

НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ МНОГОМОТОРНЫХ ПРИВОДОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

*Докт. техн. наук, проф. ЛЕОНОВИЧ И. И.,
канд. техн. наук, доц. КОТЛОБАЙ А. Я., асп. КОТЛОБАЙ А. А.*

Белорусский национальный технический университет

Одной из тенденций развития дорожно-строительного машиностроения является создание мобильных, специализированных высокопроизводительных машин большой единичной мощности, выполняющих за один проход комплекс технологических операций [1]. Эффективность работы такой машины напрямую зависит от числа рабочих органов, одновременно выполняющих технологические операции.

При невозможности объединения необходимого технологического оборудования в одну специализированную машину комплект дополняют специализированные либо универсальные технологические машины, выполняющие отдельные технологические операции. Такой путь приводит к увеличению числа машин в комплекте, нерациональному дублированию ряда агрегатов, комплектуемых машины, ухудшению эксплуатационных показателей всего комплекта машин.

Возможности реализации объединения ряда активных и пассивных рабочих органов в одной мобильной машине ограничиваются технологической совместимостью, габаритами, системой отбора мощности силовой установки на привод оборудования. В настоящее время системы отбора мощности развиваются по пути использования объемных гидравлических приводов. Анализ структуры объемных гидравлических приводов ходового и рабочего оборудования [2] позволяет выявить некоторые подходы при формировании структуры приводов: предпочтительно применение одной силовой установки независимо от числа рабочих органов; увеличение количества насосов с увеличением числа рабочих органов; распределение мощности силовой установки по контурам объемного гидравлического привода осуществляется посредством согласующих редукторов, связывающих ведущие валы нескольких стан-

дартных насосов с валом силовой установки; распределение потока мощности гидромотора по контурам потребителей посредством механических передач.

Силовая установка реализуется в основном как моноагрегат, а насосная числа практически всегда многоагрегатная. Такие подходы обусловлены существующей номенклатурой и конструктивным исполнением гидравлических агрегатов.

При увеличении количества насосов насосного агрегата и уменьшении числа гидромоторов удельный вес механической части привода возрастает, что отрицательно сказывается на габаритных возможностях машины по размещению технологического оборудования.

Существенным резервом рационализации систем отбора мощности силовой установки на привод оборудования является уменьшение удельного веса механических передач в кинематической цепи привода ходового и рабочего оборудования. Такая задача может решаться по двум направлениям:

- создание многопоточных моноагрегатных насосных установок с модернизированной конструктивной схемой применяемых типов гидромашин;
- разработка отдельных гидравлических агрегатов деления – суммирования потока рабочей жидкости насоса стандартной конструктивной схемы.

В настоящее время первое направление активно разрабатывается. Получают применение сдвоенные аксиально-поршневые, шестеренные насосы, скомпонованные по два в одном корпусе с параллельными валами, по два в блоке цилиндров на одном валу.

В рамках реализации первого направления в аксиально-поршневом насосе [3] может быть применен опорно-распределительный диск с

двумя (и более) группами полукольцевых пазов, ориентированных на разных диаметрах относительно оси насоса, с двумя и более рядами цилиндров, ориентированных на разных радиусах относительно оси гидромашин (рис. 1).

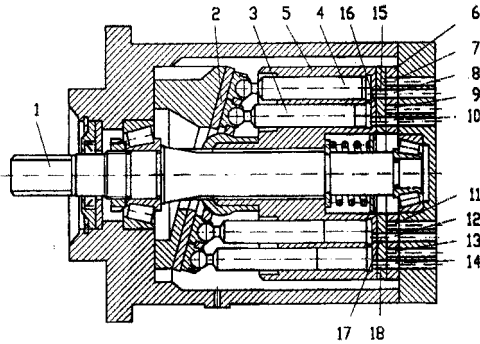


Рис. 1. Аксиально-поршневая гидромашинa с двухрядным блоком цилиндров и модернизированным опорно-распределительным диском: 1 – ведущий вал; 2 – наклонная шайба; 3, 4 – поршни; 5 – блок цилиндров; 6 – опорно-распределительный диск; 7...14 – полукольцевые пазы; 15...18 – канал

Группы поршней 3 и 4 расположены по окружностям с различными радиусами относительно оси гидромашин.

