

=53 ГДж, т.е. в два раза. Это показывает, что наиболее приоритетным направлением является этап конечного потребления.

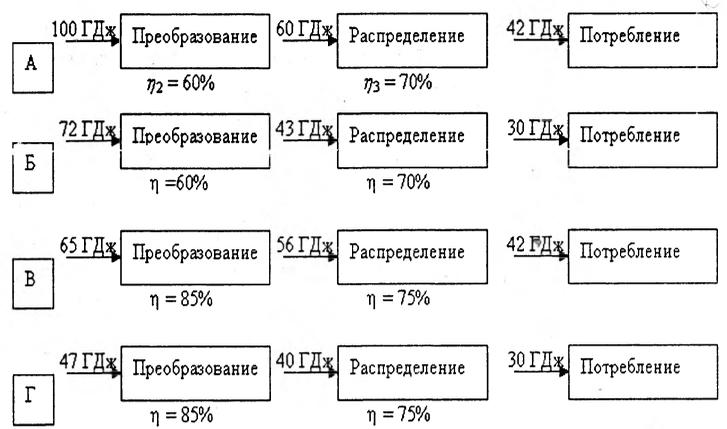


Рис.3. Пример повышения энергоэффективности энерго-снабжения

Выводы

Оценивая вышесказанное можно утверждать, что всегда можно найти экономичное и рациональное энергосберегающее решение, учитывая термодинамические и теплотехнические препятствия.

Литература

1. Программа до 2010 года // Энергия и менеджмент. – 2005. – №5. – С. 4 – 5.
2. Инструкция по нормированию расходов топливно-энергетических ресурсов для котельных номинальной производительностью 0,5 Гкал и выше. Комитет энергоэффективности при Совете Министров Республики Беларусь. Минск, 2002. – 100с.
3. Методические указания по определению нормативных потерь в водяных и паровых сетях. РД РБ 34.33.301. Минск, 1995.

УДК 62-235

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ГИДРООБЪЕМНОЙ ТРАНСМИССИИ ПОГРУЗЧИКА С БОРТОВЫМ ПОВОРОТОМ

*Котлобай А.Я., к.т.н., доцент, Котлобай А.А., инженер
Белорусский национальный технический университет*

Одной из тенденций развития одноконвальных погрузчиков строительной отрасли является использование гидрообъемных трансмиссий, обеспечивающих бесступенчатое регулирование скорости и плавность передачи крутящего момента к ведущим колесам; реверсирование движения; возможность автоматизации выбора оптимального режима работы трансмиссии; простоту конструкции и легкость обслуживания; свободу компоновки; облегчение управления и повышение маневренности.

В колесных и гусеничных погрузчиках с бортовым поворотом за двигателем устанавливается раздаточный редуктор, приводящий два (и более) гидронасосов [1]. Каждый из насосов приводит во вращение гидромотор борта, связанный через редуктор с колесом (звездочкой) борта.

Реализация гидрообъемной трансмиссии погрузчика с одним насосом привода ходового оборудования позволит отказаться от громоздкого редуктора привода насосов.

При использовании одного насоса на привод двух гидромоторов колес бортов необходимо обеспечить деление потока рабочей жидкости

насоса по напорным магистралям гидромоторов. Точность деления потока рабочей жидкости определит курсовую устойчивость машины при прямолинейном движении. Построение гидрообъемной трансмиссии с одним насосом и точным делением потока рабочей жидкости по напорным магистралям гидромоторов бортов может оказаться более предпочтительным с точки зрения обеспечения курсовой устойчивости машины, чем использование двух насосов бортов, управляемых оператором исходя из внешней обстановки. Сложность поддержания прямолинейного движения машины с двумя насосами проявляется при работе машины в зоне технологических скоростей при неустойчивой работе насосов с малыми расходами рабочей жидкости.

Задача совершенствования гидрообъемной трансмиссии погрузчика может решаться по двум направлениям [2]: применения двухпоточных насосов; применения гидравлических агрегатов деления — суммирования потока рабочей жидкости насоса (дозировочные системы).

В рамках реализации первого направления может быть применен аксиально-поршневой насос с модернизированным опорно-распределительным диском [3].

Основой гидросистемы (рис. 1) является насосный моноагрегат НА, представляющий собой совокупность регулируемого аксиально-поршневого насоса хода НХ, шестеренного нерегулируемого насоса подпитки контуров привода хода НП, нерегулируемого аксиально-поршневого насоса привода рабочего оборудования НО и системы клапанов.

