

Затем задается натяжение тросов таким образом, чтобы в отдельных местах относительные смещения превысили  $[W_T]$ . После этого производится последовательность расчетов, в которых определяется КЭ с  $W_T > [W_T]$ . Жесткостным характеристикам данных КЭ при последующем расчете присваивают нулевые значения.

### ВЫВОД

Анализ развития разрушения межтросовых связей показывает, что в одноступенчатом бездефектном соединении разрушение связи резины с тросом начинается на концах крайних пар тросов и распространяется вдоль тросов к середине соединения. Только после разрушения связи крайних пар тросов начинается разрушение на концах соседних пар. Таким образом, одноступенчатое соединение имеет плохое перераспределение нагрузки между межтросовыми прослойками. Если началось разрушение связи с тросом одной прослойки, то оно продолжается до полного разрушения на всей длине этой прослойки.

Аналогичный характер имеет процесс разрушения двух- и трехступенчатых соединений. Разрушение связей резины с тросами начинается в местах наибольших относительных смещений и продолжается вдоль тросов.

### ЛИТЕРАТУРА

1. **Kakuda Masaji**. Performance Required for Steel Cord Conveyor Belt Core Rubber / Masaji Kakuda // Bulk Solids Handling. – 1983. – Vol. 3. – № 3.
2. **Напряженно-деформированное состояние резины** на переходном участке конвейера / И. В. Бельмас [и др.] // Горный журнал. Изв. вузов. – 1994. – № 2. – С. 81–83.
3. **Малинин, Н. Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести / Н. Н. Малинин. – М.: Машиностроение, 1975. – 400 с.
4. **Сегерлинд, Л.** Применение метода конечных элементов / Л. Сегерлинд. – М.: Мир, 1979. – 392 с.
5. **Галлагер, Р.** Метод конечных элементов: основы / Р. Галлагер. – М.: Мир, 1984. – 428 с.
6. **Джалалов, М. Д.** Экспериментальное построение функции ползучести резины / М. Д. Джалалов // 7 Респ. конф. мол. ученых по мат. и мех. Баку, май, 1986. Кн. 2. – Баку, 1987. – С. 141–143.

Поступила 25.01.2006

УДК 621.9.06-082

## СПОСОБЫ СТАБИЛИЗАЦИИ РАБОЧЕЙ ПОДАЧИ СИЛОВЫХ СТОЛОВ МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

*Асп. ЖУК А. А., докт. техн. наук, проф. ШЕВЧЕНКО В. С.*

*ГНУ «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси»*

Применение гидропривода в механизмах подачи горизонтальных силовых столов металлорежущих станков связано с его существенным преимуществом перед электромеханическим, а именно – возможностью получения больших усилий и мощностей при небольших массово-габаритных параметрах гидродвигателя. К тому же гидропривод позволяет бесступенчато регулировать скорость перемещения силового узла в широком диапазоне, обеспечивает плавность и стабильность перемещения

рабочего органа силового узла, работу в динамических режимах с требуемым качеством переходных процессов, защиту системы от перегрузки и точный контроль действующих усилий. Кроме того, силовой гидропривод дешевле, чем электромеханический.

Однако применение гидропривода в качестве силового привода металлорежущего оборудования имеет свои трудности, которые связаны, главным образом, со свойствами используемой рабочей среды – минерального масла.

Так, использование в гидроприводе подачи силовых узлов в качестве рабочей жидкости минерального масла делает такой привод менее жестким, чем электромеханический привод с ходовым винтом, вследствие упругости масла и его способности проникать через самые малые зазоры, имеющиеся в распределителях, гидроцилиндрах и других узлах. В процессе работы силового узла скорость его поступательного движения изменяется. За каждый цикл работы силовой узел перемещается сначала без внешней нагрузки, преодолевая только силы трения в гидроцилиндре и направляющих (при подводе режущих инструментов к детали), а затем в процессе обработки с нагрузкой, величина которой определяется суммой осевых составляющих сил резания и трения.

