит перейти на бесступенчатое регулирование.

Литература

1. Международный Интернет-портал [Электронный ресурс] / Поисковая система Yandex – Режим доступа: http://www.deutz-fahr.com/USA/en-US/agrolux60-70en.html?identitytypecustomfields=DESCR_OVERVIEW&idproduct=51. – Дата доступа: 12.06.2013.
2. Российский Интернет-портал [Электронный ресурс] / Поисковая система Yandex – Режим доступа: <http://www.fendt.com/ru/1806.asp>, <http://www.fendt.com/ru/-1810.asp>. – Дата доступа: 12.06.2013.
3. Международный Интернет-портал [Электронный ресурс] / Сайт компании MasseyFerguson – Режим доступа <http://www.masseyferguson>.

[ru/traktors/](#) Тракторы Massey Ferguson MF 7400 Tractor, Тракторы Massey Ferguson MF 6400 Tractor, Тракторы Massey Ferguson MF 600 Tractor, Тракторы Massey Ferguson MF 400 Tractor, Тракторы Massey Ferguson MF 5300 Tractor. - Дата доступа: 12.06.2013.

4. Международный Интернет-портал [Электронный ресурс] / Сайт компании Iseki – Режим доступа [Http://japan-tractor.com.ua/news/1-predstavlayem-assortiment-tractorov-iseki](http://japan-tractor.com.ua/news/1-predstavlayem-assortiment-tractorov-iseki) - Дата доступа: 10.06.2013.

5. Российский Интернет-портал [Электронный ресурс] / Поисковая система Yandex – Режим доступа: [Http://www.unisaw.ru/catalog/element.php.ID=374662](http://www.unisaw.ru/catalog/element.php.ID=374662), [Http://www.kuvalda.ru/catalog/7715/34552/](http://www.kuvalda.ru/catalog/7715/34552/) – Дата доступа: 10.06.2013.

6. Механизм привода валов отбора мощности транспортного средства: а. с. 1437260 СССР / О.К. Довнар, В.М. Мухин, О.Н. Протасеня [и др.] – опубл. в Б.И., 1988. – № 42. – С. 28.

7. Барский, И.Б. Конструирование и расчет тракторов/ И.Б. Барский. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 335 с.

8. Четырехскоростной ВОМ / А.Т. Скобейда [и др.] // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1990. – №2. – С. 25-27.

9. Vernet J. Prise de forse 750 tours de Fendt. – ТМА, 1983. – № 805. – р. 69-71.

10. Протасеня, О.Н. Выбор рациональных схем и обоснование параметров систем отбора мощности приводов машин (применительно к машинно-тракторным агрегатам): дис. канд. техн. наук: 05.02.02, 05.03.03 / О.Н. Протасеня. – Минск, 1991. – С. 159.

УДК 629

Применение лабораторного оборудования фирмы «FESTO» для исследования процессов в пневматических системах

А.М. Науменко

УО «Витебский государственный технологический университет»
Витебск, Беларусь

В системах автоматизации производственных процессов, наряду с гидромеханизмами применяются пневмоприводы, основанные на использовании в качестве рабочей среды сжатого воздуха.

С помощью пневматических устройств решаются сложные задачи по автоматизации управления машин и производственных процессов. Актуальной задачей является повышение эффективности проектирования пневма-

тических систем за счет исследования рабочих характеристик используемых пневматических элементов.

Целью данной работы является исследование скорости перемещения пневмоцилиндра FESTO ADN-20-60-A-P-A.

Исследования приводились в условиях лаборатории кафедры «Информационные системы и автоматизация производства» с использованием лабораторного измерительного оборудования фирмы «FESTO» (комплектов пневмоавтоматики TP201, TP210, TP240). Данное оборудование позволяет проводить исследование, настройку пневматических систем различной сложности.

Электрическая схема подключения элементов и датчиков применяемые в ходе проведения исследования представлена на рис. 1.

Для передачи сигналов от датчиков на ЭВМ использовались блоки дискретных входов/выходов, блоки аналоговых входов/выходов, модуль интерфейсов EasyPort USB – D 16 A. В качестве программного обеспечения использовалась программа Fluidlab-P v. 1.0, модуль «2.2 Double acting cylinder». Давление в пневмосистеме равно 6 бар. Перемещение пневмоцилиндра осуществлялась без нагрузки.

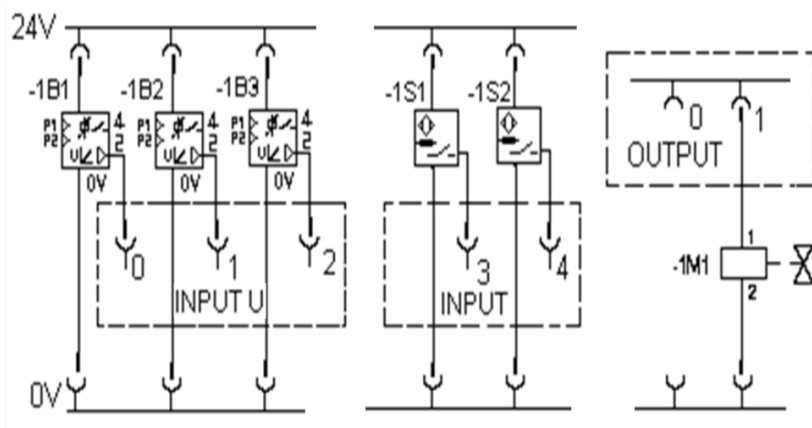


Рис. 1. Электрическая схема подключения элементов:

1B1 – датчик положения SMAT – 8E – 550 – 80 – M8; 1B2, – датчик давления TP – BG – SD – E1 – D10 в напорной линии; 1B3 – датчик TP – BG – SD – E1 – D10 давления в линии выхлопа; 1S1 – концевой выключатель начального положения; 1S2 – концевой выключатель конечного положения

В ходе исследования выявлены режимы работы пневмоцилиндра, представленные на рис. 2.

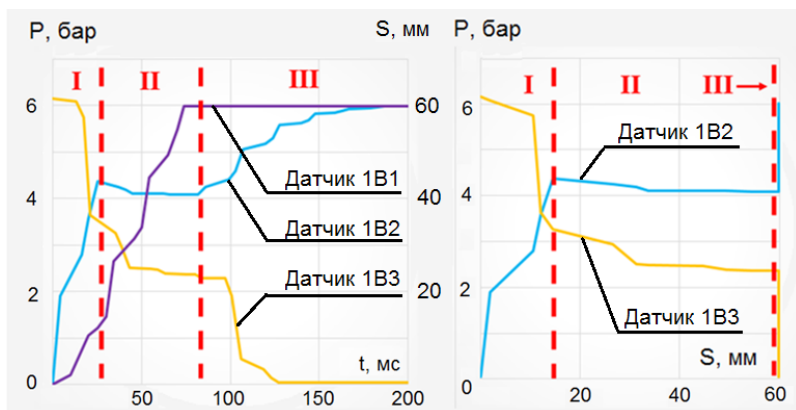


Рис. 2. Результаты исследования зависимости давления в напорной линии P от перемещения поршня S и времени t

Рассмотрим зависимости давления в напорной линии P (датчик 1B2). Первый режим соответствует разгону поршня цилиндра. Происходит повышение давления при малом перемещении поршня. Во втором режиме происходит перемещение поршня. При этом не наблюдается повышение давления. В третьем режиме поршень достигает крайнего положения, давление повышается до установившегося значения.

Использование лабораторно-измерительного комплекса на базе модуля EasyPort позволяет осуществлять исследование и управление пневматическими системами различной сложности. Подтверждена эффективность применения лабораторно-измерительного комплекса в учебном процессе и научных исследованиях.

Экспериментально установлено, что скорость перемещения пневмоцилиндра является переменной характеристикой и зависит от множества факторов: применяемой схемы управления, конструктивных характеристик пневмоцилиндра, параметров системы подготовки сжатого воздуха.

Лабораторно-технический комплекс - программируемые реле

Асс. Е.А. Чернов, ст. преп. К.Н. Ринейский, доц. В.Е. Казаков
УО «Витебский государственный технологический университет»
г. Витебск

Лабораторно-технический комплекс на базе технологической линии MecLab® фирмы Festo позволяет получить навыки монтажа и управления технологическими линиями. Данный комплекс используется для проведения практических занятий по дисциплинам «Автоматизация технологических процессов отрасли» (АТПО), «Микропроцессорная техника систем автоматизации» (МПТСА), для специальностей 1-53 01 01-05 «Автоматизация технологических производственных процессов и производств (легкая промышленность)», 1-40 05-01-01 «Информационные системы и технологии (в проектировании и производстве)».

Технологическая линия MecLab® состоит из станций: стекового накопителя, конвейера, манипулятора [1]. Функции станций могут быть расширены или изменены, путем добавления или удаления компонентов, таких как датчиков или приводов. Станции управляются программой моделирования и управления FluidSIM® в комбинации с EasyPort. EasyPort позволяет программе FluidSIM® считывать сигналы с датчиков на станциях и активировать приводы станций. EasyPort также используется для связи станций с ПК через USB интерфейс. EasyPort запитывается от блоков электропитания и это упрощает программирование и запуск станций.

Существенным недостатком управления станциями с помощью программы FluidSIM® является невозможность управлять тремя станциями одновременно с одного компьютера.

Одной из задач лабораторно-технического комплекса является управление всеми станциями как единой технологической линией и исследование динамических характеристик оборудования данного комплекса.

В состав разработанного лабораторно-технического комплекса входят: технологическая линия MecLab® фирмы Festo; программируемое реле ОВЕН ПР110-24.12Д.8Р-Ч; программируемое реле Siemens LOGO! 6ED1052-1MD00-0BA6. Для подключения станций к программируемым реле используются кабели KMPV-SUB-D-15.

Основные характеристики ПР110-24.12Д.8Р-Ч: количество входов дискретных – 12, количество выходов дискретных – 8, напряжение питания – DC 24В, максимальное количество функциональных блоков программы в программе – до 63. Алгоритм функционирования реле ОВЕН ПР определяется программой пользователя, которая создается в среде «OWEN Logic». В качестве языка программирования среда использует язык функциональных блоков (FBD), который полностью соответствует стандарту МЭК 61131-3.

Основные характеристики LOGO! 6ED1052-1MD00-0BA6: количество входов дискретных – 8, количество выходов дискретных – 4, напряжение питания – DC 24В, максимальное количество функциональных блоков программы – 120. Пакет LOGO! Soft Comfort позволяет осуществлять разработку и отладку программ для логических модулей LOGO!. Он может быть использован в клиент/серверных приложениях и обеспечивает максимальное удобство разработки, отладки, документирования и архивирования программ логических модулей LOGO!

На рис. 1 представлена программа, которая позволяет управлять ОВЕН ПР110-24.12Д.8Р-Ч станцией конвейера без использования FluidSIM®. Основными элементами программы являются: входы I1 (датчик положения горизонтального пневмоцилиндра), I2 (датчик положения горизонтального пневмоцилиндра), I3 (датчик положения вертикального пневмоцилиндра), I4 (датчик положения вертикального пневмоцилиндра), I5 (оптический датчик на выходе конвейерной станции); выходы Q1 (4/2-распределителя горизонтального пневмоцилиндра), Q2 (4/2-распределителя горизонтального пневмоцилиндра), Q3 (4/2-распределителя вертикального пневмоцилиндра), Q4 (4/2-распределителя вертикального пневмоцилиндра), Q5 (3/2-распределителя схвата); таймер задержки включения сигнала TOF1; логические элементы «ИЛИ»; логические элементы «И» AND31-AND37; RS-триггеры RS1-RS9.

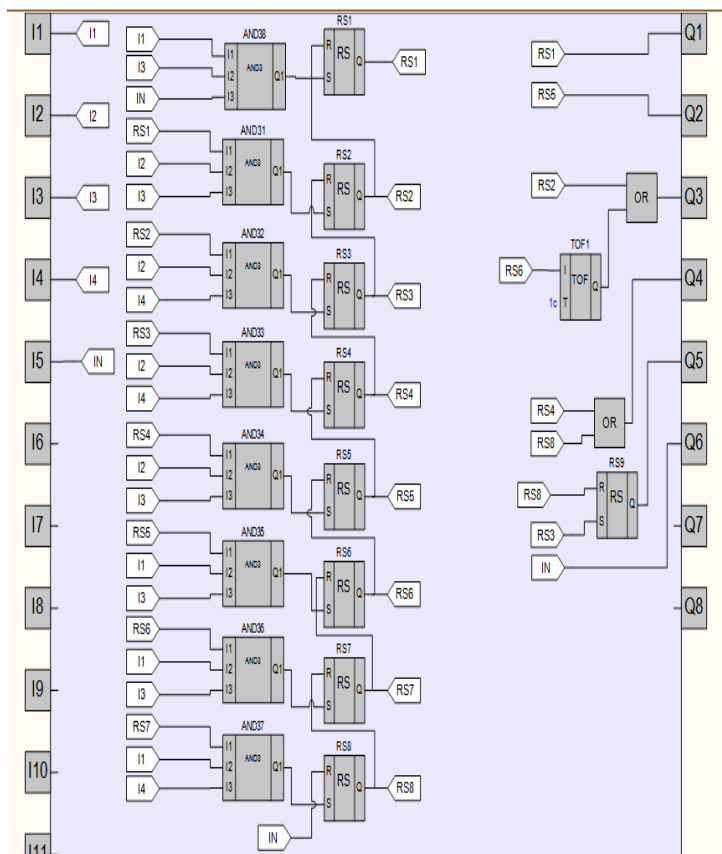


Рис. 1. Программа в «OWEN Logic» для станции манипулятора

На рис.2 представлена программа, которая позволяет управлять LOGO! 6ED1052-1MD00-0BA6 станциями конвейера и стекового накопителя без использования FluidSIM®. Основными элементами программы являются: входы I1 (индуктивный датчик), I2 (оптический датчик на входе конвейерной станции), I3 (оптический датчик на выходе конвейерной станции), I4 (датчик положения штока станции стекового накопителя), I5 (кнопка запуска); выходы Q1 (соленоид конвейерной станции), Q2 (двигатель конвейерной станции), Q3 (4/2-распределителя станции стекового накопления), Q4 (4/2-распределителя станции стекового накопления); таймеры задержки включения сигнала B004, B006, B007, B011, B012; таймеры задержки включения сигнала B005, B008; формирователь импульса заданной длительности B003; логический элемент «ИЛИ» B002; RS-триггер B001.

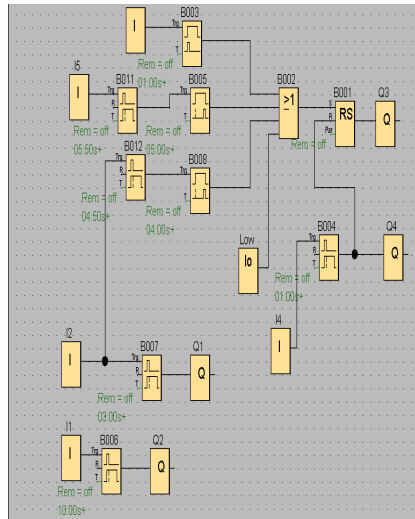


Рис. 2. Программа Siemens LOGO! для управления станциями
стекового накопителя и конвейера

Так же, на основе разработанного программного обеспечения для оборудования, дополнительно производится оценка динамических характеристик исполнительных устройств, выбор модели и определения ее параметров для дальнейшего анализа с использованием теории автоматического управления.

Использование программируемых реле позволяет объединить станции стекового накопления, конвейера и манипулятора в единую технологическую линию. На базе данной технологической линии разработан комплекс методических работ по дисциплинам АТПО, МПТСА. Методический комплекс ориентирован на проведение лабораторных работ объемом 16 часов с возможностью расширения до 24 часов при использовании элементов теории автоматического управления.

ЛИТЕРАТУРА.

1. Чернов Е.А., Надежная Н.Л., Ринейский К.Н. Разработка и исследование лабораторно-технического комплекса на основе программируемых реле / Е.А. Чернов, Н.Л. Надежная, К.Н. Ринейский // Материалы докладов 48 международной научно-технической конференции преподавателей и студентов / УО «ВГТУ». – Витебск, 2015–с. 117.

Применение пневматических высевяющих аппаратов для однозернового высева семян в кассеты

^{1,2}М.Б. Гарба, магистр тех. наук, аспирант; ¹А.А. Шупилов, к.т.н., доцент; ¹Н.Н. Стасюкевич, ст. преподаватель

1. УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»
г. Минск

2. Педагогический колледж имени Президента Шеху Шагари, штат Сокото, Федеральная Республика Нигерия

В сельскохозяйственном производстве Республики Беларусь значительное место занимают овощные культуры, которые являются важнейшими поставщиками витаминов С, Р, некоторых витаминов группы В, провитамина А – каротина, минеральных солей (особенно солей калия), ряда микроэлементов, углеводов – сахаров, фитонцидов, способствующих выполнению важных функций в организме человека, и при дефиците которых развиваются тяжелые нарушения и даже заболевания [1, 2].

