

НОВЫЕ СТРАНИЦЫ РОССИЙСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

ИНДУСТРИЯ

WWW.INDUSTRI.RU

№ 3 / 2020 **119**

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ ИНФОРМАЦИОННО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ



valitex

**элементы и системы охлаждения
климатические установки**



 **AKG®**

WWW.VALITEX.RU

24V16A@gmail.com

+7 (495) 991-42-97

НОВЫЕ СТРАНИЦЫ РОССИЙСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

ИНДУСТРИЯ

2001-2020

№ 3 (119)/2020

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ ИНФОРМАЦИОННО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Журнал зарегистрирован СЗРУ по защите печати и массовой информации СПб.
Рег. свид-во ПИ № 2-4901.

Периодичность выхода – 3 раза в год. Распространяется бесплатно на промышленных форумах, выставках и конференциях России, по редакционной подписке и адресной рассылке. Формат 214x300. Тираж 5000 экз. Подписано в печать 10.12.2020.

Отпечатано в типографии ООО «ИПИ». Заказ № 6231.

Издатель / Учредитель: ООО «Институт Промышленной Информации».
Генеральный директор – Рафаэль Абрамян.

ИЗДАТЕЛЬСТВО

192007, Санкт-Петербург,
наб. Обводного канала, д. 64, корпус 2
«Технопарк Обводный 64», пом. 55.
Тел./факс: 8 (812) 244-95-65

РЕДАКЦИЯ

Главный редактор – Генан Абусев: +7-921-947-47-81
e-mail: info@industri.ru

Зам. главного редактора – Ирина Зотова: +7-965-046-41-44
e-mail: irina@industri.ru

Представитель в Москве – Илья Приймук: +7-985-665-64-55
e-mail: priymuk@yahoo.com

РЕКЛАМНАЯ СЛУЖБА

Санкт-Петербург: (812) 244-95-75
Аркадий Ефимов, Алексей Куликов, Юрий Филиппов
e-mail: office@industri.ru
e-mail: zakaz@industri.ru

ОТДЕЛ ПО РАБОТЕ С ВЫСТАВКАМИ

(812) 244-95-75
e-mail: redaktor@industri.ru

INTERNATIONAL DEPARTMENT

Irina Zotova: +359 876 81 3555
e-mail: Irina.zotova808@gmail.com

REPRESENTATIVE IN ITALY

CASIRAGHI INTERNATIONAL ADVERTISING
Via Cardano 81, 22100 COMO – ITALY
Diego Casiraghi
Tel. +39 031 261407
diego@casiraghi-adv.com
www.casiraghi-adv.com

ПАРТНЕРЫ ИЗДАТЕЛЬСТВА

АО «БАНК «ПСКБ»: WWW.PSCB.RU
СОЮЗ ЛИТЕЙЩИКОВ САНКТ-ПЕТЕРБУРГА: WWW.SOUZ.LT.PRO
СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЙ ЖУРНАЛ «ГИДРАВЛИКА-ПНЕВМАТИКА-ПРИВОДЫ»: WWW.INDUSTRI.RU



• Любое использование опубликованных в журнале материалов, в том числе копирование, распространение, передача третьим лицам, опубликование или иные действия, считающиеся использованием в соответствии со ст. 1270 ГК РФ, без письменного согласия редакции, авторов и иных владельцев исключительных прав не допускается, за исключением случаев, предусмотренных ГК РФ.

• Рекламируемые товары и услуги подлежат обязательной сертификации в соответствии с законодательством. Ответственность за достоверность публикуемых материалов и наличие соответствующих разрешительных документов несут авторы и рекламодатели.

• Технические и аналитические материалы публикуются бесплатно. Присланные материалы не рецензируются и не возвращаются. Решение о публикации принимается редакцией. Редакция вправе отказать в публикации без объяснения причин.