В процессе длительной работы силового узла находящееся в гидросистеме масло нагревается. По мере роста температуры уменьшается вязкость масла и увеличиваются утечки в узлах гидропривода, а также расход масла через дроссель. При этом в зависимости от схемы и конструкции узлов гидропривода, точности изготовления золотниковых пар, герметичности и температурной характеристики дросселей скорость перемещения силового узла при рабочей подаче может также изменяться.

На рис. 1 приведены зависимости, иллюстрирующие влияние изменения нагрузки и температуры (вязкости масла) на стабильность скорости рабочей подачи силовых узлов с гидравлическим приводом [1]. На графике в плоскости координат  $vt$ , где  $v$  – скорость рабочей подачи;  $t$  – температура масла, видно увеличение значений  $v$  с ростом температуры рабочей жидкости и при нагрузке на силовой узел  $R = 0$  (кривая 1). В плоскости координат  $vR$  кривая 2 свидетельствует об уменьшении значений  $v$  при увеличении нагрузки  $R$  и  $t = \text{const}$ . Возможные в процессе длительной работы гидропривода значения  $v$  находятся на поверхности, ограниченной кривыми 1, 2, 3 и 4.

Колебания скорости рабочей подачи не допустимы, так как приводят к изменению заданного времени цикла, ухудшению чистоты (шероховатости) обрабатываемой поверхности и иногда к поломке инструмента.

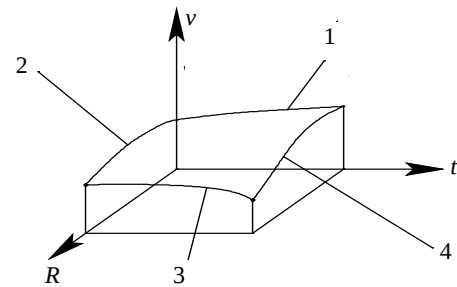


Рис. 1. Зависимость скорости перемещения силового узла от нагрузки и температуры (вязкости) рабочей жидкости

Трудности стабилизации скорости рабочей подачи при переменных условиях работы, характерных для силовых узлов с гидроприводом, приводят к тому, что иногда металлорежущее оборудование комплектуется силовыми узлами с электромеханическим приводом с потерей указанных выше преимуществ гидравлического привода. Поэтому на РУП «МЗАЛ имени П. М. Машерова» максимально используют новые конструктивные схемные решения, позволяющие повысить стабильность работы гидравлического привода подачи.

Как известно, изменение скорости перемещения гидрофицированного силового узла при увеличении или уменьшении внешней нагрузки связано с изменением перепадов давления и утечек на отдельных участках и в аппаратах гидропривода.

Работы по повышению стабильности скорости рабочей подачи силовых узлов ведутся в трех основных направлениях: отсечка и локализация утечек масла; улучшение герметизации узлов гидропривода; построение схем и создание конструкций гидропривода, позволяющих полностью исключить влияние переменных по величине утечек на скорость движения силового узла.

Рассмотрим более подробно каждое из указанных направлений деятельности. В любом гидравлическом приводе, механизме или аппарате всегда имеют место утечки и (или) перетечи рабочей жидкости. На рис. 2 представлен фрагмент принципиальной схемы утечек и перетечек в гидроприводе подачи силового узла.

Утечки, влияющие на скорость перемещения поршня, могут быть сведены в две группы: утечки  $\Delta Q_m$ , которые поступают в поршневую полость гидроцилиндра в обход дросселя и увеличивают скорость перемещения поршня,

утечки  $\Delta Q_n$  из поршневой полости гидроцилиндра в бак, уменьшающие скорость перемещения поршня.