На опорно-распределительном диске 6 образованы полукольцевые пазы. Четырехпоточная аксиально-поршневая гидромашинa имеет четыре группы полукольцевых пазов: 7...14. Полукольцевые пазы каждой группы (7, 14; 8, 13; 9, 12; 10, 11) находятся на одной осевой линии. Рабочие полости расположенных рядом цилиндров связаны с полукольцевыми пазами 7, 14; 8, 13; 9, 12; 10, 11 разных групп посредством каналов 18, 15, 17, 16, образованных в блоке цилиндров на различных радиусах относительно оси гидромашин. Каждый из полукольцевых пазов связан с соответствующим каналом крышки корпуса подвода и отвода рабочей жидкости в рабочие полости гидромашин.

При внедрении таких гидромашин отпадает необходимость в применении двух и более насосов и редуктора привода. Это позволит создавать многоагрегатные объемные гидравлические передачи в рамках существующих схем аксиально-поршневых гидромашин. Потенциальные возможности данной конструктивной схемы по увеличению числа контуров ограничены.

Для реализации многопоточной гидромашин более перспективной может оказаться конструктивная схема (рис. 2), позволяющая обеспечить число потоков, равное числу цилиндров гидромашин.

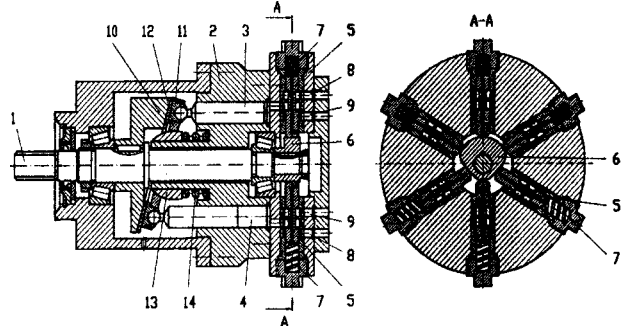


Рис. 2. Многопоточная аксиально-поршневая гидромашинa: 1 – ведущий вал; 2 – блок цилиндров; 3 – поршень; 4 – рабочая полость; 5 – золотник; 6 – кулачок; 7, 14 – пружины; 8, 9 – каналы; 10 – наклонная шайба; 11 – башмак; 12 – прижимной диск; 13 – сферическая втулка

Аксиально-поршневая гидромашинa включает установленный в подшипниках в корпусе гидромашин ведущий вал 1, блок цилиндров 2. Поршни 3 образуют рабочие полости 4.

Распределительное устройство выполнено в виде одного на каждый цилиндр двухпозиционного гидрораспределителя с золотником 5, взаимодействующим с кулачком 6, установленным на валу. Профиль кулачка обеспечивает золотнику две позиции. Золотник подпружинен посредством пружины 7. Рабочие полости соединены с каналами 8, 9.

При вращении вала с наклонной шайбой 10 поршни совершают в блоке цилиндров возвратно-поступательное движение, изменяя объемы рабочих полостей цилиндров.

При выдвигании поршня из блока цилиндров объем рабочих полостей увеличивается. Одновременно кулачок переводит золотник во вторую позицию, деформируя пружину. Рабочая жидкость из бака гидросистемы через каналы поступает в рабочую полость.

При движении поршня внутрь блока цилиндров объем рабочей полости уменьшается. Кулачок освобождает золотник, и пружина 7 возвращают их в первую позицию. Рабочая жидкость из полости поступает в напорные магистрали потребителей.

