

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ГИДРОПРИВОДАХ АГРЕГАТНЫХ СТАНКОВ

На основі експериментальних досліджень визначено умови, які дозволяють за рахунок покращення характеристик гідропривода підвищити продуктивність обробки на агрегатних верстатах.

Based on experimental researches, conditions were determined that allow through improvement of characteristics of hydraulic drive by raising the productivity of treatment on standart-unit-type machine-tools.

Введение

Использование агрегатно-модульного технологического оборудования является одной из основных тенденций развития металлорежущих станков. Наиболее трудоемкие детали в массовом автоматизированном производстве изготавливают на агрегатных станках и автоматических линиях, большинство из которых создается на базе агрегатных станков [1].

Для этих станков наиболее характерна обработка внутренних цилиндрических поверхностей (47%), фасок в отверстиях (22%), внутренней резьбы (21%), причем по реализуемым циклам движения отмечается общность с отделочно-расточными станками [2]. Не менее 50% агрегатных станков оснащаются гидрофицированными силовыми узлами (силовыми столами), которые обеспечивают рабочую подачу инструментов. В большинстве случаев использовались традиционные схемы гидропривода подачи стола, включающие реверсивные распределители и путевые распределители (с механическим управлением), вмонтированные в специальной панели. Ввиду относительно большого разброса времени срабатывания системы управления столом во избежание врезания инструмента на высокой скорости в заготовку переключение с быстрого подвода (БП) на рабочую подачу (РП) производилось за 2 мм до соприкосновения инструмента с заготовкой [2]. При коротких циклах или глубоком сверлении с большим числом выводов сверла существенно снижается производительность.

При сложных циклах и частых их перенастройках применение этих панелей сопряжено со значительными потерями времени на изготовление и наладку кулачков управления. В связи с этим предпочтительным является применение дистанционного электрического управления, что позволяет использовать мехатронные модули движения и значительно расширяет технологические возможности станков [3, 4].

Повышение производительности обработки характеризуется увеличением скоростей быстрых (холостых) и рабочих перемещений стола. Совершенствование гидропривода агрегатных станков связано с повышением точности переключения с БП на РП, что позволяет существенно сократить величину холостого хода стола в режиме РП до касания инструмента. Однако до

настоящего времени конструктивные параметры гидропривода выбирают, исходя из статических и кинематических требований в части преодолеваемых сопротивлений и обеспечения скоростей рабочих и холостых ходов. Необходимость в учете переходных процессов при расчетах и проектировании гидропривода агрегатных станков является актуальной задачей в связи с тенденцией повышения скоростей резания и подачи.

Основные результаты исследований

Для исследования переходных процессов использовался экспериментальный стенд (рисунок 1). Питание гидропривода осуществляется от сдвоенного пластинчатого насоса Н1 – Н2 с разделительной панелью, в состав которой входит разделительный обратный клапан КО1, переливной клапан высокого давления КП1 и клапан КП2 разгрузки насоса быстрых перемещений. Работой клапана КП2 управляет распределитель Р5. Схема управления обеспечивает переключение со скорости быстрого перемещения $v_{БП1}$ на рабочую подачу $v_{РП}$ через промежуточную ступень $v_{БП2}$. При этом в гидроцилиндр поступает полный поток рабочей жидкости через открытый клапан КД1, а затем при переключении распределителя Р3 клапан КД9 закрывается и жидкость в гидроцилиндр поступает через дроссель гидропанели подач, в которой имеется регулятор потока РП с дросселем Др1 и отдельный дроссель Др2. С помощью распределителя Р6 осуществляется переключение со скорости рабочей подачи РП1 на РП2.

Стенд оснащался датчиками скорости движения стола, давлений в полостях гидроцилиндра. На первом этапе исследований при сборке гидросхемы использовалась нормализованная гидроаппаратура без дополнительной доработки.

При переключении с $v_{БП1} = 10$ м/мин путь торможения составлял 6–7 мм, а время торможения равнялось 0,15 с. При переходе с БП1 на РП через промежуточную скорость $v_{БП2} = 2,5$ м/мин без паузы путь и время торможения возросли соответственно до 16 мм и 0,45 с. Так как отмечался большой разброс точки перехода (до 3 мм), оказалось целесообразным снизить $v_{БП1}$ до 8 м/мин.