В растениеводстве для однозернового высева семян в полевых условиях используются сеялки с ячеисто-дисковыми высевяющими аппаратами для точного высева семян кукурузы, хлопка и других культур. Под действием веса семян и давления вышележащих слоев семена западают в ячейки диска и при вращении диска поштучно выносятся в сошник. Недостатком аппаратов является низкая точность высева семян и их травмируемость. Для каждого размера семян необходимо иметь диск, соответствующий размеру семян, что значительно снижало универсальность аппарата и качество высева. Применение на сеялках пневматической системы для создания разрежения в рабочей зоне захвата и выноса семян высевяющим рабочим органом позволяет значительно повысить эффективность работы аппаратов точного высева [3].

Однозерновой высев семян является актуальной задачей и для овощеводства. В настоящее время для получения кассетной рассады овощных культур все технологические процессы по заполнению кассет субстратом, формированию в них лунок и однозерновому высеву семян осуществляются вручную. При этом выполнение этих работ вручную приводит к снижению качества рассады и невозможности осуществлять все технологические операции в оптимальные сроки.

Для интенсификации технологического процесса высева семян овощных культур, снижения затрат труда, получения качественной рассады в оптимальные агросроки, а следовательно, повышения урожайности, есть необходимость разработки и создания установки для высева семян в кассеты, обеспечивающей однозерновой высев семян овощных и других культур.

Целью исследований является повышение качества высева семян овощных культур в кассеты путем применения разрежения воздуха в высевающих аппаратах сеялопри производстве рассады.

Исследования влияния разрежения на показатели качества высева семян в кассеты проводились в УО БГАТУ на установке технологической линии заполнения кассет субстратом и высева семян ЛЗК с барабанно-вакуумным высевающим аппаратом. Высевающий аппарат установки состоит из каркаса 1, стойки 2, лункообразователя с конусообразными пуансонами 3, цепной передачи 4, высевающего барабана 5, бункера для семян 6 (рис. 1).

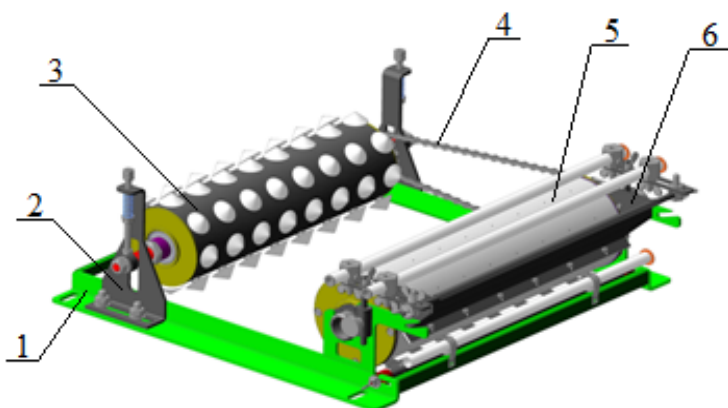


Рис. 1. Высевающий аппарат с лункообразователем:

- 1 – каркас; 2 – стойка; 3 – лункообразователь с конусообразными пуансонами; 4 – цепная передача; 5 – высевающий барабан;
6 – бункер для семян

Установка (рис. 2) работает следующим образом. Пульт управления 8 включается в работу первоначально вакуумный насос 6, а затем электродвигатель 7 привода транспортера. Электродвигатель приводит в движение транспортер, который посредством цепной передачи передает вращение на барабан высевающего аппарата 4. Движущаяся лента транспортера 2 подает кассеты к лункообразователю 3, который своими

пуансонами формирует на поверхности кассет, заполненных субстратом, лунки для семян. При дальнейшем движении на ленте транспортера кассеты подаются к высеваящему барабану, где осуществляется высев семян.

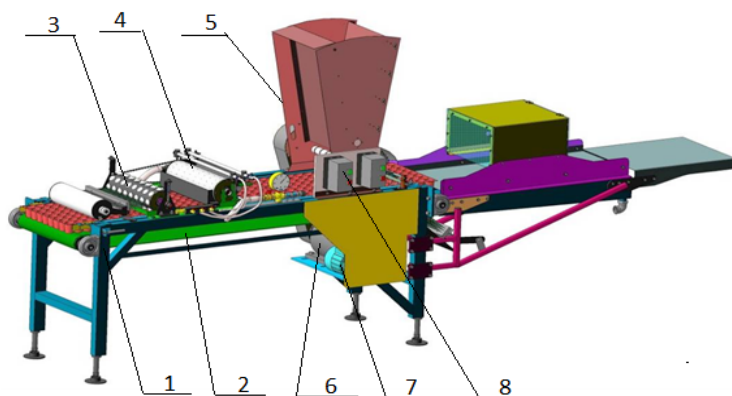


Рис. 2. Конструктивно-технологическая схема экспериментальной установки:

- 1 – рама; 2 – транспортер; 3 – лункообразователь; 4 – высеваящий барабан с бункером; 5 – устройство для мульчирования с бункером; 6 – вакуумный насос;
7 – электродвигатель; 8 – пульт управления; 9 – регулировочный кран;
10 – вакуумметр

Вращающийся высеваящий барабан, за счет созданного в его внутренней полости разрежения, посредством имеющихся на его поверхности присасывающих отверстий захватывает семена из бункера и транспортирует их месту высева в кассету. Размер отверстий на барабане обеспечивает однозерновой захват семян в отверстие.

В нижней части высеваящего барабана семена отделяются от присасывающих отверстий при помощи пластинчатого отделителя и под собственным весом падают в образованные в ячейках кассет лунки.

После высева семян при дальнейшем перемещении на ленте транспортера семена в ячейках кассеты присыпаются перлитом, подача которого осуществляется дозатором устройства для мульчирования 5, и снимаются с транспортера.

Для определения изменения уровня значений разрежения при проведении опытов использовался вакуумметр с регулировочным краном. Для

проведения исследований применялся барабан с отверстиями 1 мм, использовались семена капусты белокочанной.

Для обработки экспериментальных данных использовался пакет программ *Microsoft Excel Statistica 7.0 (StatSoft)*.

При проведении исследований определено оптимальное значение разрежения в полости барабана для высева семян капусты белокочанной, которое должно составлять 2,7–3,6 кПа (рис. 3). При создании в барабане разрежения меньше оптимального значения показателя качества высева (однозерновой высев) снижается и наоборот, при значительном увеличении разрежения в барабане значение однозернового высева имеет тенденцию к снижению за счет увеличения количества двойников в ячейках кассеты. Это свидетельствует о появлении большой присасывающей силы, при которой надежно может удерживаться до двух и более семян у одного отверстия.

Величина разрежения менее оптимального значения будет негативно сказываться на качестве высева за счет увеличения количества пропусков из-за недостаточно надежного присасывания семян. Значительная часть семян отрывается от присасывающих отверстий и падает обратно в бункер, приводя к пропускам при высеве.

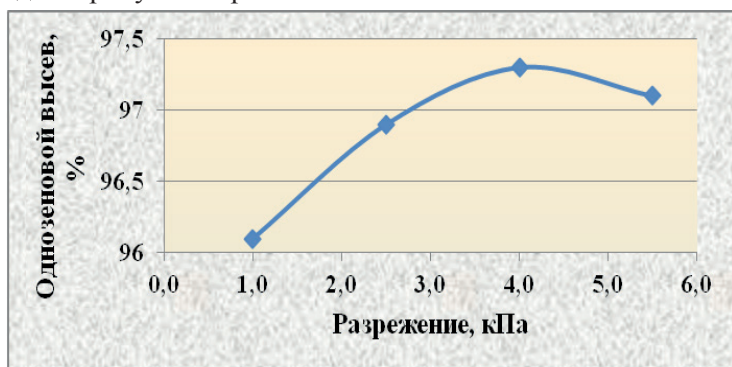


Рис. 3. График зависимости однозернового высева семян в кассеты от разрежения, создаваемого в полости барабана высевающего аппарата

Полученные результаты свидетельствуют, что применение разрежения в полости барабана высевающего аппарата обеспечивает однозерновой высев семян капусты белокочанной не менее 97,0 % при разрежении 2,7–3,6 кПа и диаметре присасывающих отверстий 1,0 мм. Количество пропусков и двойников в зависимости от разрежения и диаметра присасывающих отверстий высевающего аппарата составляло

1,0–3,0 % и 1,5–3,0 %, что соответствует агротехническим требованиям, предъявляемым к высевальным аппаратам.

Литература

1. Аутко, А. А. Современные технологии производства овощей в Беларуси / А. А. Аутко [и др.]. – Молодечно: Победа, 2005. – 272 с.
2. Романова, С. Ш. Факторы устойчивого развития овощеводства защищенного грунта / С. Ш. Романова // Устойчивое развитие экономики: состояние, проблемы, перспективы: сборник трудов IX международной научно-практической конференции. – Пинск, 2015. – С. 173–174.
3. How technology is helping farmers boost yield. Электронный ресурс. Режим доступа: <https://www.oemoffhighway.com/fluid-power/article/11116949/automatically-adjusting-agricultural-seeder-machine-with-pneumatics>. Дата обращения: 24.02.2018.

УДК 62

Использование учебных лабораторных стендов НПЦ – 11.17.1 «Гидравлика М1» в процессе подготовки специалистов для тепловых и атомных электростанций

А.А. Водопьянова, Е. А. Клименок
УО «Минский государственный энергетический колледж»
г. Минск

Дисциплина «Основы гидравлики и насосы» является частью программы при подготовке высококвалифицированных специалистов по специальностям «Автоматизация и управление теплоэнергетическими процессами» и «Тепловые электрические станции» в УО «Минский государственный энергетический колледж».

В процессе обучения учащихся колледжа используются лабораторные стенды частного производственного унитарного предприятия «НТП «Центр», позволяющие наглядно и доступно продемонстрировать движение жидкости (минерального масла) по трубопроводу, потери давления на местных сопротивлениях и по длине. На лабораторных занятиях учащиеся получают навыки работы с измерительными приборами (термометр, расходомер, манометр), обучаются самостоятельно снимать показания и

производить расчеты по полученным данным.

В состав стенда входят:

- гидробак Б;
- шестеренный насос Н;
- фильтр Ф;
- предохранительный клапан КП;
- обратные клапаны КО1 и КО2;
- регулятор расхода РР;
- два гидрораспределителя Р1 и Р2;
- пружинный аккумулятор А;
- два гидродросселя ДР1 и ДР2;
- трубопроводы (в том числе исследуемые участки трубопроводов «аб», «вг» и участок «де» с установленным дросселем ДР2) (рис. 1).

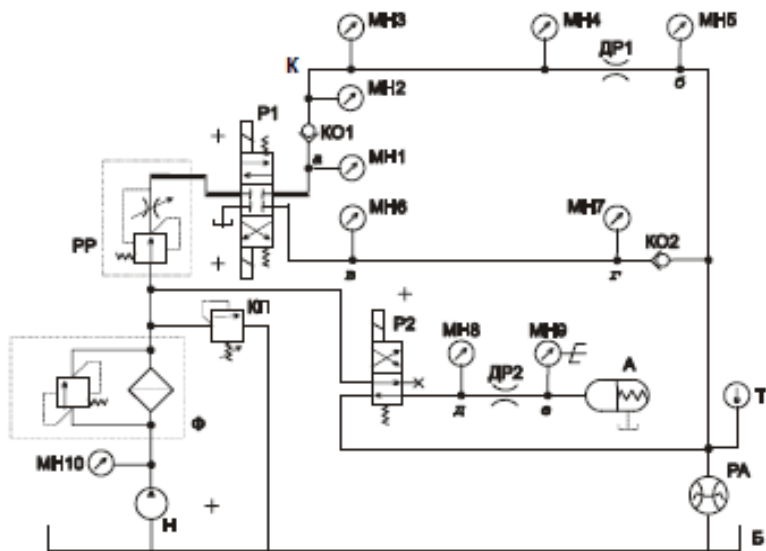


Рис. 1. Схема гидравлическая принципиальная стенда

Привод насоса осуществляется от электродвигателя. Информационно-измерительная система стенда включает 10 манометров (МН1 – МН8, манометр МН9 – электроконтактный с двумя управляемыми контактами, манометр МН10 – используется для контроля давления на выходе насоса), расходомер скоростного типа РА, термометр Т и электронный секундомер.

Управление гидрораспределителями осуществляется тумблерами Р1 и Р2. Возможны два режима работы электронного секундомера – ручной и

автоматический. Указанные режимы работы устанавливаются тумблером на верхней панели.

Напряжение питания стенда составляет 380 В. Частота переменного тока – 50 Гц. Напряжение питания электромагнитов гидрораспределителей – 24 В (постоянный ток).

Во время проведения лабораторных занятий учащиеся выполняют следующие экспериментальные исследования:

- определение режимов течения жидкости;
- определение коэффициента гидравлического трения;
- определение коэффициентов местных гидравлических сопротивлений;
- определение напорной и пьезометрической линий трубопровода;
- исследование процессов истечения жидкости через гидродроссель.

С целью оказания помощи учащимся в работе со стендовым оборудованием нами были разработаны методические указания, в которых описаны цели, ход лабораторных работ, порядок расчетов, приведены необходимые формулы, сформулированы вопросы для самоконтроля и подготовки к защите.

При выполнении лабораторных работ учащиеся получают навыки расчета объемного расхода жидкости, перевода единиц измерения объема (литр-м³), скорости движения жидкости, числа Рейнольдса, определения режима движения жидкости, расчета критической скорости, навыки определения коэффициента Дарси и коэффициентов местных сопротивлений колена и обратного клапана. Существенно то, что учащиеся имеют возможность самостоятельно измерять давление на манометрах, получают первичные навыки работы с измерительными приборами. Потери давления становятся «видимыми», когда учащиеся наблюдают разные показания манометров на одном трубопроводе, но в разных точках.

Наши исследования, проведенные в УО «Минский государственный энергетический колледж», показали, что использование стендового оборудования привело к более глубокому осмыслению пройденного материала, большей мотивации и заинтересованности студентов в изучении дисциплины «Основы гидравлики и насосы», что позволило учащимся успешно развивать профессиональные компетенции на последующих этапах обучения.

Литература

1. Иванов В. И. Гидравлика / В.И. Иванов, И.И. Сазонов, А.Г. Схиртладзе. – Москва: Академия, 2012. – 319 с.
2. Клименко А.В. Справочник по тепловым и атомным станциям / А.В.

Клименко, В.М. Зорина. – Москва: МЭИ, 2007. – 648 с.

3. Сергей И.И. Расчет электродинамической стойкости гибких проводников открытых распределительных устройств 110 – 220 кВ с учетом демпферов тяжения / И.И. Сергей, А.А. Водопьянова // Инновации. Образование. Энергоэффективность: материалы XI научно-практической конф., Барановичи, 20-21 ноября 2017 г. – Минск: ГИПК «ГАЗ – ИНСТИТУТ», 2017. – С. 97-99.

УДК 001.895

О педагогических инновациях в профессиональном образовании Республики Беларусь

С.М. Алексеев, А.А Водопьянова, Г.Н. Каропа

УО «Минский государственный энергетический колледж», Республика Беларусь, г. Минск

Переход от экономики, построенной на потреблении дешевых природных ресурсов, к экономике, основанной на современных знаниях и технологиях, возможен только на основе инноваций. Инновации – это двигатель роста и благосостояния общества [1 - 3].

Инновации (от англ. innovation, то есть новинка, новшество, нововведение) – крупномасштабные структурные преобразования, затрагивающие все сферы и аспекты современного общества, проявляющиеся в возникновении и широком распространении новых идей, технологий, форм материального производства и элементов общественного сознания. В сфере биологии, например, инновации проявляются в развитии биотехнологий и генной инженерии, в энергетике – в поиске альтернативных источников топлива и способов получения электрической энергии. В системе образования наступление эры инновационного развития озаменовали информационно-компьютерные технологии, интернет и методы визуализации.

Персональный компьютер и интернет, с одной стороны, необратимо преобразовали современное образование. С другой стороны, они показали нежизнеспособность многих педагогических теорий, представляющих собой скорее некоторую форму социальной утопии, нежели подлинно научное объяснение. Одна из популярных педагогических теорий утверждает, что у обучающихся следует формировать не знания, умения и навыки, а

некоторые «чудесные» компетенции, о происхождении и развитии которых в педагогике никто ничего полезного сказать не может. Даже лавина докторских, кандидатских и магистерских диссертаций, статей, монографий и учебных пособий по проблеме компетентностного подхода несколько не улучшила практику реального обучения. Процесс обучения в современных учреждениях образования меняют не диссертации, стандарты и инструктивно-методические письма, а персональный компьютер, мобильная связь, интернет и методы визуализации.

Термин «инновация» происходит от латинского «*novatio*», что означает «обновление», и приставки *in*, в латинском языке означающей движение «в направлении чего-либо». Если переводить дословно, то инновация – это движение в направлении изменений. Хотя инновации всегда питали науку, технику и образование, в мировой науке понятие об инновациях сложилось лишь во второй половине 20 в., благодаря научной деятельности экономиста Й. Шумпетера (Австрия) [4]. Понятие «инновация» относится как к радикальным (революционным), так и к постепенным (эволюционным) изменениям в продуктах, процессах, тактиках и стратегиях [1, 3, 4].