Различие нагрузок в контурах потребителей аксиально-поршневого насоса не оказывает

влияния на параметры расхода рабочей жидкости по контурам потребителей.

Предлагаемая конструктивная схема многопоточной аксиально-поршневой гидромашины обладает широкими возможностями по увеличению числа контуров потребителей.

Модернизация конструктивной схемы шестеренных гидромашин позволит создать многопоточные гидромашины.

Пример конструктивной реализации шестеренной многопоточной гидромашины представлен на рис. 3.

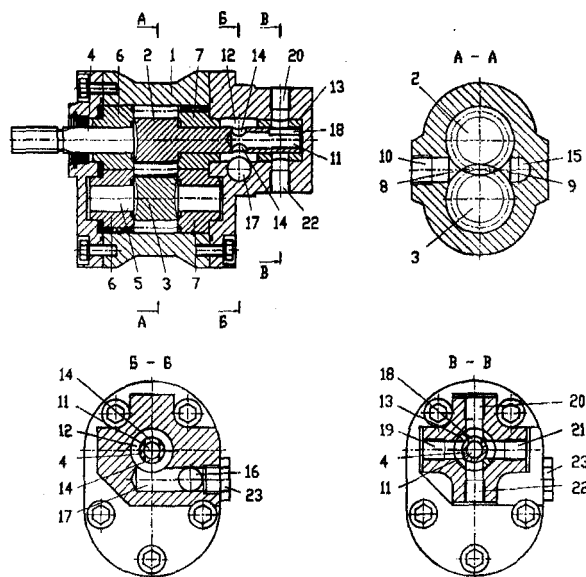


Рис. 3. Шестеренная многопоточная гидромашина: 1 – корпус; 2, 3 – шестерни; 4 – вал ведущий; 5 – вал ведомый; 6, 7, 13 – подшипники скольжения; 8 – полость низкого давления; 9 – полость высокого давления; 10, 11, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22 – каналы; 12 – полость; 23 – технологическая заглушка

При работе шестеренного насоса с четырьмя потоками рабочей жидкости жидкость из полости 9 через каналы 15...17 поступает в полость 12. Из полости 12 через канал 14 она попадает в канал 11 и далее через радиальный канал 18 – к каналам 19...22 подключения потребителей.

Радиальный канал 18 последовательно соединяется с каналами 19...22 подключения потребителей в порядке, установленном направлением вращения ведущего вала 4. Площади проходных сечений, образованных радиальным каналом 18 и каждым из каналов 19...22, постоянно изменяются. Параметры каналов 18...22 обеспечивают положительное перекрытие для исключения увеличения давления в по-

лости высокого давления насоса. Рабочая жидкость дискретными порциями поступает в каналы 19...22 напорных магистралей четырех потребителей. Предлагаемое решение позволяет создавать насосы для работы в контурах двух, трех, четырех и более (при соответствующей конструктивной проработке) потребителей.

Шестеренная многопоточная гидромашина каждый дискретный промежуток времени работает преимущественно с контуром одного потребителя. Различие нагрузок в контурах потребителей не оказывает влияния на параметры расхода рабочей жидкости по контурам потребителей.

В рамках реализации второго направления могут применяться объемные делители потока рабочей жидкости, обладающие рядом преимуществ.

Возможно принципиальное техническое решение, состоящее в дискретной подаче фиксированных объемов рабочей жидкости последовательно по напорным магистральям потребителей. При таком техническом решении насос многомоторного привода работает каждый дискретный промежуток времени с контуром одного потребителя. Далее насос последовательно подключается к контуру каждого потребителя гидросистемы. Нагрузочные режимы различных контуров не оказывают взаимного влияния.

Структура дозирующих систем может быть сформирована на основе модульного принципа, предполагающего увязку количества дозирующих модулей с числом контуров потребителей. В качестве дозирующих модулей могут быть использованы одноцилиндровые возвратно-поступательные гидромашины. 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. Цикл работы каждой рабочей полости дозирующего модуля состоит из двух тактов: наполнения из напорных магистралей источника давления (либо потребителя) и опорожнения в напорную магистраль потребителя (либо в бак гидросистемы).