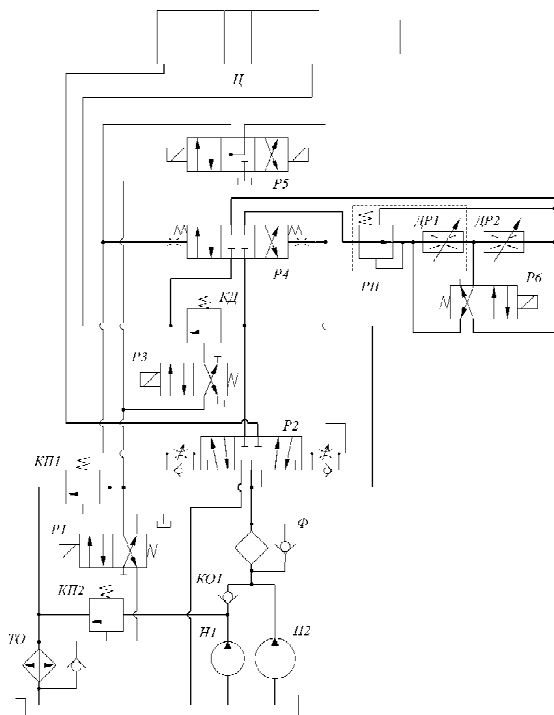


Рисунок 1 — Гидравлическая схема экспериментального стенда.

Следует отметить, что в случае наличия паузы, величина которой зависит от настройки кулачков, воздействующих на конечные выключатели, время перехода БП1–БП2–РП может увеличиться до 1 с.

Из осциллограмм переходных процессов БП1–БП2–РП (рисунок 2) видно, что переход со скорости $v_{БП1} = 8 \text{ м/мин}$ на промежуточную скорость $v_{БП2} = 1 \text{ м/мин}$ сопровождался колебательным переходным процессом, заходящим за период 0,5–0,6 с, а переключение с БП2 на РП осуществлялось плавно по аperiодическому закону за период времени 0,02 с.

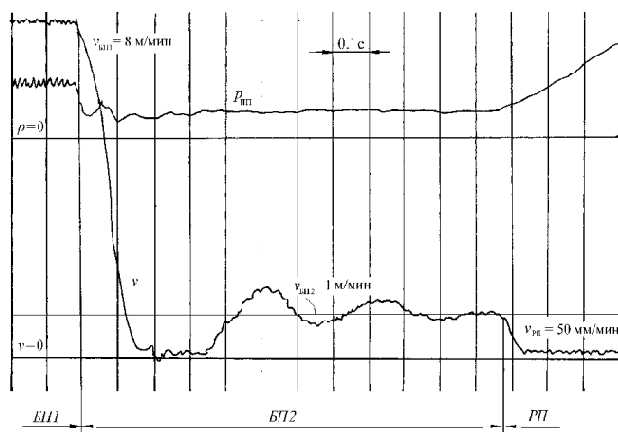


Рисунок 2 — Осциллограммы переходных процессов при реализации цикла БП1–БП2–РП: v — скорость перемещения стола; $p_{пн}$ — давление в поршневой полости гидроцилиндра.

При разгрузке насоса быстрых перемещений происходило резкое торможение стола за период времени равный 0,07–0,09 с. При этом наблюдался отскок стола (перемещение в обратном направлении) на величину до 0,8 мм.

Столь резкое торможение стола, сопровождающееся колебательным процессом, вызвано слишком быстрым срабатыванием клапана КП2 (напорного золотника ПГ54-24), который разгружает насос быстрых перемещений при переходе на рабочее перемещение.

Для обеспечения плавности переходных процессов, а также исключения гидравлических ударов в магистральных управлениях напорного золотника быстрого перемещения и клапана разгрузки насоса быстрых перемещений были установлены демпферы с отверстием диаметром 0,8 мм и длиной 10 мм. При этом необходимо обеспечивать определенную последовательность настройки этих гидроаппаратов.

При реализации заданного цикла обработки важным является минимальный разброс точек позиционирования при переходе с одной скорости на другую. При непосредственном переходе с быстрого подвода на рабочую подачу (без предварительного торможения) среднее квадратичное отклонение было $\sigma = 0,4\text{--}0,55 \text{ мм}$, а интервал рассеивания точки перехода (при вероятности 95,2%) составлял $\pm 2\sigma = \pm 0,8\text{--}1,1 \text{ мм}$.

При ступенчатом торможении среднее квадратичное отклонение $\sigma = 0,16 \text{ мм}$, а интервал рассеивания (при вероятности 95,2%) составлял $\pm 2\sigma = \pm 0,32 \text{ мм}$, то есть точность перехода повышалась в 3 раза [5]. Это позволило существенно сократить величину холостого перемещения стола в режиме рабочей подачи до касания инструмента и вспомогательное время при коротких циклах обработки.