Кембриджский англо-русский словарь рассматривает понятие «инновация» с двух точек зрения: во-первых, как новую идею или как впервые используемый метод, во-вторых, как процесс использования новых идей или методов [1]. Данный подход фиксирует прочную связь между идеей и методом, то есть способом ее реализации, приводящим к некоторым полезным результатам. Следует подчеркнуть, что инновация – это не любое новшество или нововведение, а только такое, которое серьезно повышает эффективность действующей системы или процесса.

В научной литературе различают два типа инноваций: 1) абсолютные инновации и 2) относительные инновации. Абсолютные инновации – это создание чего-то принципиально нового в мировой науке или культуре, это что-то такое, чего раньше не существовало вообще, а относительные инновации – это использование абсолютных инноваций в практике той или иной организации или структуры [3]. Очевидно, что абсолютное большинство нововведений, имеющих место в учреждениях общего среднего, среднего специального и высшего образования, могут претендовать только на статус относительных.

С точки зрения современных научных представлений, инновации – это результат инвестирования интеллектуального ресурса в разработку и получение нового знания или ранее не применявшейся идеи (например, по обновлению различных сфер жизни и деятельности человека (технологии,

товары, услуги, организационные формы существования общества (например, образование, управление, наука и др.)). Однако поучением нового знания или формулированием новой идеи инновации не ограничиваются. Новое знание – это важная часть процесса порождения инноваций, но это лишь только часть, но не целое. Вторая часть инновационного процесса связана с последующим внедрением этого знания или идеи. Причем при внедрении обязательно просчитывается возможность получения некоторого полезного результата или же так называемой «дополнительной ценности», под которой подразумеваются такие «воображаемые реальности», как прибыль, лидерство, приоритет, коренное улучшение, креативность, прогресс, справедливость и т.п. Таким образом, целостный процесс создания инноваций может быть представлен в виде следующей обобщенной схемы: инвестиции – разработка – внедрение – результат.

Следует специально подчеркнуть, что в инновационных процессах: во-первых, используются частично или полностью охраноспособные результаты интеллектуальной деятельности; во-вторых, обеспечивается выпуск патентоспособной и востребованной продукции; в-третьих, обеспечивается выпуск товаров (или предоставление услуг, которые по своему качеству соответствуют мировому уровню или его превосходя.

В системе среднего специального и высшего образования инновации (более точно – педагогические инновации) могут быть рассмотрены с различных точек зрения. Нововведения могут касаться философии образования, технологий и методов обучения и воспитания, содержания образования, организационных форм учебно-воспитательного процесса и др. Международными экспертами в области образования сегодня обсуждается возможность разработки модели стимулирования инноваций на разных уровнях: каждого человека, команд, организаций и общества в целом [3, с. 109].

Анализ опыта работы учреждений среднего специального образования Республики Беларусь показывает, что решающее значение в обозримой перспективе будут иметь те педагогические инновации, которые сегодня зарождаются в сфере философии образования, в теории и практике управления образованием, в области разработки содержания образования и в создании новых технологий и методов обучения.

Среди наиболее перспективных инноваций, нацеленных на повышение качества образовательного процесса в условиях средних специальных учебных заведений, можно выделить следующие:

- 1) экологический подход к конструированию образовательной среды, благоприятной для обучения и развития учащихся;

- 2) формирование профессионального сознания у выпускников средних специальных учебных заведений;
- 3) формирование профессиональных компетенций в подготовке специалистов технических специальностей;
- 4) организация профессиональной ориентации выпускников школ на рабочие специальности, связанные с энергетикой и электроэнергетикой;
- 5) техническое творчество, рационализаторская и изобретательская деятельность учащихся во внеучебной деятельности;
- 6) формирование экологической культуры и здорового образа жизни в обучении и в системе внеучебной деятельности.

Одним из перспективных вариантов внедрения педагогических инноваций в систему среднего специального образования является дистанционное обучение путем использования глобальных и локальных сетей [5, 6, 7].

Литература

1. Cambridge Learners' Dictionary English-Russian. – Cambridge: Cambridge University Press, 2011. – 1065 p.
2. Харари Ю.Н. Sapiens: Краткая история человечества / Ю. Н. Харари. – Москва: Синдбаб, 2016. – 570 с.
3. Барбер, М. Океаны инноваций. Атлантический океан, Тихий океан, мировое лидерство и будущее образования / М. Барбер, К. Донннели, С. Ризви // Вопросы образования. – 2012. – № 4. – С. 109-183.
4. Современные инновации в образовании. Примеры // Business Режим доступа: <https://businessman.ru/new-sovremennye-innovacii-v-obrazovanii-primery.html> . Дата доступа: 31.12.2017.
5. Инструктивно-методическое письмо «Особенности организации социальной, воспитательной и идеологической работы в учреждениях профессионального образования в 2016 / 2017 учебном году» // Республиканский портал «Профессиональное образование» (от 18.08.2016 г.). Режим доступа: <http://ripo.unibel.by/index.php?id=31> . Дата доступа: 31.12.2017.
6. Методические рекомендации «Особенности организации социальной, воспитательной и идеологической работы в учреждениях профессионального образования в 2017/2018 учебном году» // Республиканский портал «Профессиональное образование» Режим доступа: <http://ripo.unibel.by/index.php?id=31> . Дата доступа: 31.12.2017.
7. Каропа Г.Н. Системная дифференциация как закономерность и принцип обучения / Г.Н. Каропа // Вестник Тамбовского университета. – 2017. – Т. 22. – Вып. 6 (170). – С. 107-116.

**Использование гидравлических стендов «FESTO»
при проведении лабораторных практикумов
по мобильной гидравлике**

Д.А. Мартынов, Л.В. Руцкая, В.А. Мартиновский
Филиал «Гомельский государственный дорожно-строительный
колледж имени Ленинского комсомола Белоруссии» УО «РИПО»
г. Гомель

Задачи, которые ставятся перед средним специальным и профессиональным образованием на современном этапе развития техники и технологии – это формирование специалиста, способного на современном уровне решать сложные практические задачи с использованием современных технологий. При этом важно сформировать не только теоретические знания, но и навыки и умения использования современной техники при решении сложных задач, симуляции различных технологических процессов, самостоятельного обучения и работы в современном, быстроменяющемся мире. При этом навыки самообучения становятся все более востребованными.

Современные технологии обучения учащихся подразумевают использование в учебном процессе не только традиционных средств и технологий: лекций, семинаров и лабораторных работ, но и новых технологичных программно-аппаратных комплексов. Одним из таких комплексов, производимых компанией FESTO является универсальный комплекс для проведения лабораторных практикумов.

«Комплект элементов «Мобильная гидравлика» FESTO» представляет собой программно-аппаратный комплекс, и состоит из:

1. Передвижная рабочая станция Learnline и Алюминиевые профильные плиты;
2. Программное обеспечение и цифровая учебная программа FluidSIM® 5 с индивидуальной лицензией;
3. Программное обеспечение FluidLab®-М с индивидуальной лицензией;
4. Гидравлическая насосная станция с нерегулируемым насосом и регулируемым насосом с регулятором измерения нагрузки, трёхфазным двигателем;
5. Комплект элементов TP 801 – основной курс «Мобильная гидравлика, рабочая гидравлика 1»;

6. Комплект элементов TP 802 – продвинутый курс «Мобильная гидравлика, гидростатическая система рулевого управления»;
7. Комплект элементов TP 803 – продвинутый курс «Мобильная гидравлика, рабочая гидравлика 2»;
8. Комплект элементов TP 810 – продвинутый курс: Система диагностики FluidLab®-M: измерение – визуализация – анализ;
9. Дополнительный комплект элементов: гидравлика, основной курс TP 501 – электрогидравлика, основной курс TP 601
10. Комплект элементов TP 610 – продвинутый курс: Измерение и регулирование в гидравлике с Fluid Lab®-H.

Применение «Комплекта элементов «Мобильная гидравлика» FESTO в учебном процессе позволяет проводить как групповые лабораторные работы по различным направлениям, так и индивидуальные самостоятельные занятия учащихся.

При этом лабораторный практикум может состоять из цикла экспериментов, изучение и проведение которых, контролирует программное обеспечение Fluid SIM5 и преподаватель.

Технология обучения строится следующим образом:

1. Учащиеся, прослушав цикл лекций, получают доступ к комплекту элементов с соответствующим лабораторным практикумом или экспериментом.
2. Учащиеся изучает теоретическую часть лабораторного практикума
3. При возможности учащиеся могут спроектировать (моделировать) необходимую гидравлическую схему, согласно задания в ПО FluidSIM, не задействуя комплект элементов, оценить правильность построения схемы визуализировать эксперимент.
4. Далее индивидуально или в группе (2-3 чел.) учащиеся выполняют реальный эксперимент под руководством преподавателя. Выбирают необходимые принадлежности, компоненты гидравлической схемы и соответственно выполняет сам эксперимент, собрав действующую гидравлическую схему.
5. Фиксируют значения по приборам (манометрам) или с помощью интерфейса для измерения, управления, регулирования Easy Port и ПО FluidLab-H. Кроме регистрации измеренных значений Easy Port – обеспечивает управление реальными процессами, объектами регулирования.
6. При проведении эксперимента учащиеся должны фиксировать действия исполнителей и заполнять протокол эксперимента, делать выводы.

Применение комплектов элементов «Мобильная гидравлика» позволяет повысить долю практических занятий в общем учебном процессе, и обеспечивает изучение основ мобильной гидравлики на практике без реальной машины.

В комплекте **ТР 801** сравниваются и оцениваются энергетические балансы различных систем – под нагрузкой и без нее. Системы с несколькими потребителями строятся по принципу параллельного, и последовательного соединения, а также последовательного соединения с балластом; в курсе рассматриваются их свойства, такие как приоритет, распределение потока и зависимость от давления.

Кроме того, обучающимся объясняются основы удержания грузов с помощью седельных клапанов, а также опускания грузов с фиксацией и понижающим тормозным распределителем.

В комплекте **ТР 802** рассматривается конструкция и принцип функционирования гидростатической системы рулевого управления, состоящей из вентиля рулевого управления, клапанов ограничения давления и противокавитационных клапанов, цилиндра(-ов) рулевого управления, нерегулируемого насоса и при необходимости вторичного потребителя, а также проводятся соответствующие технические измерения.

В основы входит составление различных систем управления с синхронными и дифференциальными цилиндрами, а также определение рабочего объема управляющего элемента и его зависимости от момента вращения. При работе системы в состоянии перегрузки анализируется поведение системы и соответствующим образом настраиваются клапаны ограничения давления. Кроме того, в настоящем учебном комплекте рассматривается приоритетность системы управления по сравнению со вторичным потребителем.

В комплекте **ТР 803** акцент делается на систему контроля нагрузки с регулируемым насосом, гидропанелью, пилотным управлением и одним или двумя потребителями. При этом для выполнения проектов требуются компоненты и принадлежности из комплектов элементов ТР 801 и ТР 802.

В продвинутом курсе «Мобильная гидравлика, рабочая гидравлика 2» комплекте **ТР 803** рассматривается и оценивается:

- Конструкция, принцип работы и настройка регулируемого насоса с регулятором контроля нагрузки и блоком управления.
- Сравнение и оценка энергетических балансов дроссельного управления, управления с системами контроля нагрузки OLSS и CLSS с регулируемым насосом.

- Дистанционное управление, в том числе гидравлическое пилотное управление блоков управления.
- Свойства систем контроля нагрузки с клапанами разности давлений, расположенными перед механизмом и за ним (не зависящее от давления нагрузки распределение потока).

В учебных пакетах по мобильной гидравлике используется комбинация регулируемых и нерегулируемых насосов. Нерегулируемый насос оптимально подходит для демонстрации основ гидравлики и электрогидравлики, а также для курсов TP 801 и TP 802 по мобильной гидравлике. Начиная с комплекта TP 803, в основном используется регулируемый насос с регулятором контроля нагрузки, причем нерегулируемый насос применяется для создания активной гидравлической нагрузки на имитаторе нагрузки на цилиндр.

Если в динамических системах сложно проанализировать измеренные величины, например, с помощью манометра. В подобных случаях применяется непрерывный анализ измеренных величин с отображением кривых измерения с помощью универсального измерительного устройства для всех учебных пакетов по курсу гидравлики. FluidLab-M®.

Небольшой опыт проведения лабораторных работ с использованием оборудования стендов «FESTO» показал, что они хорошо подходят для проведения лабораторного практикума по изучению основ и особенностей объемного гидропривода мобильных машин.

Так как разработка и внедрение методического обеспечения стендов «FESTO» позволит расширить элементарную базу знаний систем современного гидропривода и управления им, то требуется некоторая доработка методических материалов по выполнению лабораторных работ и работ исследовательского характера.

Литература

1. Официальный сайт компании Festo Didactic. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.festo-didactic.com> (Дата доступа 12.02.2018 г.)
2. Научно-практический электронный журнал “Аллея Науки” №16 2017. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.alley-science.ru> (Дата доступа 12.02.2018 г.)

**Современное состояние и перспективы развития дисциплины
«Гидравлический привод» для обучающихся по специальности
«Подъемно – транспортные, строительные, дорожные машины
и оборудование»**

Д.А. Мартынов, Л.В. Руцкая, В.А. Мартиновский
Филиал «Гомельский государственный дорожно-строительный
колледж имени Ленинского комсомола Белоруссии» УО «РИПО»
г. Гомель

Широкое применение объёмного гидравлического привода является общей тенденцией современного дорожно-строительного машиностроения. Это связано с известными преимуществами гидропривода, позволяющего улучшать технико-экономические показатели рабочих машин. Эффективное использование объёмных гидропередатчиков совместно с автоматизацией управления позволяет создавать новые конструкции рабочих органов, машин и их комплексов, работа которых базируется на принципах робототехники и мехатроники.

Эффективность работы многофункциональных дорожно-строительных машин зависит от числа рабочих органов, одновременно выполняющих технологические операции. Системы отбора мощности силовой установки на привод ходового оборудования и активных рабочих органов в основном развиваются по пути использования объёмных гидравлических приводов. Решение данной задачи возможно при использовании регулируемых насосов, в том числе с компенсаторами давления, p/Q -регулированием, обеспечивающим управление давлением и подачей в соответствии с требованиями конкретного перехода цикла или LS -регулированием (с чувствительностью к нагрузке). Также возможно применение многопоточных нерегулируемых насосов с индивидуальной разгрузкой отдельных секций. Полное отсутствие дроссельных потерь мощности имеет место в насосно-аккумуляторных гидроприводах, в которых нерегулируемый насос периодически подзаряжает пневмогидравлический аккумулятор и разгружается в паузах между циклами подзарядки. Высокие показатели энергосбережения у частотно-регулируемых приводов, в которых требуемая подача насоса обеспечивается путем изменения частоты его вращения.

Таким образом, современное гидравлическое оборудование – это, как правило, сложные мехатронные системы, сочетающие исполнительные

гидроагрегаты с микропроцессорными встроенными системами управления, работающими в единой информационной сети с окружающим оборудованием, поэтому слесари по ремонту гидрооборудования, техники-механики, инженеры-механики, инженеры-гидравлики должны обладать широким набором знаний и умений в разных областях.

В процессе изучения спецдисциплин специальности 2-36 11 01 учащиеся нашего колледжа знакомятся с конструкциями трансмиссий, систем управления и регулирования, правилами эксплуатации и ремонта машин и оборудования, а также с основами проектирования гидравлических систем, в том числе и программной реализацией алгоритмов управления.

Для проведения лабораторных работ необходима лабораторно-практическая база, состав которой в значительной степени определяет как тематику, так и содержание работ. При этом ее характеристики должны позволять методически и практически правильное построение выполнения работ, наилучшим образом обеспечивающее закрепление теоретического материала, полученного в лекционном курсе.

Все эти вопросы на дорожно-строительном отделении колледжа удалось успешно решить, создав кабинет с применением оборудования компании FESTO. С целью повышения компетентности специалистов в области эксплуатации и ремонта гидравлического привода, в 2017 г. колледж закупил стенд «FESTO» с большим набором разнообразных гидравлических и электронных элементов. Кроме традиционных средств гидроавтоматики они содержат богатый набор средств измерения и компьютерного управления, пропорциональные и сервораспределители, современное программное обеспечение.

Новые учебные пакеты, входящие в комплект стендов для мобильной гидравлики позволяют систематически и информативно исследовать сложные темы и системы, такие как рабочая гидравлика, гидростатическое рулевое управление и системы привода дорожных и строительных машин, транспортных средств и оборудования.

Кроме того с использованием данных стендов возможно проведение исследований закономерностей влияния различных внешних факторов (нагрузка на рабочие органы, время и т.д.) на основные характеристики гидравлической системы (давление, производительность, линейная и угловая скорость исполнительных приводов с поступательным и вращательным движением и т.д.). На стендах также можно определять потери энергии в рабочем цикле: в процессе дроссельного регулирования скоростей

рабочего движения, в первичных предохранительных клапанах, в сливных гидролиниях, в исполнительных механизмах и вторичных предохранительных клапанах, что позволит предложить наиболее эффективные режимы работы.