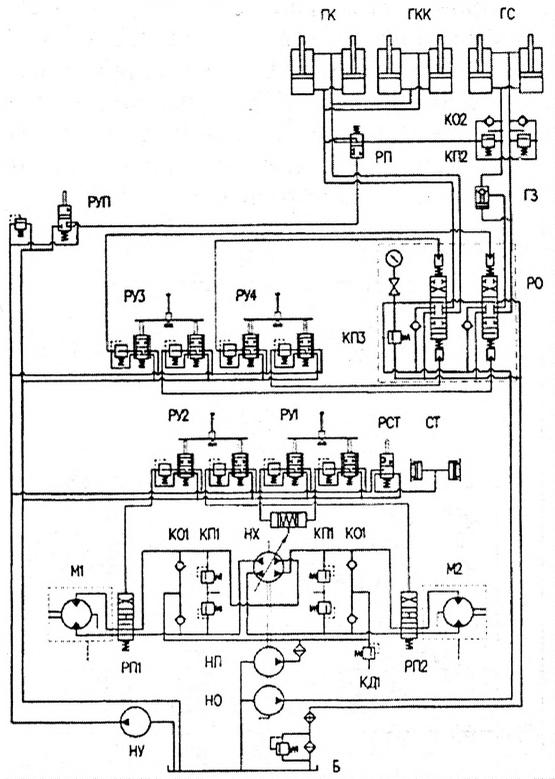


Рис. 1. Гидросистема погрузчика на базе двухточечного насоса ходового оборудования

Особенностью моноагрегата является двухконтурный регулируемый аксиально-поршневой насос НХ. Подача обоих контуров насоса может изменяться от нуля до номинального значения, как в положительном, так и в отрицательном направлении, обеспечивая прямолинейное движение погрузчика вперед и назад с плавным регулированием скорости.

Использование одного насоса НХ требует применения дополнительной гидроаппаратуры для рассогласования скоростей колес бортов при повороте [4].

Для маневрирования машины гидросистема оснащена золотниковыми распределителями поворота РП1, РП2, обеспечивающими поворот с необходимым радиусом.

Гидроприводы моторов колес погрузчика состоят из контура насоса НХ, предохранительных

клапанов КП1, клапанов заполнения КО1, клапана давления подпитки КД1, золотниковых распределителей поворота РП1, РП2, и гидромоторов колес М1, М2.

Управление ходом погрузчика осуществляется посредством двух двухконтурных дифференциальных распределителей управления РУ1 и РУ2, конструктивно выполненных в виде 4-направленного джойстика. Джойстики питаются шестеренным насосом управления НУ, установленным на двигателе погрузчика.

Конструкция распределителя поворота обеспечивает в нейтральном положении прямое подключение секции насоса к мотору. В положении золотника, близком к среднему, обеспечивается плавающее положение гидромотора колеса. Дальнейшее перемещение золотника вызывает реверсирование гидромотора.

Гидросистема рабочего оборудования погрузчика состоит из насоса рабочего оборудования НО, управляемого 2-секционным золотниковым распределителем РО и гидроцилиндров – подъема стрелы ГС, опрокидывания ковша ГК и корректирующих положение ковша ГКК. Для предотвращения динамических перегрузок в линии управления гидроцилиндрами подъема стрелы установлены предохранительные клапаны КП2. Сброс жидкости в случае их срабатывания происходит через клапана КО2 в соответствующую сливную линию. Дополнительно поршневые полости гидроцилиндров подъема стрелы оснащены гидрозамком ГЗ.

Корректирующие гидроцилиндры ковша ГКК установлены на стреле. При подъеме стрелы гидроцилиндрами ГС поршень корректирующего цилиндра вытесняет часть жидкости в соответствующую полость гидроцилиндра ГК, чем обеспечивается неизменность положения ковша относительно земли при подъеме стрелы.

Управление секциями распределителя РО осуществляется дифференциальными распределителями РУ3 и РУ4, по конструкции аналогичными РУ1 и РУ2.

Для защиты системы от перегрузок при выполнении рабочих операций в гидрораспределитель РО встроен предохранительный клапан КП3.

Удержание погрузчика в заторможенном состоянии осуществляется стояночной тормозной системой, состоящей из тормозных многодисковых механизмов задних колес СТ и распределителя управления РСТ.

Для обеспечения плавающего положения ковша, что необходимо для некоторых технологических операций, имеется контур плавающего положения, состоящий из распределителя управле-

ния плавающим положением РУП и исполнительного распределителя РП.

Одним из недостатков гидрообъемной трансмиссии погрузчика является малый диапазон изменения скоростей движения. Существенным резервом увеличения диапазона изменения скоростей погрузчика может быть изменение режима работы насоса привода рабочего оборудования. Для увеличения скоростного диапазона погрузчика при транспортном движении насос НО может быть включен в напорные магистрали гидромоторов М1, М2.