Основным условием объединения дозирующих модулей в систему является наличие конструктивных элементов, обеспечивающих одинаковое (либо заданное) количество циклов

работы дозирующих модулей, и стабильность расходных характеристик цикла всех дозирующих модулей.

В [4] приведен подробный анализ структуры и алгоритмов работы модульных дозирующих систем.

Модульные дозирующие системы различных вариантов исполнения позволяют реализовать многомоторный гидравлический привод ходового и рабочего оборудования мобильных строительных, дорожных и сельскохозяйственных машин. Построение структуры модульных дозирующих систем обеспечивает:

- независимость работы контуров потребителей при дискретно синхронном расходе рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей;
- возможность модульного изменения числа контуров потребителей в соответствии с потребностями реализуемого гидропривода;
- возможность дискретно синхронной подачи рабочей жидкости в напорные магистрали ряда контуров потребителей модульной дозирующей системы и одновременного слива рабочей жидкости из напорных магистралей остальных потребителей, а также возможность выключения контуров потребителей;
- возможность ступенчатого регулирования

расхода рабочей жидкости между контурами потребителей.

ВЫВОД

Многопоточные насосные установки и модульные дозирующие системы позволят формировать гидравлический многомоторный привод ходового и технологического оборудования машин, максимально уменьшая удельный вес механических передач в кинематической цепи, полностью используя преимущества объемного гидравлического привода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дорожно-строительные машины: Учеб. для специальности «Строительство дорог и транспортных объектов» вузов / А. В. Вавилов, И. И. Леонович, А. Н. Максименко, Л. С. Шкрадюк, А. М. Щемелев; Под общ. ред. А. М. Щемелева. – Мн.: УП «Технопринт», 2000. – 515 с.
2. Петров В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.
3. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи: Учеб. пособие для вузов / А. Ф. Андреев, Л. В. Барташевич, Н. В. Богдан и др.; Под ред. В. В. Гуськова. – Мн.: Вышэйш. шк., 1987. – 310 с.
4. Котлобай А. Я., Котлобай А. А., Маров Д. В. К вопросу о формировании структуры модульных дозирующих систем гидравлических объемных приводов технологических машин. Рук. деп. ВИНТИ. – 09.01.04. – 2004. – № 33. – 56 с.

УДК 621.1.0.18

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА НА ОСНОВЕ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА ПРИ НАГРЕВЕ ТОНКИХ ТЕЛ КОНВЕКЦИЕЙ И ИЗЛУЧЕНИЕМ

Докт. техн. наук, проф. КОВАЛЕВСКИЙ В. Б., инженеры РОМАНОВ А. В., ПРОНЬ В. А.

Белорусский национальный технический университет

Определить величину расхода топлива, необходимую для поддержания требуемого температурного режима в печи, можно на основе уравнения теплового баланса [1].

Предлагаемая методика позволяет получить уравнения для расчета мгновенного расхода топлива в любой момент времени. В отличие от подхода, описанного в [1], данный способ решения этой задачи учитывает не начальную и конечную температуры металла, а распределение температуры в текущий момент времени, что существенно повышает точность расчетов. Результаты апробации методики представлены в [2].

Рассмотрим данную задачу на примере нагрева термически тонких заготовок круглого сечения при теплообмене на поверхности путем конвекции и излучения.

Согласно принятым допущениям процесс нагрева заготовки описывается следующим образом:

$$\frac{dT}{dt} = \alpha(T_{\text{пч}} - T) + \sigma(T_{\text{пч}}^4 - T^4); \quad (1)$$

$$T(0) = T_0, \quad (2)$$

где σ – коэффициент теплообмена излучением; α – то же конвекцией; $T_{\text{пч}}$ и T – температура