Учебные стенды фирмы «FESTO» с успехом начали использоваться в нашем колледже, в значительной степени определив облик гидравлической лаборатории. Также они позволили качественно перестроить преподавание дисциплин «Строительные, дорожные машины и оборудование» и «Автоматизация производства».

Теоретический и практический курс позволяет познакомиться с устройством, назначением и принципами работы основных гидравлических компонентов. Учащиеся могут создавать стандартные и индивидуальные гидравлические схемы, осуществлять регулировку исполнительных устройств, оценивать зависимость их характеристик от внешних воздействий и факторов.

В результате применения комплектов оборудования «FESTO», значительно расширились возможности преподавания дисциплины «Гидравлический привод». Одновременно с этим в учебный процесс включены элементы научных исследований, заключающиеся в экспериментальном определении динамических свойств как гидравлических элементов по отдельности, так и гидропривода строительных и дорожных машин в целом. Полученные знания можно использовать при выполнении курсовых и дипломных проектов, а также разрабатывать рекомендации по эффективной эксплуатации современного гидравлического привода.

Литература

3. Официальный сайт компании Festo Didactic. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.festo-didactic.com> (Дата доступа 10.02.2018 г.)

4. Научно-практический электронный журнал “Аллея Науки” №16 2017. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.alley-science.ru> (Дата доступа 10.02.2018 г.)

Перистальтические насосы

И.С. Луговая

Белорусский национальный технический университет
г. Минск

Перекачка высоковязких (неньютоновских) жидкостей обычными насосами затруднительна или совсем невозможна. Для этих целей применяют перистальтические насосы, которые используют в различных сферах: медицине, фармацевтике, биотехнологии, горном деле, пивоварении, пищевой промышленности; для транспортирования абразивных сред с высоким содержанием твердых частиц без образования засоров и пробок в трубах. Агрессивные высоковязкие жидкости не соприкасаются с механической частью насосов и потому не оказывают на них химического воздействия, являются экологически безопасными. Кроме того, они обеспечивают чистоту этих жидкостей в процессе транспортирования. Перистальтические насосы идеально подходят для перемещения чувствительных к перемешиванию химических веществ и пищевых продуктов, что может привести к молекулярному изменению; хрупких веществ, которые должны быть переданы без повреждений и без потери целостности.

Принцип работы перистальтического насоса заимствован из перистальтики в теле человека. Этот термин означает попеременные сокращения и расслабления мышц вокруг кишечной трубы, приводящие к перемещению ее содержимого. В конструкции насоса происходит передавливание эластичной трубки или шланга роликами, катящимися по окружности, проталкивая жидкость, находящуюся в этой трубке. После проката ролика трубка разжимается в обычное состояние, создавая в ней разрежение, которое засасывает жидкость и перемещает ее в виде равномерного потока.

Конструктивно насос состоит из эластичной трубки или шланга, двух или более роликов (или башмаков) и трека эластичной трубки, к которому ролики прижимают трубку, сужая ее проходное сечение. По типу деформируемого элемента перистальтические насосы можно разделить на трубочные (в них деформируемым элементом служит однородная трубка) и шланговые (деформируемым элементом в них является многослойный шланг, усиленный кордом для повышения прочности). К достоинствам перистальтических насосов следует отнести их долговечность ввиду от-

сутствия трения и износа его металлических элементов, а также прямого контакта с перекачиваемой средой, простоту обслуживания, относительно низкий уровень шума и пр. К недостаткам следует отнести ограниченность применения по уровню температуры и давлению перекачиваемой среды, а также снижение производительности при работе с более высоковязкими жидкостями.

Литература

1. Михеев Андрей Юрьевич. Исследование характеристики и повышение надежности насосов перистальтического принципа действия: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.13: Уфа, 2004, 168 с. РГБ ОД, 61:05-5/1441.

2. Пузанов Г.И.[UA]; Солодкий М.Д.[UA] Перистальтический насос. Патент РФ. № 2028509. МКИ F04B43/12, от 09.02.1995.

УДК 629.36

Влияние интенсивности циркуляции охлаждающей жидкости на работу системы охлаждения автотрак- торных двигателей

В.Е. Тарасенко, к.т.н., доцент,
УО «Белорусский государственный аграрный
технический университет»
г. Минск, Республика Беларусь

При анализе влияния расхода охлаждающей жидкости (ОЖ) на работу системы охлаждения (СО) учитывается постоянство отводимой теплоты $Q_V = const$. Увеличение или уменьшение расхода ОЖ неизменно приводит к изменению температурных показателей СО. Рассмотрим условие, при котором температура ОЖ на выходе из рубашки охлаждения постоянна ($t_{V2} = const$) и рассеиваемое количество теплоты радиатором также постоянно ($Q_F = const$). Переменным параметром в этом случае будет температура ОЖ на выходе из радиатора или на входе в двигатель t_{V1} , соответственно, изменится и средняя температура ОЖ $\bar{t}_V$. С увеличением расхода ОЖ температура на выходе из радиатора будет увеличиваться, т.е. $t'_{V1} > t''_{V1} > t'''_{V1}$, соответственно, увеличение расхода приведет к уменьшению разности температуры на входе и выходе радиатора, т.е. температурный перепад уменьшится, $\Delta t'_V < \Delta t''_V < \Delta t'''_V$, что приведет к увеличению средней температуры

ОЖ. Уменьшение расхода ОЖ приводит к увеличению его температурного перепада и уменьшению средней температуры [1].

Рассмотрим допущение, при котором расход ОЖ через сердцевину радиатора переменный и изменился на величину δG_V . Приняв условие, что количество поступившей в ОЖ теплоты сохраняется неизменным ($Q_V = const$) и температура ОЖ на входе в двигатель также постоянна, тогда переменной будет температура его на выходе из двигателя. При увеличении расхода ОЖ получаем, что $t_{V2}^* < t_{V2}$ и $t_{V2}^* = t_{V2} - \delta t_{V2}$, при уменьшении расхода $t_{V2}^* > t_{V2}$ и $t_{V2}^* = t_{V2} + \delta t_{V2}$. Уравнение состояния жидкостного контура при принятых условиях имеет вид:

$$Q_V^* = c_{\text{ж}} (G_V \pm \delta G_V) [(t_{V2}^* \mp \delta t_{V2}) - t_{V1}]. \quad (1)$$

В данном случае температура ОЖ на выходе из двигателя переменна и является функцией расхода ОЖ. Уравнение состояния описывает контур после воздействия возмущающих факторов и регулировании системы путем изменения расхода ОЖ. Составим систему уравнений для ОЖ при переходе из установившегося стационарного к нестационарному температурному режиму:

$$Q_V = c_{\text{ж}} G_V (t_{V2} - t_{V1}). \quad (2)$$

$$Q_V^* = c_{\text{ж}} (G_V \pm \delta G_V) [(t_{V2}^* \mp \delta t_{V2}) - t_{V1}]. \quad (3)$$

Уравнение (2) определяет количество теплоты, отводимое ОЖ, при стационарном установившемся температурном режиме СО и условии обеспечения заданного значения температуры ОЖ. При воздействии внешних факторов температура ОЖ изменяется, температурный режим переходит в нестационарный. Предположим, что восстановление температурного режима СО осуществляется путем изменения расхода ОЖ на δG_V . В этом случае количество теплоты, отводимое ОЖ, будет иметь вид, представленный уравнением (3), в котором знак (+) имеет место при увеличении и знак (–) – при уменьшении расхода ОЖ. Поскольку ограничительным условием является, что $Q_V^* = Q_V$, уравнения (1) и (3) приравняем и запишем в виде:

$$G_V (t_{V2} - t_{V1}) = (G_V \pm \delta G_V) [(t_{V2}^* \mp \delta t_{V2}) - t_{V1}].$$

Переменным параметром при изменении расхода ОЖ в этом случае будет температура ОЖ на выходе из двигателя. При увеличении расхода ОЖ температура его на выходе из двигателя будет уменьшаться ($t_{V2}^* < t_{V2}$) и $\delta t_{V2}^* = t_{V2} - t_{V2}^*$, при уменьшении расхода – увеличиваться ($t_{V2}^* > t_{V2}$) и $\delta t_{V2}^* = t_{V2}^* - t_{V2}$. Изменение температуры ОЖ на выходе из двигателя при изменении расхода будет определяться по формуле:

$$\delta t_{V2} = \frac{\Delta t_V}{\left(\frac{1}{\beta_V} \pm 1 \right)}, \quad (4)$$

где $\beta_V = \frac{\delta G_V}{G_V}$ – относительное изменение расхода ОЖ.

Тогда температура ОЖ на выходе из двигателя при изменении его расхода будет определяться по уравнению

$$t_{V2}^* = t_{V2} \mp \frac{\Delta t_V}{\left(\frac{1}{\beta_V} \pm 1 \right)}. \quad (5)$$

Функция $t_{V2} = f\left(\frac{\delta G_V}{G_V}\right)$ является регулировочной характеристикой расхода ОЖ в зависимости от его температуры на выходе из рубашки охлаждения. Зависимость между относительным изменением расхода ОЖ и изменением температуры t_{V2} будет определяться формулой

$$\frac{\delta G_V}{G_V} = \frac{1}{\frac{\Delta t_V}{\delta t_{V2}} \mp 1}.$$

Зависимость относительного изменения расхода ОЖ от температуры имеет вид

$$\frac{\delta G_V}{\delta t_{V2}} = \frac{G_V^*}{\Delta t_V}.$$

При значении температуры ОЖ на входе в радиатор постоянным ($t_{V2} = const$), будет изменяться температура ОЖ на выходе из радиатора. Изменение температуры ОЖ при приращении расхода будет определяться по формуле

$$\delta t_{V1} = \frac{\Delta t_V}{\left(\frac{1}{\beta_V} \pm 1 \right)}.$$

Уравнения для определения температуры ОЖ на выходе из радиатора будут иметь вид

$$t_{V1}^* = t_{V1} \pm \frac{\Delta t_V}{\left(\frac{1}{\beta_V} \pm 1 \right)}.$$

При выходе системы из устойчивого стационарного состояния температурный режим ОЖ превышает или ниже заданного значения. Изменение перепада температур ОЖ определяется его расходом. Из уравнения следует, что

$$\Delta t_V^* = \Delta t_V \left[1 \mp \frac{1}{\left(\frac{1}{\beta_V} \pm 1 \right)} \right].$$

Перепад температуры ОЖ Δt_V будет также изменяться на величину изменения температуры δt_{V1} . График изменения перепада температур ОЖ в зависимости от его расхода имеет форму параболы, интенсивность увеличения перепада резко возрастает при уменьшении расхода ОЖ от номинального значения, при котором отношение $\frac{G_V^*}{G_V} = 1$.

Если $t_{V1} \neq const$, перепад температуры ОЖ переменный, что приведет к изменению теплопередачи ОЖ. В этом случае теплопередача от ОЖ будет определяться по уравнению

$$Q_V^* = c_{\text{ж}} G_V \left[\frac{t_{V1}^* - t_{V1}}{1 - \frac{1}{(1 \pm \beta_V)}} \right]. \quad (6)$$

Приведенные аналитические исследования, предлагаемые формулы позволяют рассматривать процессы теплопередачи и влияние на них внутренних и внешних факторов в динамике путем построения графических зависимостей исследуемых функций. Расчетно-аналитические исследования функции $Q_V = f(G_V)$ проведем на примере системы охлаждения с дизелем Д-260.2.

Графики функций $Q_V = f(G_V)$, представленные на рис. 1 и 2, рассчитаны для расхода ОЖ от 0,8 до 3,2 кг/с. Графики имеют форму возрастающей параболы. Следует полагать, что вершина параболы будет находиться в точке $Q_V = 0$ и $G_V = 0$.

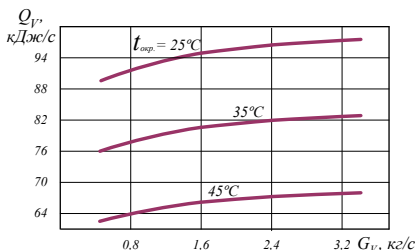


Рис. 1. Зависимость теплопередачи охлаждающей жидкости от расхода и окружающей температуры

Теплоотдача ОЖ не остается постоянной при изменении окружающей температуры. Из графиков следует (рис. 1), что с уменьшением окружающей температуры количество теплоты, поступающей в ОЖ при всех значениях расхода увеличивается. Интенсивный нагрев ЖТ отмечается при расходах до 1,8–2,0 кг/с, в последующем график функции становится пологим и приближается к линейному, что свидетельствует об уменьшении интенсивности теплоотдачи в ОЖ.

Например, при увеличении расхода от 1,28 до 2,24 кг/с при $t_{окр.} = 45^\circ\text{C}$ и $t_{12} = 95^\circ\text{C}$ отношение $\frac{\delta Q_V}{\delta G_V} = 9,4 \cdot 10^{-4}$ кДж/кг, а при расходе от 2,24 до 3,2 кг/с $Q_V = 1,4$ кДж/с и $\frac{\delta Q_V}{\delta G_V} = 4,1 \cdot 10^{-4}$ кДж/кг. Аналогичные закономерности имеют место и при других значениях температуры окружающей среды. Исследования показывают, что теплосодержание жидкостного контура системы охлаждения уменьшается на 1,7–2,5 кДж/с с увеличением окружающей температуры на 1° . Следовательно, с увеличением окружающей температуры способность системы охлаждения обеспечить заданный температурный режим двигателя снижается.

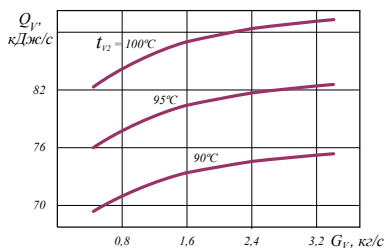


Рис. 2. Зависимость теплопередачи охлаждающей жидкости от расхода и температуры жидкости ($t_{окр.} = 35^\circ\text{C}$)

Температура ОЖ на выходе из двигателя также влияет на отводимое количество теплоты. С увеличением рабочей температуры t_{v2} количество теплоты, отводимое от двигателя и поступившее в ОЖ, увеличивается. Повышение температуры ОЖ на выходе из двигателя увеличивает теплоотдачу ОЖ при всех значениях расхода ОЖ (рис. 2). Расчеты показывают, что повышение рабочей температуры ОЖ на 1° приводит к увеличению теплоотдачи на 0,8 кДж/с. При увеличении температуры ОЖ на выходе из двигателя от 90 до 100 $^\circ\text{C}$ теплосодержание ОЖ повышается на 18% при окружающей температуре 35 $^\circ\text{C}$ и на 22% при окружающей температуре 45 $^\circ\text{C}$. Повышение температуры окружающей среды на 1° повышает теплосодержание на 1,8–2,2 %.

Аналитические исследования свидетельствуют о том, что расход ОЖ в рабочем диапазоне не значительно влияет на ее теплосодержание и на работу системы, тепловая эффективность СО увеличивается при увеличении рабочей температуры. Повышение рабочего значения температуры, что имеет место при высокотемпературном охлаждении, уменьшает энергозатраты на привод жидкостного насоса и требует меньшую поверхность охлаждения радиатора. Высокотемпературное охлаждение способно повысить тепловую эффективность и обеспечить оптимальные показатели СО.

Полученные закономерности и формулы позволяют решать задачи при разработке новых и совершенствовании уже существующих систем.

Литература

1. Якубович, А.И. Системы охлаждения двигателей тракторов и автомобилей. Конструкция, теория, проектирование: монография / А.И. Якубович, Г.М. Кухаренок, В.Е. Тарасенко. – Минск: БНТУ, 2011. – 435 с.

УДК 629.366.003

Пневматическое устройство для управления режимами сдвигания задних колес трактора «БЕЛАРУС»

Т.А. Варфоломеева, старший преподаватель
А.П. Болдак, студент, Н.А. Поздняков, старший преподаватель
Белорусский национальный технический университет
г. Минск

Ходовые системы колесных тракторов и сельскохозяйственной техники оказывают техногенное воздействие на почву. Это приводит к ухудшению плодородия почвы, особенно в период переувлажнения почв, имеющих жесткий подстилающий слой.

Снижения техногенного воздействия на почву колесных тракторов является постановка дополнительных колес.

В настоящее время сдвигание передних и задних колес тракторов «БЕЛАРУС» мощностью 250...300 осуществляется с помощью специальных проставок.

Движение колесного трактора, оборудованного сдвоенными ведущими колесами на технологических поворотах при выполнении полевых работ, а также при технологических переездах и транспортных работах сопровождается возникновением паразитных мощностей, циркулирующих между сдвоенными колесами на правой и левой полуосях и вызывающих дополнительные динамические нагрузки в узлах трансмиссии и снижающих тягово-энергетические показатели трактора.

Возникновение «паразитных» мощностей вызвано значительным кинематическим рассогласованием угловых скоростей сдвоенных колес на правом и левом бортах трактора.

Анализируя кинематику поворота ведущей задней оси трактора и особенности дифференцированного привода колес и взаимодействие пневматической шины с опорной поверхностью можно сделать вывод, что линейные v и угловые ω скорости движения колес пропорциональны радиусам R поворота внутреннего и наружного колес. Необходимость полной реализации тягово-сцепных свойств трактора со сдвоенными колесами предполагает жесткое соединение обоих колес с полуосью. Только в этом случае крутящий момент, подводимый к полуоси будет реализован на обоих сдвоенных колесах.