Полные архивы номеров в pdf-формате, информация о датах выхода, системе распространения журнала и расценках на размещение рекламы размещена на сайте www.industri.ru

СОДЕРЖАНИЕ

Тайвань – Россия: устойчивое развитие деловых отношений 3

В октябре при поддержке Совета по развитию внешней торговли Тайваня (TAITRA) состоялась онлайн-конференция «Тайвань – Россия: надежное партнерство в сложное время». Вебинар стал первым событием такого рода для тайваньских машиностроителей после отмены в этом году ежегодной выставки «Металлообработка». Обращаясь к российским участникам вебинара, его организаторы отметили: «Ну, что, друзья, выставка в этом году не состоялась, не удалось нам друг с другом встретиться, но мы ищем возможности, как говорится, «везет тому, кто везет», и мы можем познакомиться с нашими компаниями в онлайн-режиме».

UniParts продлевает срок службы кулачковых токарных автоматов 9

Как и прежде, десятки тысяч традиционных кулачковых токарных автоматов помогают поддерживать бесперебойное массовое производство прецизионных деталей для часовой, автомобильной, стоматологической и электронной промышленности во всем мире. Хотя официальная техническая поддержка этих станков ограничена, благодаря швейцарской компании UniParts качественные запасные части и инструменты все же доступны на рынке.

Производство надежных и востребованных станков – наш вклад в развитие страны! 10

Производство ленточнопильных станков по металлу – закономерный этап развития ПАО «Кувандыкский завод кузнечно-прессового оборудования «Долина». Завод освоил и начал серийно выпускать ленточнопильные станки по металлу с 2012 года. Кроме этого завод производит широкую номенклатуру оборудования: валковые машины, вертикальные и горизонтальные гидравлические прессы, механические и гидравлические гильотинные ножницы, кривошипные прессы, комплексы автоматических линий на базе прессов.

О работе гидропривода с LS-управлением при полутной нагрузке 14

Гойдо М.Е., канд. техн. наук; Бодров В.В., канд. техн. наук; Багаудинов Р.М.
ООО «Уральский инженеринговый центр»

Стремление минимизировать потери энергии при работе объемных гидроприводов с дроссельным и машинно-дроссельным управлением нашло свое воплощение в гидроприводах с LS-управлением, являющихся системами, чувствительными к нагрузке (Load Sensing Control System). Существуют две разновидности гидроприводов с LS-управлением: с нерегулируемым насосом и, соответственно, с чисто дроссельным управлением и с регулируемым насосом, то есть с машинно-дроссельным управлением. Последние гидроприводы при прочих равных условиях отличаются меньшими потерями энергии при их эксплуатации и, следовательно, более высоким коэффициентом полезного действия.

Специальные гидроцилиндры для металлургии и гидротехнических сооружений 17

Сегодня практически нет промышленных производств, где для преобразования энергии в линейное движение механизмов не используются гидравлические цилиндры или объемный гидропривод. В металлургии и гидротехнических сооружениях к гидроцилиндрам предъявляются повышенные требования по надежности и удельной мощности. Такие специальные гидроцилиндры входят в программу поставок компании «ПНЕВМАКС».

Уплотнительные решения для гидроцилиндров 19

Александр Гончар, инженер по продажам, ООО «Тремелборг Силинг Солюшнс» Будучи новатором в создании уплотнений для гидравлических систем, компания Trelleborg Sealing Solutions разработала ассортимент изделий, включающий множество инновационных и уникальных уплотнительных элементов, специально разработанных для гидроцилиндров. Применяя передовые технологии, такие как эффект обратного всасывания и система контроля масляной пленки и учитывая индивидуальные требования наших заказчиков, мы работаем над улучшением конфигураций уплотнений, которые отвечают повышенным требованиям к производительности компонентов.

Баллонные регуляторы от Savagna Group 21

Высокая точность регулировки и поддержания заданного расхода и рабочего давления, при использовании современных регуляторов давления, по сравнению с обычными редукторами, существенно экономит газ и ведет к снижению себестоимости продукции заказчика. При этом следует отдельно отметить, что развитие современной технологии производства регуляторов ведущими мировыми производителями, такими как например Savagna Group (Италия), приобретает особое значение в связи с проблемами качества, производимых инженерами Камоччи. В данном случае, новая линейка баллонных регуляторов давления Savagna Group для давления 200 и 300 бар уверенно занимает лидирующие позиции как на международном рынке, так и, начиная с 2020 г, на рынке РФ и стран ТС.