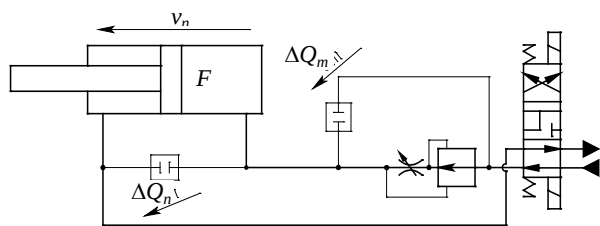


Рис. 2. Схема утечек в гидроприводе подачи силового узла

Фактический объем масла  $Q_\phi$ , поступающий в рабочую полость гидроцилиндра подачи и определяющий действительную скорость перемещения поршня гидроцилиндра, можно найти следующим образом:

$$Q_\phi = Q \pm \Delta Q - Q_1 + Q_2 - Q_3,$$

где  $Q$  – номинальный расход масла через дроссель регулятора расхода;  $\Delta Q$  – изменение расхода масла через дроссель;  $Q_1$  – утечки в щелевом зазоре гидрораспределителя;  $Q_2$  – то же золотника регулятора скорости;  $Q_3$  – то же в узле уплотнений поршня гидроцилиндра.

Каждый параметр приведенной выше формулы является функцией нескольких факторов. Часть из этих факторов – это постоянные величины, определяемые схемой, конструкцией и качеством изготовления узлов гидропривода (в первую очередь – это величина диаметрального зазора в золотниках), а часть – переменные, зависящие от осевой нагрузки и условий эксплуатации силового узла.

Улучшение герметизации узлов гидропривода позволяет исключить влияние внутренних утечек и перетечек рабочей жидкости при перемещении поршня. Как правило, повышение герметизации узлов гидропривода осуществляется с помощью конструктивного усовершенствования узла. Так, в частности, замена чугунных поршневых колец на резиновые практически исключила перетечки по поршню. Кроме того, резиновые кольца имеют защитные шайбы из политетрафторэтилена PTFE или другого подобного материала, что существенно снижает коэффициент трения в поршневой группе гидроцилиндра.

Другое направление в области герметизации и локализации утечек – это применение гидроаппаратуры, имеющей нулевые утечки – так называемые клапаны безопасности. Такой клапан прост по принципу действия, но сложен по конструкции. Поэтому из-за своей высокой стоимости данный тип гидроаппаратуры пока не нашел широкого применения в гидроприводе силовых узлов.

Наиболее часто для стабилизации скорости рабочей подачи используются схемные и конструктивные решения. В первую очередь это касается расположения дросселя (регулятора расхода) в гидролинии. Наиболее плавное движение поршня получается при установке регулятора расхода на входе в силовой гидроцилиндр и обязательном наличии подпорного клапана, обеспечивающего противодействие в сливной линии. Немаловажную роль играет и величина подпора. Обычно рекомендуется поддерживать подпор на уровне 0,6 МПа [2]. Такой подпор повышает устойчивость и стабильность скорости рабочей подачи. Дальнейшее его увеличение уже не влияет на стабильность и устойчивость подачи.

Существенную роль играют и компоновочные решения. Для увеличения жесткости привода контрольно-регулирующую гидроаппаратуру необходимо располагать максимально близко к исполнительному органу – силовому гидроцилиндру [3]. На рис. 3 показана принципиальная схема гидропривода подачи силового узла, имеющего фланцевый монтаж гидроаппаратуры управления циклом. Эта схема широко применяется в гидроприводах силовых узлов агрегатных станков производства РУП «МЗАЛ имени П. М. Машерова».

Главная особенность гидросхемы – расположение гидроаппаратуры на задней крышке силового гидроцилиндра. Такое компоновочное решение позволяет максимально уменьшить расстояние гидролиний от управляющей гидроаппаратуры до гидроцилиндра, что значительно увеличивает жесткость привода и стабильность скорости рабочей подачи.

В дополнение к конструктивным и схемным решениям существенное влияние на стабильность скорости рабочей подачи оказывают и другие факторы.