Однако при криволинейном движении вследствие разности угловых скоростей вращения происходят следующие параллельные процессы:

- скручивание участка полуоси между точками закрепления внутреннего и наружного колес с величиной скручивающего момента, пропорционального расстоянию l_s рис. 1;
- тангенциальная деформация шины преимущественно наружного колеса из-за его большей угловой скорости ($\omega_1 > \omega_2$).

Описанные процессы сопровождаются затратами мощности, подводимой к ведущим колесам на скручивание полуоси и деформацию шины.

Следует отметить, что с момента начала возникновения этих процессов скручивание полуоси и деформация шины носят накопительный характер.

Анализируя величины жесткости стального вала полуоси и крутильной жесткости пневматической шины, можно сделать вывод, что на величину потери мощности из-за кинематической разности движения колес оказывают наибольшее влияние свойства пневматической шины и ее взаимодействие с опорной поверхностью. Поэтому при предварительных исследованиях жесткостью полуоси можно пренебречь, считая ее абсолютно жесткой.

Для выполнения расчетных исследований нами была составлена модель в среде математического моделирования MATLAB/Simulink рис. 2.

Модель описывает математические зависимости энергетических показателей системы, представляющей собой часть трансмиссии с подводимой к полуоси мощности двигателя и установленных на ней сдвоенных колес и их взаимодействие с опорной поверхностью.

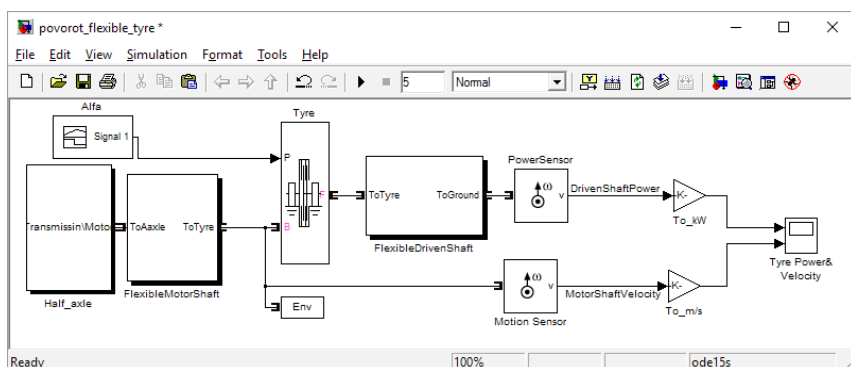


Рис. 1. Схема математической модели в среде MATLAB/Simulink [1]

В процессе расчетного исследования задавалась зависимость угла поворота α управляемых колес трактора БЕЛАРУ-3022ДВ от времени моделирования рис. 3. На каждом шаге расчета определялись радиусы качения ведущих колес относительно центра поворота и их угловые скорости вращения. В качестве результатов расчетных исследований определены зависимости линейной скорости движения v_k одного из сдвоенных колес (например наружного) и теряемой подводимой мощности N_T на ведущей полуоси трактора по времени моделирования t .

При увеличении угла поворота управляемых колес растет теряемая мощность на полуоси. При этом в шине наружного колеса накапливаются деформации, обусловленные ее продольной эластичностью. При накоплении деформации шины выше предельного значения, при котором усилие на ее деформацию становится выше силы сцепления колеса с опорной поверхностью, происходит резкая потеря сцепления и накопленная потенциальная энергия деформации раскручивает колесо. При этом его частота вращения резко увеличивается (при $t \approx 2,5$ с).

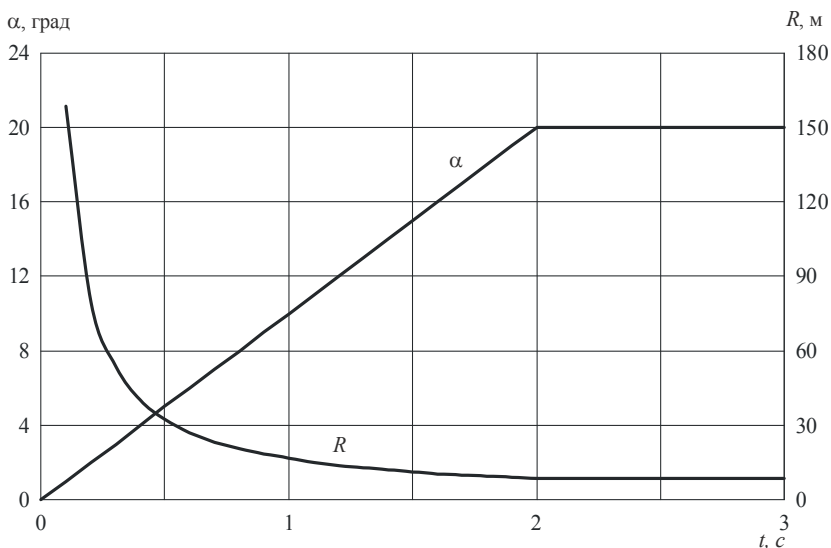


Рис. 2. Зависимости угла поворота управляемых колес α и среднего радиуса R поворота наружного и внутреннего сдвоенных колес за время моделирования

Увеличение частоты вращения происходит то тех пор, пока не установится исходная деформация шины. Таким образом процессы накопления деформации, сопровождающиеся потерями мощности N_T и ее восстановление носят колебательный затухающий характер при неизменном угле поворота управляемых колес [2].

Разработана конструкция нового пневматического опорно-сцепного устройства для сдваивания задних колес трактора «БЕЛАРУС» рис. 3, позволяющая улучшить агроэкологические свойства агрегата, при выполнении сельскохозяйственных и транспортных работ, особенно при криволинейном движении и движении на поворотах.



Рис. 3. Лабораторная установка опорно-цепного устройство задних сдвоенных колес трактора БЕЛАРУС класса 50 кН на полуоси трактора

В устройстве крутящий момент передается на наружное и внутреннее колеса при прямолинейном движении трактора, а при криволинейном движении наружное колесо отсоединяется от трансмиссии трактора и переводится в ведомый режим [3].

Предложенное пневматическое опорно-цепное устройство задних сдвоенных колес трактора БЕЛАРУС позволит уменьшить паразитную мощность, циркулирующую между сдвоенными колесами на правой и левой полуосях и вызывающую дополнительные динамические нагрузки в узлах трансмиссии и снижающую тягово-энергетические показатели трактора

Представленные результаты расчетного моделирования являются частным примером более широких возможностей использования разработанной модели, которые будут реализованы при дальнейших исследованиях тягово-цепных, мощностных и экономических свойств тракторов со сдвоенными ведущими колесами.

Литература

1. Simulink – Simulation and Model-Based Design – MATLAB & Simulink. [Электронный ресурс]. – 2018. – Режим доступа: <https://www.mathwork.com/products/simulink.html>. - Дата доступа: 19.04.2018
2. Гуськов, В.В. Тракторы: теория. Часть II / В.В. Гуськов. - Минск. Высшая школа, 1977. — 384 с.
3. Устройство для улучшения опорно-цепной проходимости движителя/ пат. ВУ 17002 С1 2013.04.30 Респ. Беларусь, МПК В 60С 3/00/ М.А. Прищепов; С.К. Карпович; А.И. Бобровник; В.П. Бойков; В.Г. Ермаленок;

В.С. Лешков; Т.А. Варфоломеева; заявитель Бел. гос. аграрн.-техн. ун-т. – № а 20101359; заявл.22.09.10; опубл. 30.04.12 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 3. – С. 156-157.

УДК 621.43.001.4

Диагностирование агрегатов гидростатической трансмиссии

Д.А. Жданко, канд. техн. наук, заведующий кафедрой,
Д.И. Сушко, старший преподаватель, Д.С. Вербицкий
Белорусский государственный аграрный
технический университет
г. Минск, Беларусь

Гидростатическая трансмиссия в сравнении с механической и гидромеханической имеет ряд преимуществ и прежде всего способностью бесступенчато изменять скорость движения. В силу этого преимущества она нашла широкое применение в самоходных комбайнах, где выполнение технологического процесса требует частого изменения скорости движения. Вместе с тем она очень уязвима при попадании в рабочую жидкость механических примесей.

В современных мобильных энергетических средствах производства республики Беларусь и импортных вращение от двигателя к рабочим механизмам передается, как правило, гидрообъемными приводами, состоящими из регулируемых и нерегулируемых аксиально-плунжерных гидроагрегатов, техническое состояние которых напрямую влияет на работоспособность техники в целом.

Анализ работоспособности и долговечности регулируемых аксиально-плунжерных гидроагрегатов показал [1], что с начала эксплуатации и до ремонта доля их отказов составляет около 20 % от общего числа отказов машин.

К тому же, согласно данным, приведенным в [1], наработка регулируемых аксиально-плунжерных гидроагрегатов до отказа должна составлять тысячу часов работы при номинальных режимах, а 90 % ресурс агрегата должен соответствовать одному из условий: на номинальном режиме работы – 3 500 часов или при рабочем давлении 16 МПа – 6 000 часов.

По данным научно-технических источников, ресурс отремонтированных регулируемых аксиально-плунжерных гидроагрегатов серии 313.3 в условиях реальной эксплуатации не превышает 60 % от ресурса нового изделия. Согласно проведенным исследованиям [1, 2] из 150 единиц техники, находящейся в эксплуатации на сельскохозяйственном предприятии, на долю отказов машин с аксиально-плунжерными гидроагрегатами с наклонным блоком приходилось 38 отказов или 18,7% отказов при средней продолжительности простоя около 52 часов по причине устранения отказа. При этом по причине устранения остальных отказов средняя продолжительность простоев не превышает 35 часов.

Как показали наблюдение за мобильными энергетическими средствами, оснащенными аксиально-плунжерными регулируемыми гидроагрегатами, проведенное в [1, 2], на долю аксиально-поршневых гидроагрегатов пришлось 102 отказа или около 20%, причем на долю отказов по причине изнашивания распределительной пары пришлось 40 %, поршневых пар 24,5 %, пары «поршень - шатун - вал» – 12 %.

На ремонтных предприятиях доремонтное диагностирование не проводится по той же причине – отсутствия диагностического оборудования. В силу этого, поступившие в ремонт оба агрегата подвергаются полной разборке, дефектовке и ремонту.

Имеющиеся результаты исследований [2] показывают, что более, чем в 30% случаев ремонту подвергаются агрегаты того не требующие.

В БГАТУ изготовлен обкаточно-диагностический стенд [2] позволяющий производить доремонтное диагностирование агрегатов гидростатических трансмиссий и обкатку их после ремонта. Такой стенд мог бы найти применение в системе ремонтных предприятий. Устройство требует механического (через ВОМ трактора) привода.

Работа устройства основана на использовании дросселирования потока жидкости через отверстие постоянного сечения для создания нагрузки на валу гидронасоса [2, 3] и гидромотора. Вид обкаточно-диагностического устройства приведен на рис. 1.

Так как аксиально-плунжерный насос с регулируемой подачей, то представляется возможным для загрузки использовать дроссель постоянного сечения. Площадь его сечения определяется по зависимости 1 [3]

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{V_{i \max} n_i \eta_i}{\pi \mu \sqrt{\frac{2}{\rho} (\dot{p}_{i \text{нн}} - p_i)}}}, \quad (1)$$

где d – диаметр отверстия сменной цилиндрической вставки, м;
 $V_{i \max}$ – максимальный рабочий объем насоса, м³;
 n_i – частота вращения вала тормозного устройства, с⁻¹;
 η_i – объемный КПД насоса;
 μ – коэффициент расхода;
 $\dot{p}_{i \text{нн}}$ – номинальное давление насоса, Па;
 ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

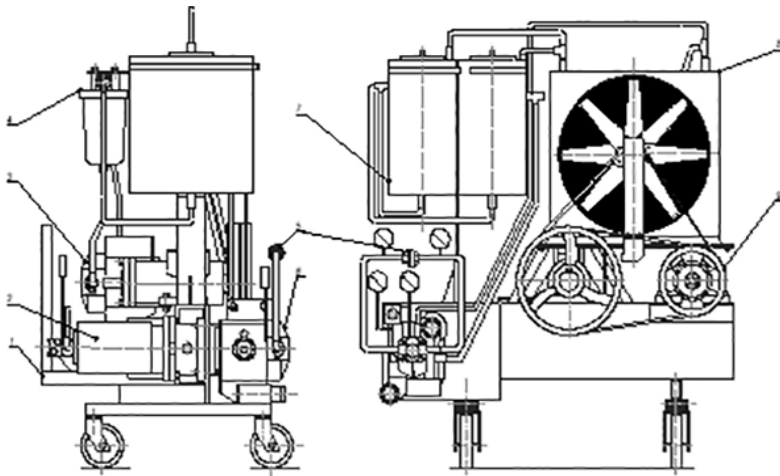


Рис. 1. Обкаточно-диагностический стенд:

1 – рама с рамкой автосцепки; 2 – диагностируемый аксиально-плунжерный гидромотор; 3 – диагностируемый аксиально-плунжерный насос; 4 – фильтр; 5 – дроссель постоянного сечения; 6 – гидравлический тормоз; 7 – гидробаки; 8 – радиатор охлаждения рабочей жидкости; 9 – ременная передача

Диагностирование основных элементов гидростатической трансмиссии происходит следующим образом. Установка навешивается на трактор и соединяется с его ВОМ. На раму 1 монтируется диагностируемый ак-

сиально-плунжерный насос 3, привод которого осуществляется от ВОМ трактора посредством ременной передачи 9 с определенным передаточным числом, т.е. частота вращения вала диагностируемого насоса 3 соответствует номинальному значению. Нагнетательная и сливная полости насоса соединяются между собой через дроссель постоянного сечения, диаметр которого определен по зависимости 1, и по обе стороны дросселя монтируются манометры или датчики давления и температуры. Включается привод диагностируемого насоса 3 (от ВОМ трактора), включается полная подача жидкости (если насос с регулируемой подачей) и по показаниям манометров (датчиков) давления и температуры, вставленных в гидравлический контур, и датчика частоты вращения вала насоса определяется объемный КПД насоса по следующей зависимости:

$$\eta_i = \frac{\mu \delta_i}{V_{i.i} n_i} \sqrt{\frac{\hat{a} (\dot{Q} + \dot{Q}_d) - 1}{\tilde{n}_1}} \quad (2)$$

где $V_{i.i}$ – рабочий объем насоса, м³;

S_0 – площадь отверстия нагрузочного дросселя, м²;

$\tilde{n}_1$ – плотность жидкости при температуре $\dot{Q}_1$, кг/м³;

$\hat{a}_0$ – коэффициент объемного расширения, К⁻¹.

По значению объемного КПД делается заключение о дальнейшей эксплуатации насоса.

Диагностирование гидромотора 2 происходит следующим образом. На раму устанавливается гидромотор 2, выходной вал которого соединяется через промежуточную опору с приводным валом эталонного (объемный КПД не ниже 0,92) аксиально-плунжерного насоса 6, выполняющего функцию гидравлического тормоза, т.к. полости насоса соединяются между собой через дроссель постоянного сечения 5 для создания номинального тормозного момента на выходном валу мотора. Диагностируемый аксиально-плунжерный мотор 5 подключается к другому эталонному гидронасосу 3, который устанавливается на раму 1 устройства. Включается привод эталонного насоса 3 (от ВОМ трактора), включается полная подача жидкости и выходной вал диагностируемого гидромотора 2 начинает вращаться, осуществляя привод гидротормоза 6. Путем дросселирования потока жидкости через отверстие постоянного сечения создается номинальная нагрузка на валу диагностируемого гидромотора 2.

Нагрузочный дроссель-расходомер (рис. 2 и 3) содержит корпус 1 со сквозным каналом, с одной стороны которого имеется нарезанная резьба

до центра корпуса, заканчивающаяся упорным буртиком, сменный дроссель постоянного сечения 2, уплотнительный элемент 3, а также по обе стороны вставки имеются отверстия 4 с резьбой, соединенные с основным каналом, для ввинчивания датчиков 10 давления и датчиков 11 температуры рабочей жидкости и отверстия 5 с резьбой для присоединения рукавов высокого давления. Для удобства завинчивания нагрузочного дросселя на нем имеются два симметрично-расположенных сверления 6 малого диаметра под специальный инструмент.

Устройство работает следующим образом (рис. 4). По параметрам диагностируемого насоса 9 определяется диаметр отверстия нагрузочного дросселя 2 по приведенной выше зависимости. С помощью специального инструмента сменный дроссель постоянного сечения 2, посредством симметрично-расположенных сверлений 6 малого диаметра, вворачивается в корпус 1 до упора в буртик и уплотнительный элемент 3. К корпусу устройства присоединяются рукава высокого давления с помощью прижимных шайб и болтов, ввинчиваемых в резьбовые отверстия 5, расположенные с торцевых сторон корпуса 1. Включается привод диагностируемого насоса (например, двигатель внутреннего сгорания 7), включается полная подача жидкости (если насос с регулируемой подачей) и по показаниям датчиков 10 давления и датчиков 11 температуры, вставленных в корпус 1 через резьбовые отверстия 4, и датчика 8 частоты вращения вала насоса 9 (двигателя внутреннего сгорания 7), соединенных с блоком 12 обработки данных, выводится информация диагностирования на внешний дисплей 13, компьютер или смартфон об объемном коэффициенте полезного действия насоса.