Трубопроводная арматура Camozzi для сахарных заводов 22

Илюхин В.Н., к.т.н., Учебно-научный центр ООО «Камоччи Пневматика»

Компания Камоччи является надежным многолетним поставщиком ТПА для более чем 50 сахарных заводов в России. Отраслевые инженеры Камоччи помогут не только в подборе аналогов элементов, но предложат улучшенные технические решения как в области материалов и уплотнений, так и типов запорной и регулирующей арматуры и приводов управления, обеспечив высокие требования к наработке на отказ, ремонтопригодности и ресурсу.

О РАБОТЕ ГИДРОПРИВОДА С LS-УПРАВЛЕНИЕМ ПРИ ПОПУТНОЙ НАГРУЗКЕ

Гойдо М. Е., канд. техн. наук; Бодров В. В., канд. техн. наук; Багаутдинов Р. М.

ООО «Уральский инжиниринговый центр», Научно-производственный холдинг CHELTEC, Россия, 454007, г. Челябинск, а/я 897

Стремление минимизировать потери энергии при работе объемных гидроприводов с дроссельным и машинно-дроссельным управлением нашло свое воплощение в гидроприводах с LS-управлением, являющихся системами, чувствительными к нагрузке (Load Sensing Control System) [1].

При работе гидропривода с LS-управлением давление в напорном канале насоса, от которого осуществляется питание гидропривода, изменяется в соответствии с изменением нагрузки (силы для гидроцилиндров или вращающего момента для гидромоторов и поворотных гидродвигателей) на выходном звене (штоке, плунжере или корпусе гидроцилиндра либо валу или корпусе гидромотора или поворотного гидродвигателя) того из одновременно работающих гидродвигателей, в напорной полости которого давление в текущий момент времени является наибольшим, при поддержании постоянной разности давлений в напорном канале насоса и в напорной полости такого гидродвигателя.

Здесь и далее по тексту статьи рабочие полости гидродвигателя, которые в текущий момент времени соединены посредством дросселирующего гидрораспределителя с напорным каналом насоса и с гидробаком, называются соответственно напорной и сливной полостями, а рабочие окна дросселирующего гидрораспределителя, через которые рабочая жидкость поступает в напорную полость гидродвигателя и вытесняется из сливной полости последнего, называются соответственно напорным и сливным рабочими окнами.

Существуют две разновидности гидроприводов с LS-управлением: с нерегулируемым насосом и, соответственно, с чисто дроссельным управлением и с регулируемым насосом, то есть с машинно-дроссельным управлением. Последние гидроприводы при прочих равных условиях отличаются меньшими потерями энергии при их эксплуатации и, следовательно, более высоким коэффициентом полезного действия [2].

Наиболее гибкими с точки зрения реализации различных алгоритмов управления (и, в том числе, алгоритма LS-управления) являются гидроприводы с машинно-дроссельным управлением, укомплектованные дросселирующими гидрораспределителями и насосами с пропорциональным электрическим управлением [3].

На основании обработки сигналов соответствующих датчиков (и, в том числе, датчиков давления) посредством свободно программируемого контроллера можно насосом с пропорциональным электрическим управлением, в частности так, что разность между давлениями в напорном канале

насоса и в той из напорных полостей одновременно работающих гидродвигателей, в которой давление в текущий момент времени имеет наибольшее значение, будет иметь постоянную величину, достаточную для регулирования расхода, поступающего к каждому из гидродвигателей, с приемлемой точностью.

Далее ограничимся рассмотрением гидропривода с LS-управлением, в состав которого входят: один гидродвигатель двухстороннего действия, управляемый посредством дросселирующего гидрораспределителя с пропорциональным электрическим управлением, регулируемый насос с пропорциональным электрическим управлением и датчики давления в напорном канале насоса и в рабочих полостях гидродвигателя (рис. 1).