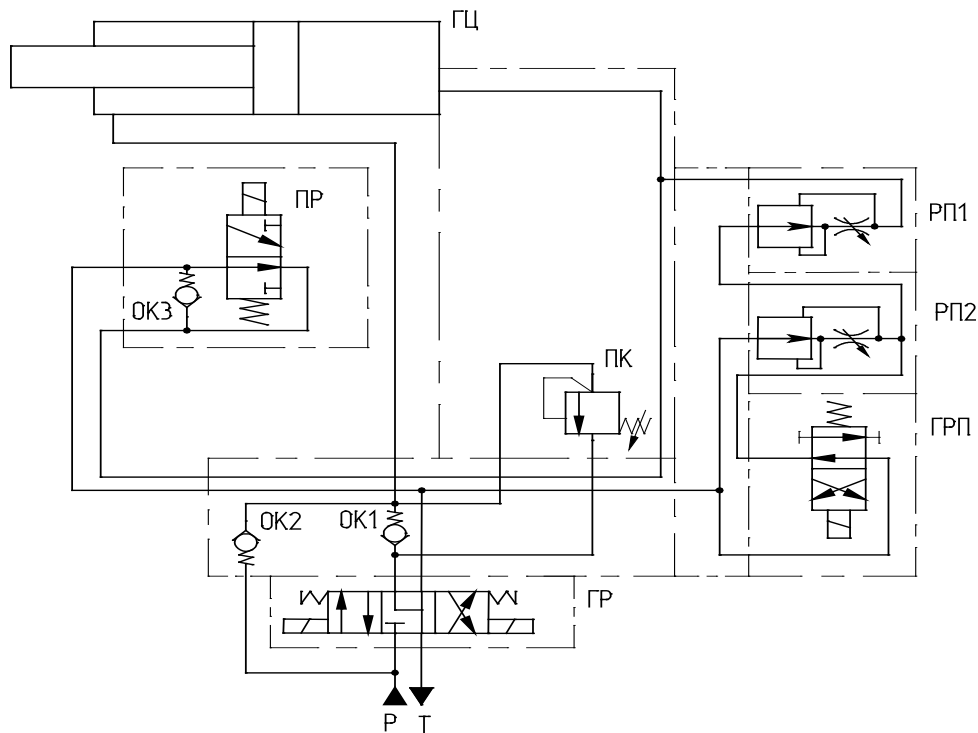


Рис. 3. Гидропривод подачи: ГР – распределитель; ГРП – распределитель переключения; ГЦ – гидроцилиндр; ПК – предохранительный клапан; ПР – распределитель переключения; РП1, РП2 – регуляторы потока; ОК1–ОК3 – обратные клапаны

Один из них – применение специальных масел для направляющих скольжения, имеющих в своем составе антискачковые присадки (масла ИНСП-40, ИНСП-65, ИНСП-110). Это связано с тем, что на устойчивость движения существенно влияют полярная и химическая активность масла, смазывающего направляющие по отношению к материалам трущихся поверхностей. Поляризованные молекулы, содержащиеся в масле, связаны значительными силами с электрически активными молекулами трущихся поверхностей и образуют прочный предельный слой, предотвращающий при малых скоростях или в состоянии покоя непосредственное соприкосновение обеих поверхностей, а, следовательно, и возникновение сухого трения. Таким образом, неустойчивость движения возникнуть не может. Кроме того, такие масла обеспечивают практически постоянный коэффициент трения.

#### ВЫВОД

Опыт разработок металлорежущего оборудования на РУП «МЗАЛ имени П. М. Машеро-

ва» подтвердил возможность и существующие резервы повышения его эффективности за счет обеспечения высокой стабильности функционирования гидравлического привода подачи силовых столов. Таким образом удалось использовать отмеченные выше присущие гидроприводу преимущества перед другими типами приводов, что обеспечивает необходимую конкурентоспособность отечественного оборудования.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Брон, Л. С. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий / Л. С. Брон, Ж. Э. Тартаковский. – 3-е изд., перераб. и доп. – М., Машиностроение, 1974. – 328 с.
2. Хныкин, П. С. Гидравлический привод: а.с. 2215912 РФ / П. С. Хныкин // Бюл. изобр. – 2003. – № 31.
3. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы: спр. / В. К. Свешников, А. А. Усов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.

Поступила 26.06.2007