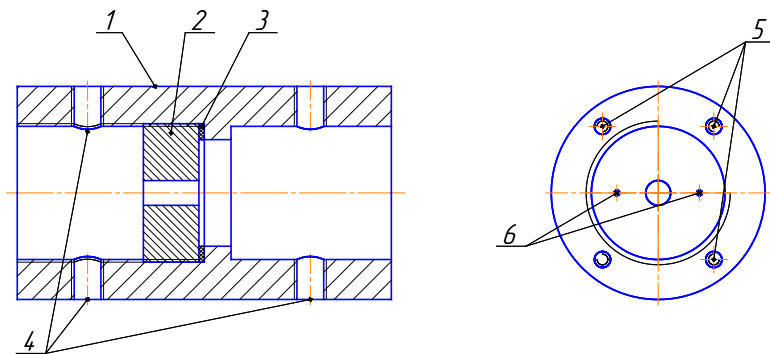


Рис. 2. Нагрузочный дроссель-расходомер (общий вид):

1 – корпус; 2 – сменный дроссель постоянного сечения; 3 – уплотнительный элемент; 4 – отверстия с резьбой для ввинчивания датчиков давления и датчиков температуры рабочей жидкости; 5 – отверстия с резьбой для присоединения рукавов высокого давления; 6 – сверления под специальный инструмент



Рис. 3. Нагрузочный дроссель-расходомер

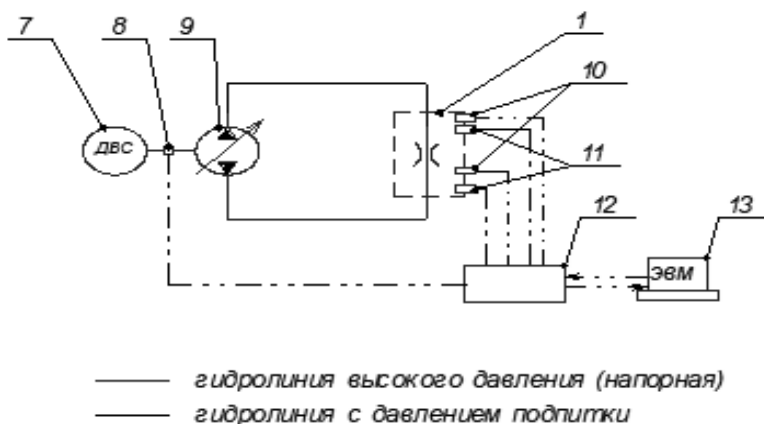


Рис. 4. Схема подключения и работы устройства:

1 – нагрузочный дроссель-расходомер; 7 – двигатель внутреннего сгорания; 8, 10 и 11 датчики давления, температуры и частоты вращения; 9 – диагностируемый гидронасос; 12 – блок обработки данных; 13 – компьютер

Гидромотор проверяется по частоте вращения его вала при номинальных значениях нагрузки на его выходном валу и давлении в системе

$$n_{\bar{a}} = \frac{V_{i.i}}{V_{i\bar{a}}} \eta_{i.i} \eta_{i.\bar{a}} n_i, \quad (3)$$

где $V_{i\bar{a}}$ – рабочий объем гидромотора;

$\eta_{i\bar{a}}$ и $\eta_{i.i}$ – объемный КПД гидромотора и насоса соответственно.

Рассмотренное выше устройство позволит оценивать техническое состояние агрегатов агрегатов гидростатических трансмиссий, снизить металлоемкость и необходимую площадь для его размещения.

Литература

1. Сенин, А.П. Технология ремонта регулируемых аксиально-поршневых гидромашин восстановлением ресурсолимитирующих соединений дис. канд. техн. наук. Саранск, ФГБОУВПО МГУ им. Н.П. Огарева, 2012. – 242 с.
2. Тимошенко, В.Я. Диагностирование гидростатических трансмиссий / В.Я. Тимошенко, А.В. Новиков, Д.А. Жданко, Е.С. Некрашевич // Агропанорама. – 2009. – № 1. – С. 44–48.
3. Жданко, Д.А. Теоретическое обоснование параметров гидравлического тормозного устройства обкаточно-тормозного стенда / Д.А. Жданко // Агропанорама. – 2009. – № 3. – С. 38–42.
4. Жданко, Д.А. Обоснование параметров дросселя постоянного сечения как нагрузочного элемента электрогидравлического обкаточно-тормозного стенда / Д.А. Жданко // Межведом. сб. «Механизация и электрификация сельского хозяйства» РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – 2009. – № 43. – С. 139-143.

Оценка технического состояния агрегатов гидропривода мобильных технических средств

Д.А. Жданко, канд. техн. наук, заведующий кафедрой
Д.И. Сушко, старший преподаватель, Д.С. Вербицкий
Белорусский государственный аграрный
технический университет
г. Минск, Беларусь

В современных мобильных энергетических средствах производства Республики Беларусь и зарубежных крутящий момент от двигателя к рабочим механизмам передается, как правило, гидрообъемными приводами, состоящими из регулируемых и нерегулируемых аксиально-плунжерных гидроагрегатов, техническое состояние которых напрямую влияет на работоспособность техники в целом.

Наиболее уязвимыми агрегатами гидропривода являются аксиально-плунжерные мотор и насос, включающие прецизионные детали и составляющие более 90% стоимости всего привода.

Как правило, из-за отсутствия диагностического оборудования, как на эксплуатирующих предприятиях, так и на ремонтных, оба агрегата отправляются в ремонт без предварительной их диагностики. Такая практика сложилась давно и продолжает действовать и поныне. Ремонтные предприятия мотивируют необходимость отправки в ремонт обоих агрегатов, что, работая в паре они имеют одинаковый остаточный ресурс.

Имеющиеся результаты исследований показывают, что более, чем в 40 % случаев ремонту подвергаются агрегаты, которым он не требуется.

Оценить техническое состояние основных агрегатов гидропривода мобильных энергосредств возможно по полному КПД.

Объемные энергетические потери, как показывает практический опыт и результаты многочисленных исследований, являются основным критерием отказа насосов, моторов, распределителей, клапанов, а зачастую и цилиндров. Поэтому объемный КПД принят повсеместно в качестве основного диагностического параметра [3, 4].

$$\eta_i = \frac{Q_o - q_{\dot{o}}}{Q_o} = 1 - \frac{q_{\dot{o}}}{V_o n_i} . \quad (1)$$

где Q_m – теоретическая производительность насоса;

$$Q_o = V_o \cdot n_i, \quad (2)$$

V_o – рабочий объем насоса (мотора);

n_n – частота вращения вала насоса (мотора);

q_{ym} – утечки жидкости в насосе (моторе).

При оценке технического состояния насоса (мотора) его нагружают до номинальных параметров ($n=n_n=const$, $V_o=V_{o\max}=const$).

В связи с этим разработка стенда и метода оценки технического состояния агрегатов гидравлического привода мобильных энергетических средств для повышения функциональной надежности и эффективности технического обслуживания, предупреждения отказов при эксплуатации гидропривода и обеспечения прогнозирования остаточного ресурса агрегатов на задаваемых интервалах наработки остается актуальным вопросом.

В БГАТУ разработан метод и стенд для оценки технического состояния агрегатов гидропривода. На рис. 1 представлена предлагаемая гидравлическая схема стенда для диагностирования агрегатов гидравлического привода.

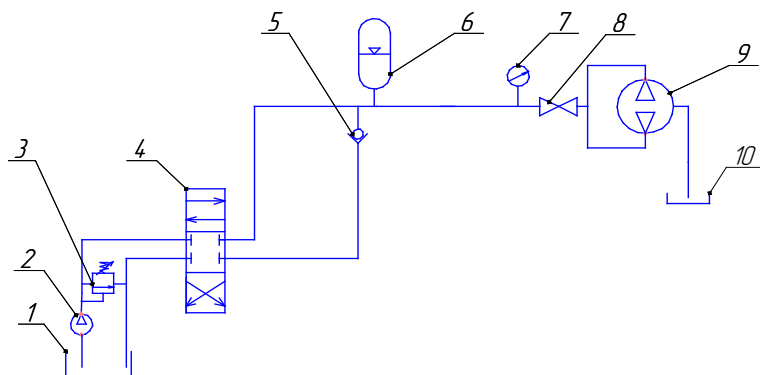


Рис. 1. Гидравлическая схема стенда для диагностирования агрегатов гидравлического привода:

1 – гидробак; 2 – гидронасос с электроприводом;

3 – предохранительный клапан; 4 – гидрораспределитель управления; 5 – обратный клапан; 6 – гидравлический аккумулятор; 7 – манометр; 8 – кран; 9 – проверяемый гидронасос (гидромотор); 10 – сливная ёмкость

Суть метода состоит в том, что в проверяемом гидроагрегате с помощью насоса с электроприводом создается давление номинального значения, и рабочая жидкость при этом давлении запирается в системе гидроаккумулятора, путем прекращения подачи жидкости в проверяемый агрегат посредством гидрораспределителя. Оценка технического состояния и прогнозирование остаточного ресурса гидронасоса (гидромотора) проводится по объемному КПД, который определяется по скорости падения давления за единицу времени рабочей жидкости, запертой в гидросистеме через дренажное отверстие. Отсюда следует вывод, что утечки жидкости в диагностируемом насосе (моторе) равны изменению объема газа гидроаккумулятора ΔV .

$$q_{\dot{\omega}} = \Delta V, \quad (3)$$

где ΔV – изменение объема газа гидроаккумулятора.

Применяемые для измерения изменения объема газа гидроаккумулятора ΔV уравнения зависят от влияния времени на процесс зарядки или разрядки. В качестве практического правила для применения соответствующего уравнения может послужить следующее ограничение:

- продолжительность цикла < 1-й минуты – изменение без теплообмена;
- продолжительность цикла > 3-х минут – изотермическое изменение;
- продолжительность цикла между 1-й и 3-й минутами – политропное изменение состояния.

Универсальная зависимость для нахождения изменения объема газа гидроаккумулятора ΔV запишется в следующем виде:

$$\Delta V = V_{0g} \left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right], \quad (4)$$

где V_{0g} – эффективный объем газа при наддуве;

P_0 – давление наддува газовой камеры без нагружения давлением камерой с жидкостью;

P_1 – минимальное рабочее давление гидросистемы;

P_2 – номинальное рабочее давление гидросистемы;

n – показатель политропы сжатия. $n=1,0 \dots 1,4$.

Приведенная зависимость (4) действует только при условии, что в на-

личии будет идеальная характеристика газа. Различные газы отклоняются от идеальных законов газовой динамики прежде всего при более высоких давлениях. Такие свойства обозначаются как «реальные» или «идеальные». Математическая взаимосвязь между параметрами состояния (p , T и V) для реальной характеристики газа может подаваться только в виде приближенного уравнения.

На основании этого вытекает, что объем при изотермическом изменении состояния составляет

$$V_{\text{реал}} = C_i \cdot V_{\text{ид}}, \quad (5)$$

где $V_{\text{реал}}$ – «реальный» объем газа;

C_i – коэффициент коррекции при изотермическом изменении.

При изменении состояния без изменения теплообмена

$$V_{\text{реал}} = C_a \cdot V_{\text{ид}}, \quad (6)$$

где C_a – коэффициент коррекции без изменения теплообмена.

Коэффициенты коррекции C_i и C_a в уравнениях (5) и (6) могут заимствоваться непосредственно из диаграмм (рис. 2 и 3) в зависимости от отношения давлений P_2/P_1 и максимального рабочего избыточного давления.

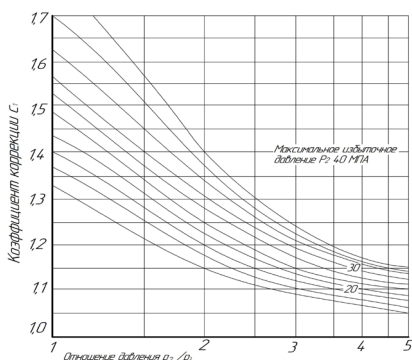


Рис. 2. Зависимость коэффициента коррекции C_i от отношения давлений P_2/P_1 для изотермического изменения состояния

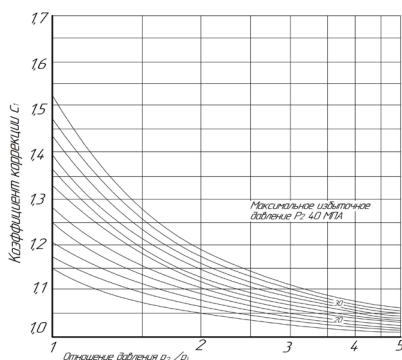


Рис. 3. Зависимость коэффициента коррекции C_a от отношения давлений P_2/P_1 для изменения состояния без изменения объема

Тогда зависимость (1) запишется в следующем виде:

– при изотермическом изменении состояния

$$\eta_i = 1 - \frac{\tilde{N}_i V_{0a} \left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right]}{V_{\dot{o}} n}, \quad (9)$$

– при изменении состояния без изменения теплообмена

$$\eta_i = 1 - \frac{C_a V_{0a} \left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right]}{V_{\dot{o}} n}, \quad (10)$$

Учитывая тот факт, что вал диагностируемого гидроагрегата гидравлически заторможен, то зависимости (7 и 8) следует уточнить для статического метода определения объемного КПД введя коэффициент, показывающий степень влияния частоты вращения вала гидроагрегата на внутренние перетечки

– при изотермическом изменении состояния

$$\eta_i = 1 - \frac{\dot{a} C_i V_{0a} \left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right]}{V_{\dot{o}} n}, \quad (11)$$

– при изменении состояния без изменения теплообмена

$$\eta_i = 1 - \frac{\dot{a} C_a V_{0a} \left[\left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right]}{V_{\dot{o}} n}, \quad (12)$$

где a – коэффициент, показывающий степень влияние частоты вращения вала гидроагрегата на внутренние перетечки.

$$\dot{a} = \frac{q_{\dot{o}\dot{o}}^i}{q_{\dot{o}\dot{o}}^0}, \quad (13)$$

где $q'_{\omega\omega}$ – внутренние утечки жидкости в насосе (моторе) при номинальной частоте вращения, устанавливаемой стандартами и нормативами;

$q^0_{\omega\omega}$ – внутренние утечки жидкости в насосе (моторе) при гидравлически заторможенном вале.

Объемные энергетические потери, как показывает практический опыт и результаты многочисленных исследований, являются основным критерием отказа насосов, моторов, распределителей, клапанов, а зачастую и цилиндров. Поэтому объемный КПД принят повсеместно в качестве основного диагностического параметра.

Расход утечек в контурах гидропривода и гидроприводе в целом прямо пропорционален перепаду давления рабочей жидкости.

Литература

1. Сенин, А.П. Технология ремонта регулируемых аксиально-поршневых гидромашин восстановлением ресурсолимитирующих соединений: дис. канд. техн. наук. Саранск, ФГБОУВПО МГУ им. Н.П. Огарева, 2012. – 242 с.

3. Добринский, Г.К. Исследование деталей и узлов аксиально-поршневых гидромашин с целью повышения их долговечности. Автореф. дис. канд. техн. наук. Одесса, 1975. – 19 с.

5. Столяров, А.В. Повышение долговечности аксиально-поршневого гидронасоса с наклонным блоком восстановлением и упрочнением изношенных поверхностей деталей: автореф. дис. канд. техн. наук. Саранск, МГУ им. Н.П. Огарева, 2009. – 18 с.

6. Алексеенко, А.П. Совершенствование технологии диагностирования гидропривода одноковшовых строительных экскаваторов по объемному коэффициенту полезного действия: дис. канд. техн. наук. Санкт-Петербург, Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет, 2001. – 180 с.

9. Жданко, Д.А. Оценка технического состояния агрегатов гидростатической трансмиссии по значению объемного КПД / Д.А. Жданко, Д.И. Сушко, И.В. Загородских // Агропанорама. – 2015. - №2. – С. 5-9.

10. Тимошенко, В.Я. Предремонтное диагностирование агрегатов гидростатической трансмиссии / В.Я. Тимошенко, Д.А. Жданко, А.В. Новиков, Д.И. Сушко, И.В. Загородских // Изобретатель. – 2014. - №3. – С. 42-44.

Система автоматизированного управления гидроприводом отвала бульдозера

И.А. Веренич, к.т.н., доцент, А. А. Ермоленко, В. В. Ванзонак
Белорусский национальный технический университет
г. Минск

Из-за постоянно возрастающих требований к качеству строительной продукции появляется необходимость в повышении общего технического уровня работ, выполняемых строительно-дорожными машинами. Особое место при строительстве путепроводов, дорог и аэродромов занимают земляные работы, качество выполнения которых во многом зависит от точности определения координат дорожного полотна или какой либо точки на местности (позиционирования). Все большую популярность среди строителей для определения координат точек местности приобретает созданная военно-промышленным комплексом США система GPS наблюдения и системы автоматизированного управления работой строительной техники на базе GPS навигаторов и геодезических приемников.