В рамках реализации второго направления для привода ходового оборудования применяется однопоточный аксиально-поршневой насос переменной производительности (рис. 2). Гидросистема оснащена модульной дозирующей системой ДСП, работающей в режимах деления и суммирования потоков. ДСП обеспечивает независимость контуров гидромоторов М1, М2.

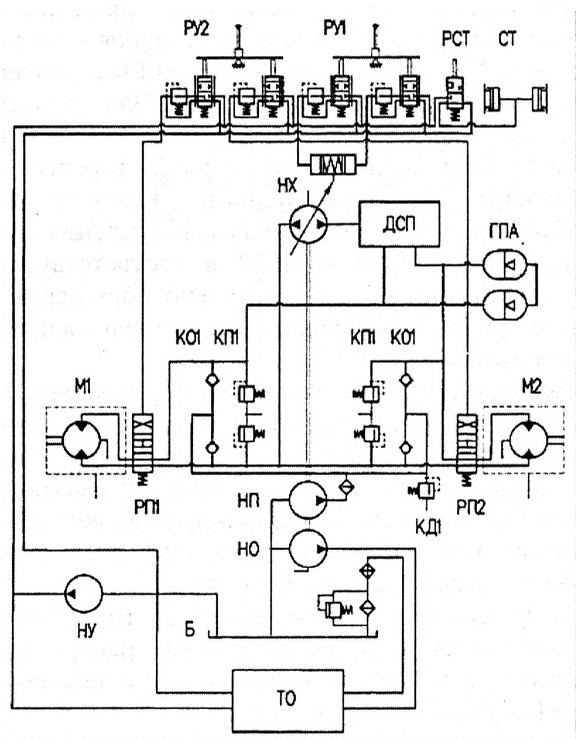


Рис. 2. Гидросистема погрузчика на базе однопоточного насоса ходового оборудования и модульной дозирующей системы

Известны модульные дозирующие системы, реализованные на базе одноцилиндровых возвратно-поступательных гидромашин [5]. Плунжер дозирующего модуля образует две торцевые рабочие полости, каждая из которых циклически связана с напорной магистралью потребителя, и с источником давления, и баком, при использовании дозирующего модуля в режимах делителя и

сумматора потоков. Цикличность подачи рабочей жидкости в напорные магистрали гидромоторов требует введения в гидросистему гидропневматических аккумуляторов ГПА, включаемых в напорные магистрали гидромоторов М1, М2 [6].

Возможны технические решения модульных дозирующих систем на базе крановых распределителей [7]. Рабочая жидкость у такого распределителя подводится в осевой канал вращающегося вала и раздается потребителям через радиальный канал вала. Привод вала кранового распределителя может осуществляться от вала шестеренной гидромашины, работающей в режиме гидромотора.

Использование такой модульной дозирующей системы ДСП в гидросистеме погрузчика (рис. 3) позволит применить два насоса, реализованных в едином блоке: однопоточные НХ и НО.

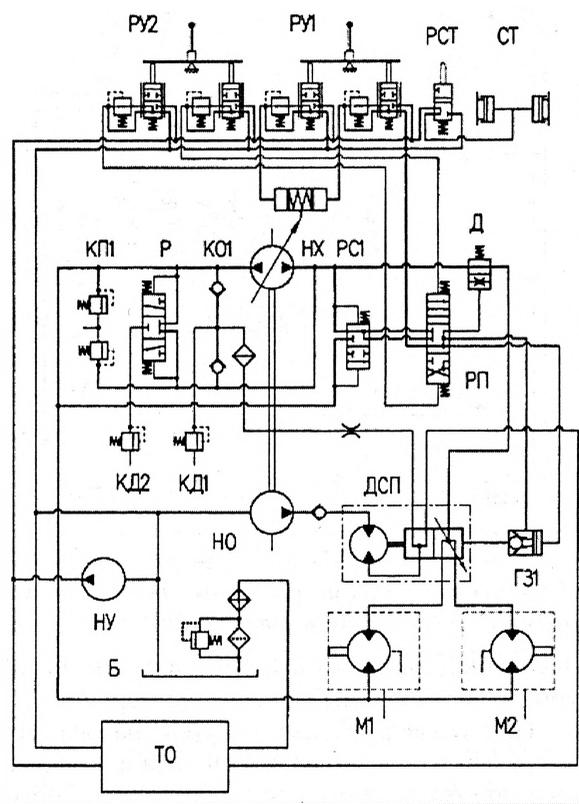


Рис. 3. Гидросистема погрузчика на базе однопоточного насоса ходового оборудования и модульной дозирующей системы с регулированием параметров расхода рабочей жидкости

Один модуль ДСП делит поток рабочей жидкости насоса НО на два: один — на привод рабочего оборудования ТО, второй — на подпитку насоса НХ. Поскольку насос НО имеет постоянную производительность, а НХ — переменную, шестеренная гидромашина ДСП включается в напорную магистраль насоса НО. Модуль ДСП с регулированием параметров рас-

хода рабочей жидкости по напорным магистралям гидромоторов колес М1, М2 позволяет обеспечить различную частоту вращения гидромоторов колес М1, М2, и маневрирование машины.