При подаче на электрический блок управления дросселирующего гидрораспределителя со стороны контроллера управляющего сигнала в контроллере на основании сигналов датчиков давления, подключенных к рабочим полостям гидродвигателя, производится анализ характера нагрузки на выходном звене гидродвигателя, а именно: определяется, является нагрузка встречной или попутной (то есть действующей соответственно против направления или в направлении движения выходного звена гидродвигателя).

В случае использования недифференциального гидродвигателя (гидромотора, поворотного гидродвигателя или недифференциального гидроцилиндра) при указанном анализе производится просто сравнение значений давления в напорной и сливной рабочих полостях гидродвигателя на основании сигналов вышеуказанных датчиков давления: если значение давления в напорной рабочей полости не меньше значения давления в сливной рабочей полости гидродвигателя, то нагрузка считается встречной. В противном случае нагрузка считается попутной.

В случае использования в приводе в качестве гидродвигателя дифференциального гидроцилиндра (например, поршневого гидроцилиндра с односторонним штоком, как показано на рис. 1) в контроллере на основании сигналов датчиков давления производится вычисление сил, передающихся на выходное звено гидроцилиндра со стороны рабочей жидкости, находящейся в его напорной и сливной рабочих полостях. Если значение силы, передающейся на выходное звено гидроцилиндра со стороны рабочей жидкости, находящейся в его напорной рабочей полости, не меньше значения силы, передающейся на выходное звено гидроцилиндра со стороны рабочей жидкости, находящейся в его сливной рабочей полости, то нагрузка считается встречной.

В противном случае нагрузка считается попутной.

В случае встречной нагрузки на выходном звене гидродвигателя в контроллере с учетом текущего значения давления $p_{\text{нп}}$ в напорной рабочей полости гидродвигателя, определенного на основании сигнала датчика давления, присоединенного к этой полости, производится вычисление требуемого значения $p_{\text{д}}$ давления в напорном канале насоса из условия поддержания перепада (потерь) давления $\Delta p_{\text{нп}}$ на участке гидропривода между напорным каналом насоса и напорной рабочей полостью гидродвигателя (включая перепад давления на напорном рабочем окне дросселирующего гидрораспределителя) на установленном уровне, минимально необходимом для осуществления задач регулирования контролируемого параметра (скорости или координаты выходного звена гидродвигателя либо силового параметра на выходном звене) посредством дросселирующего гидрораспределителя. Обычно значение этого перепада давления $\Delta p_{\text{нп}}$ в гидроприводах, чувствительных к нагрузке (в гидроприводах с LS-управлением), составляет от 1,0 до 3,0 МПа [2].

На основании вычисленного значения $p_{\text{д}}$ требуемого давления в напорном канале насоса с учетом сигнала обратной связи (о фактическом значении давления в выходном канале насоса), поступающего в контроллер от датчика давления, подключенного к напорному каналу насоса, в контроллере формируется управляющий электрический сигнал для регулятора рабочего объема насоса, обеспечивающий

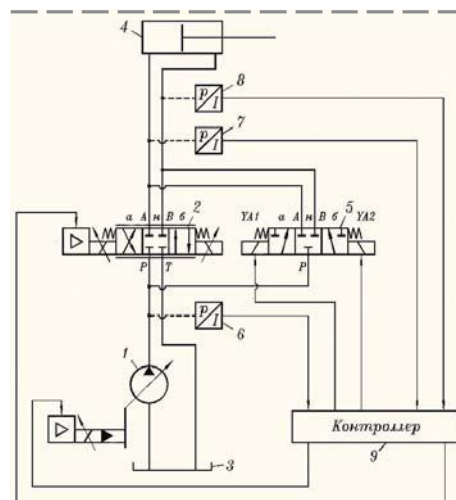


Рис. 1. Упрощенная принципиальная схема гидропривода с машинно-дроссельным управлением, чувствительного к нагрузке, с дополнительным байпасным направляющим гидрораспределителем:

1 — регулируемый насос с пропорциональным электрическим управлением; 2 — дросселирующий гидрораспределитель с пропорциональным электрическим управлением; 3 — гидробак; 4 — гидродвигатель двухстороннего действия; 5 — байпасный направляющий гидрораспределитель; 6, 7, 8 — датчики давления; 9 — контроллер.