Как правило, строительно-дорожная техника имеет целую систему силовых гидроприводов и различных гидросистем. Применение системы автоматического управления работой гидравлики и машины в целом позволяет [1, 2, 4]:

1. Экономить строительные и горюче-смазочные материалы;
2. Сократить время и средства на выполнение геодезических работ;
3. Оптимизировать рабочее время;
4. Повысить качество выполняемых работ.

Геодезические приемники вобрали в себя все новейшие технологии, разработанные в этой области. GPS приемники многофункциональны, точны, удобны и позволяют производить измерения в обеих глобальных спутниковых системах как в GPS, так и ГЛОНАСС [2].

После установки на бульдозер или автогрейдер трехмерной системы нивелирования, отпадает необходимость в проведении разбивки и совершенно не нужно проводить контроль полотна после каждого прохода автогрейдера. Машинист бульдозера или автогрейдера самостоятельно контролирует правильность выполнения работ при помощи установленных приборов. Система нивелирования для бульдозеров включает в себя, как правило, два GPS навигатора, что позволяет контролировать поперечный и продольный уклон отвала.

В качестве объекта исследования выбран бульдозер ЧТЗ-Б-11.

Общий вид бульдозера с системой автоматизированного управления отвалом показан на рис. 1. Система гидропривода отвала бульдозера включает в себя: насос, два гидроцилиндра подъема отвала, гидроцилиндр регулирования угла наклона отвала, гидрораспределители, кондиционеры рабочей жидкости, шланги, бак, соединительную арматуру

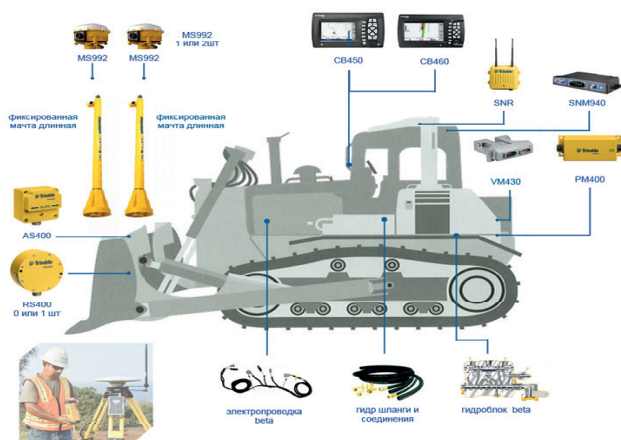


Рис. 1. Общий вид бульдозера ЧТЗ-Б-11 с системой автоматизированного управления отвалом [1]

В панели управления (бортовом компьютере) производятся вычисления для точного позиционирования режущей кромки машины на основании данных положения бульдозера, которые поступают от системы позиционирования.

Все GPS приемники по своей сути являются портативными переносными вычислительными машинами, имеющими собственное программное обеспечение, связь с интернетом, систему беспроводной передачи данных Bluetooth и контроллер для обработки поступающих на прибор данных. Это создает дополнительные возможности для использования таких приборов и существенно увеличивает количество областей их применения.

В процессе анализа данных эксплуатации аналогичных бульдозеров выявлены следующие недостатки:

- наличие инерционности и запаздывания срабатывания гидравлических узлов, что не позволяют удерживать отвал на необходимой высотной отметке;
- Постоянные колебания отвала в движении;

- Управление гидравликой происходит с низкой точностью.

Задачей исследования является усовершенствовать гидропривод отвала бульдозера заменой имеющихся гидроцилиндров гидроцилиндрами точного позиционирования (рис. 2) [3].

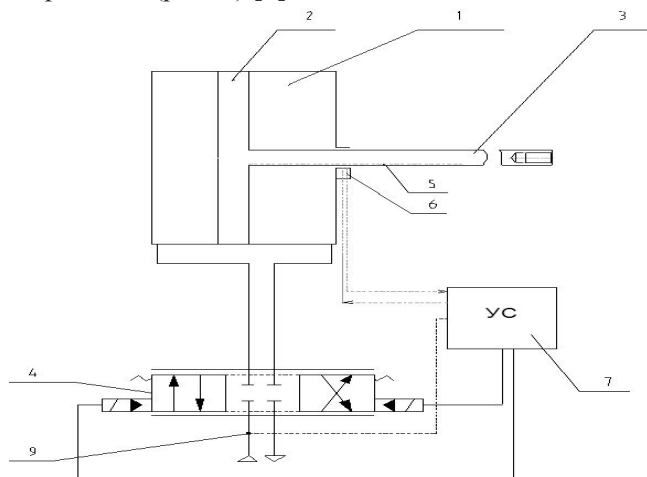


Рис.2. Гидроцилиндр точного позиционирования [3]:

- 1- цилиндр, 2 – поршень, 3 – шток, 4 – распределитель,
5, 6 – цифровой датчик перемещения, 7 – управляющая система,
9 – цифровой датчик давления.

Поставленная задача решается путем изменения принципа управления поршневым двигателем и введением в двигатель датчика регистрирующего положение поршня. В поршневом двигателе двойного действия, содержащем рабочий цилиндр 1, поршень со штоком 2 и распределительное устройство потока рабочей среды 4, в штоке дополнительно установлена отградуированная полоска 5 (например, с помощью определенной ориентации доменов магнитотвердого материала), и в непосредственном контакте с ней находится считывающая головка 6, закрепленная в корпусе цилиндра. Причем, распределительное устройство выполнено в виде гидро-распределителя с линейным электрическим управлением (или пилотным электрогидравлическим управлением, в случае значительных расходов) и следящим принципом действия. Распределительное устройство связано с управляющей системой 7 (бортовым компьютером) линиями управления. К управляющей системе также подведены сигнальные линии от датчиков и сигналы системы GPS. Пуск двигателя производится при подаче команды управляющей системе 7 (автоматически или дистанционно), при этом с учётом показания датчика давления 9 и датчика положения штока 5, 6, а

также заданного алгоритма работы, сигнал управления переключает распределительное устройство 4 в нужное положение, при этом открывая путь рабочей среде, которая поступает из питающего трубопровода в одну из полостей рабочего цилиндра 1, другая полость рабочего цилиндра 1 в это время соединена со сливной магистралью. Давление рабочей среды, воздействуя на поршень 2 приводит в движение шток 3, его перемещение регистрируется датчиком перемещения 5, 6. Подача рабочей среды регулируется в зависимости от заданной скорости перемещения штока в каждом дискретном его положении. Следящий принцип действия обеспечивается обработкой системой управления 7 следующих сигналов: сигнала от датчика давления 9 в питающем трубопроводе, сигнала от датчика перемещения (например, сигнал считывающей головки 6), сигнала с органов управления (внесения изменений в цикл работы двигателя и корректировок в алгоритма его работы), а также других сигналов (в конструкции возможна установка дополнительных датчиков для большей автоматизации рабочих процессов). При достижении поршнем определенного положения система управления переключает распределитель 4 в другую позицию, меняя направление движения рабочей среды на противоположное, тем самым изменяя направление движения штока 3 цилиндра 1, при этом также обеспечивая нужный заданный режим работы отвала бульдозера.

Для оценки динамических характеристик предлагаемого гидроцилиндра рассмотрим контур привода регулирования угла наклона отвала бульдозера, расчетная схема которого представлена на рис. 3. Математическую модель составим согласно методике, изложенной в [5].

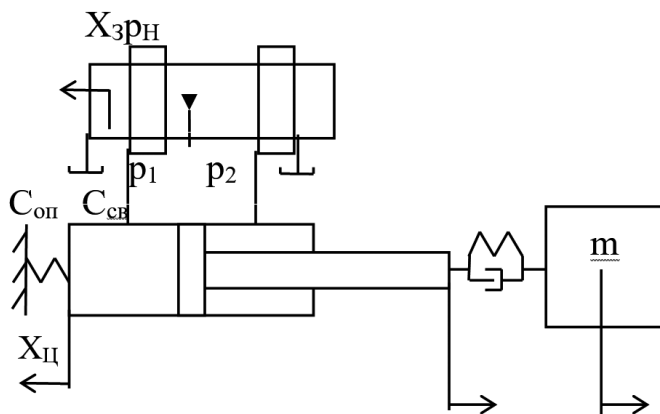


Рис. 3. Расчетная схема силовой части привода регулирования угла наклона отвала бульдозера

На схеме гидроцилиндр имеет внешнюю опору жесткостью $c_{оп}$. Нагрузка на шток гидроцилиндра принята инерционной. Инерционную нагрузку создает перемещаемый выходным звеном отвал приведенной массой m . Упругие свойства перемещаемого отвала и связи (действие сил вязкого трения) имитирует гидравлический демпфер. Жесткость связи отвала массой m со штоком гидроцилиндра обозначена $c_{св}$. Положительным выбрано перемещение X_3 золотника, соответствующее положительному перемещению штока гидроцилиндра (на схеме — вправо).

Уравнение движения отвала с приведенной массой m имеет вид:

$$m \frac{d^2 X_m}{dt^2} = c_{св} (X - X_m),$$

$$m_{п} \frac{d^2 X}{dt^2} = S_1 p_1 - S_2 p_2 - c_{св} (X - X_m) - P_{тр},$$

где $m_{п} m_{п}$ — суммарная масса поршня и штока гидроцилиндра; S_1 и S_2 — площади поршня в левой и правой полостях гидроцилиндра, в которых давления жидкости равны p_1 и p_2 соответственно; $P_{тр}$ — сила, вызванная действием вязкого и сухого трения в уплотнениях гидроцилиндра, в общем случае является нелинейной функцией скоростей

$$V_m = \frac{dx_m}{dt} \text{ и } V_{ц} = \frac{dx_{ц}}{dt} \quad V_m = \frac{dx_m}{dt} \text{ и } V_{ц} = \frac{dx_{ц}}{dt}.$$

При смешанном трении в уплотнениях

$$P_{тр} = P_{тр} \left(\frac{dx_m}{dt}, \frac{dx_{ц} dx_m}{dt dt}, \frac{dx_{ц}}{dt} \right),$$

где $X_{ц} X_{ц}$ — перемещение гидроцилиндра на упругой опоре.

В свою очередь величина $\frac{dx_{ц} dx_{ц}}{dt dt}$ входит в уравнение

$$m_{ц} \frac{d^2 x_{ц}}{dt^2} = S_1 p_1 - S_2 p_2 - c_{оп} X_{ц} - P_{тр},$$

где $m_{ц}$ — приведенная масса гидроцилиндра.

При смещении золотника в направлении $+X_3$ в левую полость гидроцилиндра поступает жидкость с массовым расходом

$$G_1 G_1 = \rho Q_1 Q_1,$$

где ρ — плотность рабочей среды; Q_1 — объемный расход жидкости, поступающей в левую полость гидроцилиндра.

Согласно условию неразрывности течения, имеем

$$Q_1 = \rho \frac{d(V_1 + V_{1\Gamma\Gamma})}{dt} + \rho \frac{V_1 + V_{1\Gamma\Gamma}}{B} \frac{dp_1}{dt},$$

$$Q_1 = \rho \frac{d(V_1 + V_{1\Gamma\Gamma})}{dt} + \rho \frac{V_1 + V_{1\Gamma\Gamma}}{B} \frac{dp_1}{dt},$$

где B — модуль объемной упругости рабочей среды; V_1 — объем левой полости гидроцилиндра; $V_{1\Gamma\Gamma}$ — объем канала, соединяющего левую полость гидроцилиндра с распределителем потока рабочей среды.

Записанное уравнение неразрывности и используемое далее аналогичное уравнение для правой полости гидроцилиндра записаны в предположении одновременного изменения давления во всех сечениях каналов (гидролиний), соединяющих гидроцилиндр с распределителем потока рабочей среды, т.е. в сосредоточенных параметрах. При этом инерция жидкости не учитывается, а гидравлическое сопротивление каналов учтено в коэффициенте расхода золотника.

Вследствие перемещения поршня гидроцилиндра и перемещения самого гидроцилиндра, вызванного упругостью опоры, объем V_1 будет переменной величиной, поэтому

$$V_1 = V_{01} + V_{01} + S_1 x + S_1 x_{\text{ц}} + S_1 x_{\text{ц}},$$

где V_{01} — объем левой полости гидроцилиндра при начальном положении поршня, от которого измерены значения x и $x_{\text{ц}}$.

После подстановки величины V_1 в уравнение неразрывности течения для рабочей жидкости, поступающей в левую полость гидроцилиндра, и сокращения на ρ получаем

$$Q_1 = S_1 \frac{dx}{dt} + S_1 \frac{dx_{\text{ц}}}{dt} + \frac{V_1 + V_{1\Gamma\Gamma}}{B} \frac{dp_1}{dt}.$$

Аналогично находим уравнение объемного расхода жидкости, вытекающей из правой полости гидроцилиндра

$$Q_2 = S_2 \frac{dx}{dt} + S_2 \frac{dx_{\text{ц}}}{dt} - \frac{V_2 + V_{2\text{ГЛ}}}{B} \frac{dp_2}{dt}.$$

где $V_2 V_2$ — объем правой полости гидроцилиндра, который уменьшается при движении поршня в направлении $+X$, $V_{2\text{ГЛ}} V_{2\text{ГЛ}}$ — объем канала, соединяющего правую полость гидроцилиндра с распределителем.

Расходы жидкости $Q_1 Q_1$ и $Q_2 Q_2$ через окна, открытые кромками золотника, описываются функциями вида:

$$Q_1 = k'_{13} x_3 \sqrt{|p_{\text{н}} - p_1|} \text{sign}(p_{\text{н}} - p_1);$$

$$Q_2 = k'_{23} x_3 \sqrt{|p_2 - p_{\text{сл}}|} \text{sign}(p_2 - p_{\text{сл}}),$$

где $k'_{13} k'_{13}$ и $k'_{23} k'_{23}$ — удельные (отнесенные к единице перемещения золотника) проводимости окон, открытых при смещении золотника от среднего положения.

В последних формулах корни квадратные извлекаются из модулей разности давлений, что исключает появления мнимых значений расходов, а возможное изменение направлений течений жидкости учитывается функцией сигнатуры. Удельные проводимости окон определяются соотношениями

$$k'_{13} = \mu_{13} b_{\text{ок}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad k'_{13} = \mu_{13} b_{\text{ок}} \sqrt{\frac{2}{\rho}};$$

$$k'_{23} = \mu_{23} b_{\text{ок}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad k'_{23} = \mu_{23} b_{\text{ок}} \sqrt{\frac{2}{\rho}},$$

где $\mu_{13}, \mu_{23} \mu_{13}, \mu_{23}$ — коэффициент расхода рабочей среды в окнах перекрытия золотника.

Все приведенные выше уравнения получены при $X_3 > 0, X > 0$. В случае $X_3 < 0$ необходимо в уравнениях поменять местами давления p_1 и p_2 , так как теперь правая полость гидроцилиндра будет соединена с каналом, в котором давление $p_{\text{н}}$, а левая полость гидроцилиндра — с каналом, в котором давление $p_{\text{сл}}$. С учетом этих перестановок членов, соответствующих смещению золотника в разные стороны от среднего положения, после несложных преобразований полученных уравнений нелинейную математическую модель силовой части гидропривода с дроссельным регулированием можно описать следующей системой дифференциальных уравнений в форме

Коши:

$$\frac{dx_m}{dt} = v_m;$$

$$\frac{dv_m}{dt} = \frac{c_{св}}{m} X - \frac{c_{св}}{m} X_m \frac{dv_m}{dt} = \frac{c_{св}}{m} X - \frac{c_{св}}{m} X_m;$$

$$\frac{dx}{dt} = v ;$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{S_1}{m} p_1 - \frac{S_2}{m} p_2 - \frac{c_{св}}{m} X + \frac{c_{св}}{m} X_m - \frac{P_{тр}}{m}$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{S_1}{m} p_1 - \frac{S_2}{m} p_2 - \frac{c_{св}}{m} X + \frac{c_{св}}{m} X_m - \frac{P_{тр}}{m},$$

$$\frac{dx_{ц}}{dt} = v_{ц};$$

при $X_3 > 0$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k'_{13} B}{V_1 + V_{1ГЛ}} X_3 \sqrt{|p_H - p_1|} \text{sign}(p_H - p_1) - \frac{S_1 B}{V_1 + V_{1ГЛ}} v - \frac{S_1 B}{V_1 + V_{1ГЛ}} v_{ц}$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k'_{13} B}{V_1 + V_{1ГЛ}} X_3 \sqrt{|p_H - p_1|} \text{sign}(p_H - p_1) - \frac{S_1 B}{V_1 + V_{1ГЛ}} v - \frac{S_1 B}{V_1 + V_{1ГЛ}} v_{ц}$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{k'_{23} B}{V_2 + V_{2ГЛ}} X_3 \sqrt{|p_2 - p_{сЛ}|} \text{sign}(p_2 - p_{сЛ}) + \frac{S_2 B}{V_2 + V_{2ГЛ}} v + \frac{S_2 B}{V_2 + V_{2ГЛ}} v_{ц}$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{k'_{23} B}{V_2 + V_{2ГЛ}} X_3 \sqrt{|p_2 - p_{сЛ}|} \text{sign}(p_2 - p_{сЛ}) + \frac{S_2 B}{V_2 + V_{2ГЛ}} v + \frac{S_2 B}{V_2 + V_{2ГЛ}} v_{ц}$$

при $X_3 < 0$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k'_{13} B}{V_1 + V_{1ГЛ}} X_3 \sqrt{|p_1 - p_{сЛ}|} \text{sign}(p_1 - p_{сЛ}) + \frac{S_1 B}{V_1 + V_{1ГЛ}} v + \frac{S_1 B}{V_1 + V_{1ГЛ}} v_{ц}$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k'_{13} B}{V_1 + V_{1ГЛ}} X_3 \sqrt{|p_1 - p_{сЛ}|} \text{sign}(p_1 - p_{сЛ}) + \frac{S_1 B}{V_1 + V_{1ГЛ}} v + \frac{S_1 B}{V_1 + V_{1ГЛ}} v_{ц}$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{k'_{23}B}{V_2+V_{2\Gamma\Gamma}} X_3 \sqrt{|p_n - p_2|} \text{sign}(p_n - p_2) - \frac{S_2 B}{V_2+V_{2\Gamma\Gamma}} v - \frac{S_2 B}{V_2+V_{2\Gamma\Gamma}} v_{\text{ц}}$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{k'_{23}B}{V_2+V_{2\Gamma\Gamma}} X_3 \sqrt{|p_n - p_2|} \text{sign}(p_n - p_2) - \frac{S_2 B}{V_2+V_{2\Gamma\Gamma}} v - \frac{S_2 B}{V_2+V_{2\Gamma\Gamma}} v_{\text{ц}}$$

Дополним данную систему дифференциальных уравнений функцией смешанного трения в гидроцилиндре, пренебрегая перемещением его гильзы

$$P_{\text{тр}} = F_c \cdot \text{tg}(ku \cdot v) + k \cdot v,$$

где F_c – сила трения покоя в гидроцилиндре, ku – коэффициент наклона кулоновской кривой сухого трения; k – коэффициент вязкого трения, v – скорость штока.