Регулирование параметров расхода рабочей жидкости по напорным магистралям гидромоторов колес М1, М2 обеспечивается осевым перемещением вала ДСП [7, 8], посредством соединения торцевой управляющей полости, запертой гидрозамком ГЗ1, с насосом НХ, либо сливом в бак Б через трехпозиционный гидрораспределитель поворота РП. В напорной магистрали распределителя поворота РП установлен распределитель согласования РС1, включающий распределитель РП в напорную магистраль насоса НХ при реверсировании его. При подаче рабочей жидкости в управляющую полость ДСП при прямом ходе машины в напорную магистраль насоса НХ включается дроссель Д, ограничивающий расход жидкости в полости гидромоторов колес М1, М2.

Создание гидрообъемной трансмиссии погрузчика на базе многопоточных насосных агрегатов и модульных дозирующих систем позволит исключить из состава трансмиссии механические устройства привода насосов, увеличить диапазон изменения рабочих скоростей машины, полностью реализовать все положительные качества гидрообъемных передач.

Литература

1. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. – М.: Машиностроение, – 1988. – 248 с.
2. Леонович И.И., Котлобай А.Я., Котлобай А.А. О модернизации структуры многомоторных приводов технологических машин. Современные методы проектирования машин: Республиканский межведомственный сборник научных трудов. Выпуск 2. Том 3. Проектирование приводов машин. Минск УП «Технопринт». – 2004. – с. 75 – 82.
3. Котлобай А.Я., Котлобай А.А. Аксиально-поршневая гидромашин. Патент РБ № 1543U. АБ № 3 (42) 2004 г.
4. Леонович И.И., Котлобай А.Я., Котлобай А.А. Гидрообъемная трансмиссия самоходной машины. Патент РБ № 1690U. АБ № 4 (43) 2004 г.
5. Котлобай А.Я., Котлобай А.А., Маров Д.В. О создании гидравлических модульных дозирующих систем приводов машин. Вестник Белорусского национального технического университета, 2005, №2.
6. Пилипенко В.М., Котлобай А.Я., Котлобай А.А. Гидрообъемная трансмиссия самоходной машины. Патент РБ № 1480U. АБ № 3 (42) 2004 г.
7. Леонович И.И., Котлобай А.Я., Котлобай А.А. Насос шестеренный. Патент РБ № 1982U. АБ № 2 (45) 2005 г.
8. Котлобай А.Я., Котлобай А.А. Дозирующие агрегаты трансмиссий технологических машин. Промышленная безопасность, 2006, №1.

АРМИРОВАННЫЕ ТЕРМОПЛАСТИЧНЫЕ ТРУБЫ С ЗАДАННЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

И.Г. Новик, А.Э Сечко

Научно-исследовательский центр проблем ресурсосбережения НАН Беларуси

Трубы из термопластов эффективно используются в технике, но диапазон рабочих давлений и температур эксплуатации таких труб ограничен [1].

Поскольку преимущества полимеров в качестве трубного материала совершенно очевидны и использование их при производстве труб, предназначенных для более высоких рабочих давлений, крайне желательно, такие трубы должны быть конструктивно усилены.

Исследования и разработки в данном направлении весьма активно уже в течение ряда лет ведутся в зарубежных странах. В Республике Беларусь имеются как технологические возможности организации производства труб из армированных термопластов, так и потенциальные потребители таких труб.

В Научно-исследовательском центре проблем ресурсосбережения Национальной Академии наук Беларуси проводились работы по разработке технологии изготовления труб из термопластичных полимеров, армированных волокнами.

Для достижения требуемых характеристик применяли различные методы упрочнения. Один из вариантов — создание многослойной структуры с армирующими слоями, в частности, армирование полимерных труб высокопрочными волокнами, воспринимающими напряжение, возникающее в стенке трубы при повышении внутреннего давления. В качестве наполнителя в экспериментах использовали стеклоровинг марок ЕС13–2400–30А, выпускаемый ОАО «Полоцк–