При переключении рабочих подач (рисунок 3) переходный процесс осуществлялся плавно по аperiодическому закону.

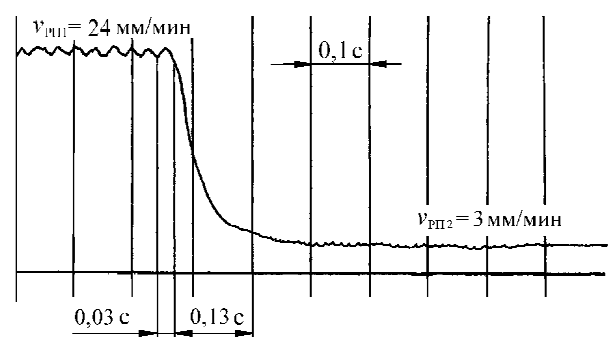


Рисунок 3 — Осциллограмма переходного процесса при переключении рабочих подач.

При дальнейшем движении стола уровень колебаний скорости не превышал 5–10%.

В последнее время для питания гидроприводов подачи агрегатных станков стали широко применяться

регулируемые пластинчатые насосы с управлением по давлению, обеспечивающие автоматическое изменение производительности в соответствии с изменением скорости перемещения стола [6]. При сравнительно невысокой стоимости эти насосы значительно улучшают энергетические характеристики гидропривода [7]. Особенно эффективно применение этих насосов в сочетании с пневмогидравлическими аккумуляторами в централизованных станциях для группового питания приводов подач агрегатных станков, встраиваемых в автоматические линии.

Альтернативным вариантом может быть использование одного пластинчатого насоса с постоянным рабочим объемом, который приводится в действие от регулируемого электродвигателя [8]. Использование указанных вариантов дает возможность сравнительно легко обеспечить требуемые параметры переходных процессов с помощью электронных устройств.

Выводы

Использование предварительной разгрузки насоса быстрых перемещений позволяет снизить скорость быстрого подвода в конечной фазе торможения до 1 м/мин и, соответственно, уменьшить разброс точки перехода с БП на РП с 1,6–2,2 мм до 0,5–0,65 мм, что обеспечивает сокращение холостых ходов стола и времени реализации цикла обработки.

С целью обеспечения большей плавности перехода с БП на РП, исключения в системе гидравлических ударов в магистралях управления напорного золотника быстрого перемещения и клапана насоса быстрого перемещения следует использовать демпферы, а на рабочих кромках золотников этих клапанов выполнять конические фаски.

Принимая во внимание, что увеличение скорости БП связано с повышением производительности насосного агрегата и мощности его приводного электро-

двигателя, более выгодным с точки зрения энергосбережения может оказаться вариант с регулируемым пластинчатым насосом или с регулируемым приводным электродвигателем насоса.

Литература

1. Брон, Л.С., Тартаковский, Ж.Э. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий — М.: Машиностроение, 1974. — 328 с.
2. Агрегатные станки средних и малых размеров / [Ю.В. Тимофеев, В.Д. Хициан, М.С. Васерман, В.В. Громов] — М.: Машиностроение, 1985. — 248 с.
3. Станочное оборудование автоматизированного производства, т. 1 / [А.А. Авраамов, В.В. Бушуев, Н.Н. Верейкин и др.]: под ред. В.В. Бушуева. — М.: Станкин, 1993. — 584 с.
4. Кузнецов, Ю.Н., Крыжановский, В.А. Агрегатно-модульное техническое оборудование нового поколения. — Кировоград: ЗМОК-ГНОЗИС, 2001. — 258с.
5. Тихенко, В.Н., Волков, А.А. Исследование равномерности движения гидропривода стола отделочно-расточного станка // Промислова гідравліка і пневматика. — 2012. — №1. — С. 55 — 58.
6. Проектирование гидравлических систем машин. / [Г.М. Иванов, С.А. Ермаков, Б.Л. Коробочкин, Р.М. Пасынков]. — М.: Машиностроение, 1992. — 224 с.
7. Тихенко, В.Н. Исследование станочных гидроприводов с насосами, управляемыми по перепаду давления на дросселе скорости рабочего органа // Вест. Нац. техн. ун-та Украины «КПИ». — 1999. — Вып. 35. — С. 42—46.
8. Тихенко, В. Н. Разработка гидропривода с регулируемым приводным двигателем насосной установки // Промислова гідравліка і пневматика. — 2006. — №1. — С. 84—86.

Надійшла 20.09.2012 року