Для упрощения реализации математической модели на ЭВМ принимаются следующие допущения :

1. Свойства жидкости не изменяются в течение переходного процесса (температура, плотность, вязкость, количество нерастворённого воздуха).

2. Утечки жидкости в системе отсутствуют.

3. Входное воздействие задаём перемещением золотника распределителя и моделируем как типовую функцию.

4. Все переменные зависят только от времени, а уравнения, описывающие процессы, происходящие в гидроприводе, представлены в сосредоточенных параметрах.

5. Сопротивлением течению рабочей среды в сливной магистрали пренебрегаем.

6. Пренебрегаем силой тяжести элементов гидропривода.

7. Подача насоса Q_n не зависит от давления.

При моделировании динамики рассматриваемого контура привода приняты следующими исходные данные: приведенная масса отвала бульдозера с грунтом: $m_m = 3000 \text{ кг}$; $m_n = 50 \text{ кг}$; $\rho = 900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; $\rho = 900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$,

$$V_{01} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$B = 1600 \text{ МПа};$$

$$c_{оп} = 1 \cdot 10^9 \frac{\text{Н}}{\text{м}}; c_{оп} = 1 \cdot 10^9 \frac{\text{Н}}{\text{м}}; c_{св} = 1 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}};$$

$k=10 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}$; $p_{сл} = 1 \cdot 10^5 \text{ Па}$; $P_H = 20 \text{ МПа}$; $D_n = 0.1 \text{ м}$ – диаметр поршня гидроцилиндра; $D_{шт} = 0.05 \text{ м}$ – диаметр штока гидроцилиндра $X_{\max} = 0.5 \text{ м}$ – максимальный ход штока;

При реализации математической модели гидропривода на ЭВМ воспользуемся программным комплексом “20-sim”, специально разработанным для анализа динамики систем компанией ControllabProducts B. V. [6, 7]. Простейшая схема с использованием автономного поршневого двигателя с обратной связью по положению в программе “20-sim” будет иметь вид, изображенный на рис. 4.

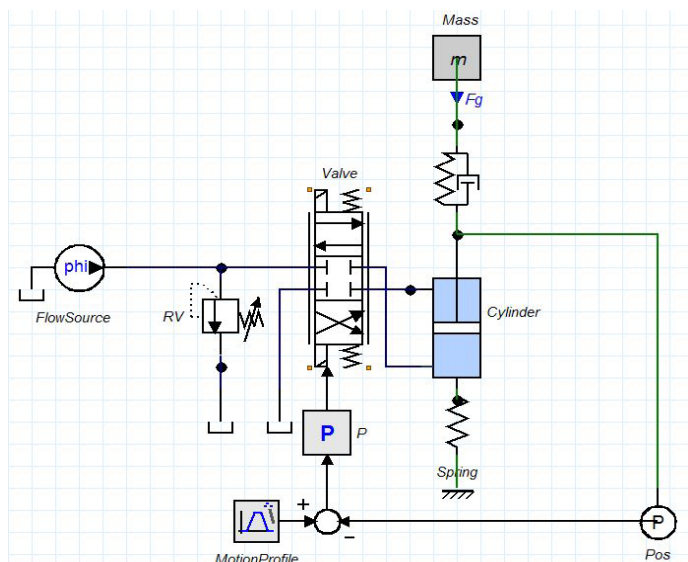


Рис. 4. Схема модели контура привода регулирования угла наклона отвала бульдозера

В основе алгоритма программы положена рассмотренная выше математическая модель силовой части привода, дополненная полным математическим нелинейным описанием четырехщелевого трехпозиционного гидрораспределителя следящего действия с электромагнитным пропорцио-

нальным управлением, а также модулятором входного воздействия и линейной электронной обратной связи по положению с коэффициентом усиления k_y , со следующими основными параметрами:

$A_{\max} = 1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ – максимальная площадь открытого окна;

$f = 20 \text{ Гц}$ – частота собственных колебаний золотника;

$k'_{13} k'_{13} = k'_{23} k'_{23} = 1 \cdot 10^{-14} 10^{-14}$ – удельные (отнесенные к единице перемещения золотника) проводимости окон.

Ввиду ограниченного объема данной работы полное математическое описание процессов в системе гидропривода не приводится.

Оценку динамических характеристик контура будем проводить при подаче на вход типовых управляющих воздействий (линейного, трапецеидального и синусоидального закона) со следующими параметрами:

$t_0 = 0$ – время начала выдвижения штока;

$t_1 = 10$ – время начала обратного хода штока;

$v_{\max} = 0.1 \text{ м/с}$ – максимальная скорость движения штока;

$a_{\max} = 0.2 \text{ м/с}^2$ – максимальное ускорение движения штока (для трапецеидального закона);

Для сравнительного анализа рассчитаем и построим графики изменения давлений в штоковой $p_1 = p_1(t)$ и поршневой $p_2 = p_2(t)$ полостях гидроцилиндра (для определения усилия на штоке), а также графики перемещения штока $x_{\text{шт}} = x_{\text{шт}}(t)$ и его идеальный вид $x = x(t)$ при коэффициентах усиления по обратной связи: $k_y = 5$, $k_y = 50$ и $k_y = 500$ для линейного, трапецеидального и синусоидального законов регулирования.

В результате моделирования получено семейство графиков изменения регистрируемых параметров при различных значениях коэффициентов усиления и различных законах регулирования.

На рис. 5 приведены графики переходных процессов изменения давления в полостях цилиндра при $K_y = 50$ для линейного и трапецеидального законов регулирования.

Для переходного процесса, изображенного на рис. 6 характерны следующие показатели качества:

Установившиеся значения давлений $p_{1\text{уст}} = 6554812 \text{ Па}$; $p_{2\text{уст}} = 8674738 \text{ Па}$.

Размер допускаемых отклонений давлений, при которых процесс считается закончившимся, примем $\Delta = 0.1 \cdot p_{\text{уст}}$, тогда $\Delta_1 = 655481 \text{ Па}$; $\Delta_2 = \Delta_2$

=867484 Па.

Время $t_{\text{уп}}$ и показатель колебательности $T_{\text{пер}}$ переходных процессов для линейного и трапецеидального закона регулирования соответственно равны: $t_{\text{уп1л}}=0.4\text{с}$; $t_{\text{уп2л}}=0.45\text{с}$; $T_{\text{пер1л}}=2,5$; $T_{\text{пер2л}}=2,25$; $t_{\text{уп1трап}}=0.35\text{с}$; $t_{\text{уп2трап}}=0.31\text{с}$; $T_{\text{пер1трап}}=1,5$; $T_{\text{пер2трап}}=1,75$.



Рис. 5. Графики переходных процессов при $K_y=50$ для линейного и трапецеидального закона

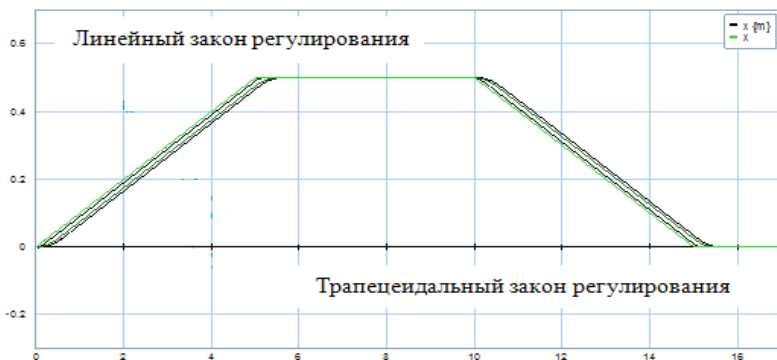


Рис. 6. График перемещения штока $x_{\text{шт}} = x_{\text{шт}}(t)$ и его идеальный вид $x=x(t)$ при $K_y=50$ для трапецеидального и линейного законов регулирования

Сопоставляя показатели качества переходных процессов и графики перемещения штока трапецеидального и линейного законов регулирования, можно сделать вывод о том, что линейный закон регулирования обеспечивает минимальное время рабочего цикла, а также высокую точность и пропорциональность позиционирования штока гидроцилиндра, при до-

пустимых для рассматриваемых систем показателях качества переходного процесса, кроме того, существует огромный потенциал и накопленный опыт по повышению устойчивости систем.

Разработана расчетная динамическая схема гидропривода регулирования угла наклона отвала с новым гидроцилиндром, сделано математическое описание привода, выбраны оценочные параметры: перемещение поршня и изменения давлений в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра; проведено моделирование и расчет оценочных параметров данного гидропривода при линейном, трапецеидальном и синусоидальном законах управления при заданных граничных условиях по скорости перемещения штока и его ускорению.

По результатам моделирования можно сделать вывод, что рассмотренный гидропривод с новым поршневым двигателем и заданными параметрами обеспечивает требования показателей качества переходных процессов при линейном и трапецеидальном законах управления с коэффициентом усиления обратной связи по положению вплоть до $k_y k_u = 500$, а при синусоидальном законе регулирования $k_y k_u$ должен быть снижен **k_y должен быть снижен** для обеспечения условий устойчивости и качества переходного процесса.

Литература

1. <http://www.trans-mix.ru/info/gps-v-stroitelstve.php>
2. <https://sitech-cr.ru/products/3d-gps-glonass-system-buldozer/>
3. Пат. №4581 Республика Беларусь U 2008.08.30, МПК (2006) F03C 1/00, F 15B 15/00 Поршневой двигатель / А.В Батура, И. А. Веренич, А.А. Ширко; патентообладатель Белорусский национальный технический университет (ВУ), заявка № u 20070930; заяв. 28.12.2007 опубликован 30.08.2008.
4. Щербаков В.С. Автоматизация проектирования основных параметров устройства управления рабочим органом бульдозерного агрегата: монография / В.С.Щербаков, И.В. Лазута, Е.Ф. Денисова. - Омск: СибАДИ, 2012. - 128 с.
5. Попов Д. Н. Механика гидро- и пневмоприводов: Учеб. для вузов. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. - 320 с.
6. Kleijn C. I. 20-sim 4.0 Reference Manual. Enschede, Controllab Products B. V., 2008. - 344 p.
7. Kleijn C. I. Getting Started with 20-sim 4.0. Enschede, Controllab Products B. V., 2008. - 154 p.

Содержание

Л.Г. Филипова, В.А. Антонов Применение энергосберегающих технологий в пневматике	3
Л.Г. Филипова О современных тенденциях развития мехатроники при проектировании гидроприводов	7
П.Р. Бартош, П.Н. Кишкевич, М.И. Жилевич Уменьшение времени срабатывания пневматических приводов путем усовершенствования их следящих аппаратов	10
М.И. Жилевич, П.Н. Кишкевич, П.Р. Бартош Обобщенная модель пневматического тормозного устройства, учитывающая изменения температуры воздуха	16
Я.С. Калинка, С.В. Джежора, С.А. Джежора Гидравлический стенд «FESTO» для проведения лабораторных работ по мобильной гидравлике	20
Я.С. Калинка, С.В. Джежора, С.А. Джежора Использование универсального стенда «FESTO» для проведения работ по пневмо- и электропневмоавтоматике	23
А.И. Бобровник Разработка пожарной машины на базе» шасси МАЗ	27
Л.Я. Степук, А.И. Бобровник, Э.В. Дыба Разработка модуля многофункционального агрегата с вакуумно-компрессорным оборудованием для удаления навоза	30
А.И. Бобровник, А.В. Захаров, И.О. Захарова Стенд для исследований электрогидравлической системы управления навесным устройством	35
Д.М. Лаптанович, А.И. Бобровник Перспективы развития рулевого управления колесных тракторов	40
Д.М. Лаптанович, И.А. Веренич Разработка усовершенствованных методов диагностики гидроаппаратуры специальных горизонтальных фрезерно-расточных станков	44
Д.Л. Жилиянин, Н.П. Северина, А.А. Табулин, И.А. Шуст О подтверждении соответствия смазочных материалов при выполнении требований ТР ТС 030/2012	49
Л.А. Глазков, Д.Л. Жилиянин, А.Д. Леонов Противобуксовочные системы грузовых автомобилей и их алгоритмы работы	52
Л.А. Глазков, Д.Л. Жилиянин, А.А. Табулин, П.С. Жук, А.А. Шемет Улучшение трибологических свойства пластичных смазок путем введения наполнителей	54
М.И. Жилевич, П.Н. Кишкевич, С.В. Ермилов Конструктивные особенности и область применения пропорциональных электрогидравлических клапанов	57
В.С. Шевченко Возможности использования беспилотных летательных аппаратов в разведывательных операциях	65

Л.А. Глазков, Н.П. Северина, А.А. Табулин Разработка ингибитора коррозии для сжиженных топливных газов	72
И.А. Веренич, Д.Л. Жилинин, И.А. Шуст Требования к свойствам рабочих жидкостей и смазок в соответствии с техническим регламентом Таможенного союза ТР ТС 030/201	75
А.И. Беленинник, С.А. Ковальчис Система отбора мощностей колесных тракторов	80
А.М. Науменко Применение лабораторного оборудования фирмы «FESTO» для исследования процессов в пневматических системах	88
Е.А. Чернов, К.Н. Ринейский, В.Е. Казаков Лабораторно-технический комплекс - программируемые реле	91
М.Б. Гарба, А.А. Шупилов, Н.Н. Стасюсевич Применение пневматических высевающих аппаратов для однозернового высева семян в кассеты	95
А.А. Водопьянова, Е. А. Клименок Использование учебных лабораторных стендов ННЦ – 11.17.1 «Гидравлика М1» в процессе подготовки специалистов для тепловых и атомных электростанций	99
С. М. Алексеев, А. А. Водопьянова, Г. Н. Каропа О педагогических инновациях в профессиональном образовании Республики Беларусь	102
Д.А. Мартынов, Л.В. Руцкая, В.А. Мартиновский Использование гидравлических стендов «FESTO» при проведении лабораторных практикумов по мобильной гидравлике	106
Д.А. Мартынов, Л.В. Руцкая, В.А. Мартиновский Современное состояние и перспективы развития дисциплины «Гидравлический привод» для обучающихся по специальности «Подъемно – транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование»	110
И.С. Луговая Перистальтические насосы	113
В.Е. Тарасенко Влияние интенсивности циркуляции охлаждающей жидкости на работу системы охлаждения автотракторных двигателей	114
Т.А. Варфоломеева, А.П. Болдак, Н.А. Поздняков Пневматическое устройство для управления режимами сдвигания задних колес трактора «БЕЛАРУС»	119
Д.А. Жданко, Д.И. Сушко Д.И., Д.С. Вербицкий Диагностирование агрегатов гидростатической трансмиссии	124
Д.А. Жданко, Д.И. Сушко Д.И., Д.С. Вербицкий Оценка технического состояния агрегатов гидропривода мобильных технических средств	131
И.А. Веренич, А. А. Ермоленко, В. В. Ванзонек Система автоматизированного управления гидроприводом отвала бульдозера	137

Исследование гидропневмосистем мобильных и технологических машин

*Сборник докладов Международной
научно-технической конференции (секция)*

Составитель:
Я.С. Калинин

Подписано в печать 25.04.2018.
Формат 60х84/16. Бумага офсетная. Печать цифровая.