работу насоса и гидропривода в целом при потерях давления, минимально необходимых для решения задач регулирования контролируемого параметра.

Очевидно, что при отсутствии в составе рассматриваемого гидропривода каких-либо специальных гидроаппаратов, выполняющих функции тормозных устройств, и наличии попутной нагрузки на выходном звене гидродвигателя алгоритм управления гидроприводом должен быть иным. Для уравнивания попутной нагрузки и обеспечения управляемого движения выходного звена гидродвигателя перепад давления на сливном рабочем окне дросселирующего гидрораспределителя должен быть тем больше, чем больше значение попутной нагрузки (то есть в значительной степени определяется значением попутной нагрузки). Поскольку площади проходного сечения напорного и сливного рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя одно-значно связаны между собой в соответствии с конструкцией гидрораспределителя, а отношение расходов рабочей жидкости через указанные рабочие окна при пренебрежении расходами, связанными с перетечками и утечками жидкости, ее сжимаемостью и упругими деформациями стенок каналов, в которые заключена жидкость, равно отношению характерных геометрических размеров (эффективных площадей поршня для гидроцилиндра; характерных объемов для гидромотора и поворотного гидродвигателя) со стороны напорной и сливной полостей гидродвигателя, то перепад (потери) давления на напорном рабочем окне дросселирующего гидрораспределителя пропорциональны перепаду (потерям) давления на сливном рабочем окне этого гидрораспределителя. В результате, при работе гидропривода обычного исполнения с попутной нагрузкой на выходном звене гидродвигателя перепад (потери) давления на напорном рабочем окне дросселирующего гидрораспределителя и, соответственно, давление в напорном канале насоса оказываются тем больше, чем больше

значение попутной нагрузки в то время, как движение выходного звена гидродвигателя происходит под действием указанной попутной нагрузки, и в рассматриваемом случае к гидродвигателю в принципе не требуется подводить дополнительную энергию за счет работы насоса (должно лишь обеспечиваться заполнение жидкостью напорной полости гидродвигателя без нарушения сплошности жидкости, для чего давление в упомянутой полости должно быть не ниже, например, атмосферного).

Неоправданных повышенных потерь давления и, соответственно, мощности на участке между напорным каналом насоса и напорной полостью гидродвигателя при работе рассматриваемого гидропривода с попутной нагрузкой на выходном звене гидродвигателя, можно избежать путем шунтирования в указанном случае напорного рабочего окна дросселирующего гидрораспределителя посредством рабочего окна дополнительного направляющего гидрораспределителя (см. рис. 1).

Если при этом давление в сливной полости гидродвигателя в соответствии с сигналом датчика давления, присоединенного к сливной полости, меньше установленного значения $\Delta p_{\text{сн}}$ перепада (потери) давления на участке гидропривода между сливной рабочей полостью гидродвигателя и гидробаком (включая перепад давления на сливном рабочем окне дросселирующего гидрораспределителя), минимально необходимого для решения задач регулирования контролируемого параметра, то с учетом сигнала обратной связи (о фактическом значении давления в сливной полости гидродвигателя), поступающего в контроллер от вышеуказанного датчика давления, в контроллере формируется управляющий электрический сигнал для регулятора рабочего объема насоса, обеспечивающий достижение в сливной полости гидродвигателя давления $\Delta p_{\text{сн}}$. В данном случае давление в напорном канале насоса определяется, главным образом, значением $\Delta p_{\text{сн}}$, соотношением характерных геометрических размеров гидродвигателя со стороны его напорной и сливной рабочих полостей и потерями давления на участке гидропривода от напорного канала насоса до напорной полости гидродвигателя, которые в рассматриваемой ситуации меньше значения $\Delta p_{\text{сн}}$, как минимум, на величину разности между установленным перепадом давления на напорном рабочем окне дросселирующего гидрораспределителя, минимально необходимым для решения задач регулирования контролируемого параметра, и перепадом давления, имеющим место при протекании жидкости через рабочее окно направляющего гидрораспределителя.

Если под действием попутной нагрузки, действующей на выходное звено гидродвигателя, в сливной полости последнего создается давление, не меньшее значения $\Delta p_{\text{сн}}$, то с учетом сигнала обратной связи (о фактическом значении давления в напорной полости гидродвигателя), поступающего в контроллер от датчика давления,

присоединенного к напорной полости, в контроллере формируется управляющий электрический сигнал для регулятора рабочего объема насоса, обеспечивающий поддержание в напорной полости гидродвигателя заданного значения давления $p_{\text{мин}}$, исключающего нарушение сплошности (разрыв потока) рабочей жидкости в этой полости. В данном случае в силу малости потерь давления при протекании рабочей жидкости через рабочее окно направляющего гидрораспределителя и малости значения давления $p_{\text{мин}}$ (которое по избыточной шкале измерения давления, может быть принято, например, равным нулю) давление в напорном канале насоса и, соответственно, потребляемая насосом мощность являются незначительными.

Для исключения возможности неуправляемого движения выходного звена гидродвигателя под действием попутной нагрузки в гидроприводе могут использоваться дополнительные гидроаппараты, выполняющие функции тормозных устройств, например, тормозные клапаны (рис. 2).

Применение в составе гидропривода тормозных клапанов также влечет за собой необходимость внесения определенных изменений в управление гидроприводом.

При указанной структуре гидропривода вычисление необходимого значения давления p_n в напорном канале насоса производится в контроллере как наибольшего из двух значений p_{n1} и p_{n2} : $p_n = \max(p_{n1}, p_{n2})$, где

$$p_{n1} = p_{\text{тп}} + \Delta p_{\text{тп}};$$

$$p_{n2} = p_{\text{т.кл}} + \Delta p_{\text{тп}};$$

$p_{\text{т.кл}}$ — давление открытия проходного сечения тормозного клапана, установленного на выходе из сливной полости гидродвигателя.

В соответствии с вышеизложенным возможность работы гидропривода с машинно-дроссельным управлением, чувствительного к нагрузке, при попутной нагрузке на выходном звене гидродвигателя требует внесения определенных корректив, зависящих от структуры гидропривода, в алгоритм регулирования давления в напорном канале насоса, от которого осуществляется питание гидропривода.

Литература

1. Гойдо М.Е. Некоторые пути повышения КПД объемных гидроприводов с управлением // Гидравлика. Пневматика. Приводы. 2013. № 2. С. 7-12.
2. Casey B. Understanding load-sensing control // Machinery Lubrication. 2006. № 3.
3. Lovrec D., Deficek E., Faber F. Electro hydraulic load-sensing with closed-loop controlled actuators — theoretical background // Advances in production engineering & management. 2009. № 4. Р. 93-104.



тел.: +7 (351) 7-750-172
тел./факс: +7 (351) 7-750-168

e-mail: goido@cheltec.ru

www.cheltec.ru

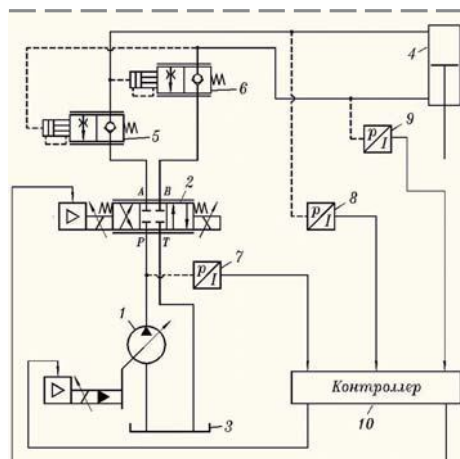


Рис. 2. Упрощенная принципиальная схема гидропривода с машинно-дроссельным управлением, чувствительного к нагрузке, с дополнительными тормозными клапанами: 1 — регулируемый насос с пропорциональным электрическим управлением; 2 — дросселирующий гидрораспределитель с пропорциональным электрическим управлением; 3 — гидробак; 4 — гидродвигатель двухстороннего действия; 5, 6 — тормозные клапаны; 7, 8, 9 — датчики давления; 10 — контроллер.