



РАЗРАБОТКА ГИДРОПРИВОДА ГЛАВНОГО ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

В статье проведен анализ и обоснована целесообразность применения сверхвысоких давлений в гидроприводе главного вращательного движения металлорежущих станков и применения схемы объемного регулирования с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором. Обосновано также применение нерегулируемого радиально-поршневого гидромотора с клапанным распределением жидкости, что позволяет установить его на шпинделе станка и обеспечить передачу вращения без коробки скоростей.

Гидропривод, главное вращательное движение, давление, гидромотор, мощность, крутящий момент, частота вращения.

Важнейшим требованием, предъявляемым к любому станку, является возможность обеспечения требуемого качества обработанных поверхностей при высокой производительности. Развитие современных методов автоматизации металлорежущих станков и в частности систем циклового и числового программного управления, требует создания и внедрения автоматизированных и управляемых по программе приводов главного движения и подач с широким диапазоном бесступенчатого регулирования скорости.

В настоящее время широкое распространение во всех отраслях машиностроения, в том числе и станкостроении, получили объемные гидравлические приводы, что обусловлено их преимуществами, основные из которых – относительно малые габариты и вес, приходящиеся на единицу мощности. Но существующие гидроприводы вращательного движения с регулируемой объемной гидропередачей имеют узкий диапазон регулирования скорости при постоянной мощности (до 3...4).

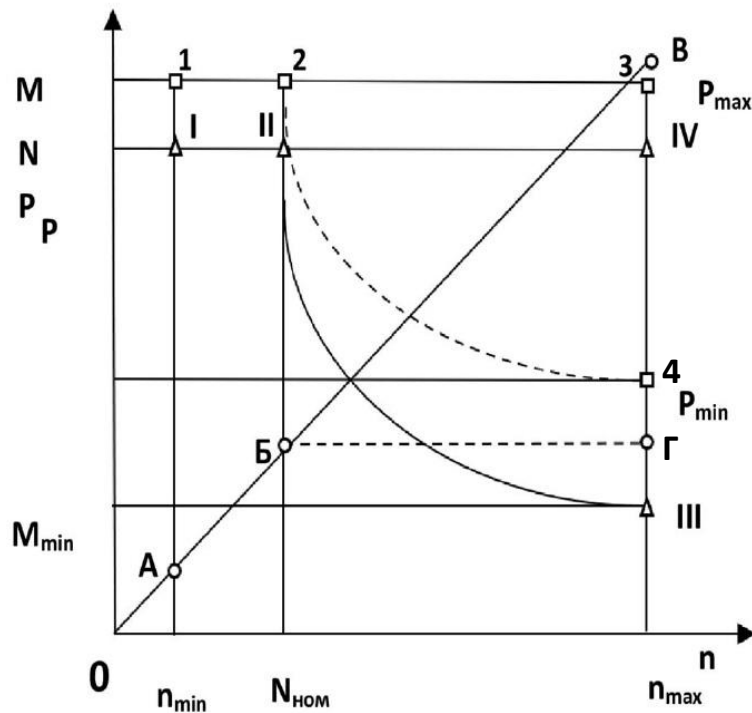


Рис. 1. Зависимость давления P , крутящего момента M и мощности N от частоты вращения n шпинделя:

□ – давление, △ – крутящий момент, ○ – мощность

Одним из требований, предъявляемых к приводу вращения шпинделя, является обеспечение типовой предельной характеристики нагрузки (кривая II-III на рис. 1). При этом общий диапазон регулирования скорости главного движения, например станков токарной группы, достигает 200, а диапазон регулирования с постоянной предельной мощностью составляет 10...20.

Необходимо также обеспечить высокий коэффициент использования установленной мощности Ψ , который определяется по формуле:

$$\Psi = N_{\max}/N_y,$$

где N_{\max} – максимальная мощность нагрузки; N_y – установленная мощность привода.

В гидроприводах средней и большой мощности, в которых энергетические показатели играют важную роль, применяют объемный способ регулирования скорости.

Объемное регулирование скорости осуществляется изменением рабочего объема насоса, гидродвигателя или насоса и гидродвигателя. Крутящий момент M , развиваемый гидромотором, число n_M его оборотов в минуту и мощность N являются функциями рабочих объемов насоса и гидродвигателя (ради упрощения анализа не учитываем потери):

$$M = \frac{g_M \cdot p}{2\pi}; \quad n_M = \frac{g_H \cdot n_H}{g_M}; \quad N = \frac{M \cdot n_M}{975},$$

где $p = p_1 - p_2$ – перепад давления между напорной и сливной магистралями; g_M и g_H – рабочие объемы насоса и гидромотора; n_H – число оборотов в минуту вала насоса.

Регулирование с помощью изменения рабочего объема насоса (диапазон $n_{\min} - n_{\text{ном}}$) не позволяет регулировать скорость вращения вала гидромотора при постоянной мощности.

Регулирование с помощью изменения рабочего объема гидродвигателя (диапазон $n_{\text{ном}} - n_{\min}$) обеспечивает постоянную мощность и позволяет более полно использовать установленную мощность.

Недостатками системы с регулируемым гидродвигателем являются: ограниченная возможность применения, связанная с самоторможением гидромотора при значительном изменении его рабочего объема, сложность управления скоростью гидропривода, если гидродвигатель расположен далеко от оператора (необходимость дистанционного управления), сложность конструкции, большие габариты и масса регулируемого гидродвигателя. Сравнительный анализ регулируемых и нерегулируемых гидравлических машин показал, что вес и габариты регулируемой машины приблизительно в 5–7 раз, а стоимость – в 2,5–3 раза больше, чем нерегулируемой той же мощности. Указанные недостатки затрудняют установку гидродвигателя на подвижном узле, и требуется применение промежуточных передач.

Крутящий момент на выходном валу гидропередачи определяется величиной перепада давления p между напорной и сливной магистралями и рабочим объемом g_M гидромотора. В случае применения невысоких давлений (порядка 10–15 МПа) повышение крутящего момента (для обеспечения требуемого диапазона регулирования при постоянной мощности) возможно лишь за счет увеличения рабочего объема гидромотора. Это привело к созданию секционных ролико-лопастных гидромоторов, установке нескольких гидромоторов на одном валу [1]. Подобные меры дали возможность расширить диапазон регулирования при постоянной мощности до 6–7, но при дальнейшем повышении g_M (для достижения требуемого диапазона) недопустимо возрастают габаритные размеры и усложняется конструкция привода.

Второй путь увеличения момента – повышение перепада давлений. Диапазон регулирования при постоянной мощности может быть искусственно увеличен путем повышения давления в процессе регулирования с изменением рабочего объема насоса g_H , но для привода, работающего на сравнительно низких давлениях, повышение давления ограничено, и диапазон регулирования при постоянной мощности не превышает 5.

Одним из направлений в современной технике является применение сверхвысоких (70 МПа и более) давлений. Преимущество гидропривода по сравнению с электроприводом как раз и заключается в возможности работы при высоких давлениях (удельные силы электрических машин не превышают 2 МПа). Как следствие, гидропривод обладает большей мощностью, приходящейся на единицу веса, имеет меньшие габариты, большее быстродействие.

В настоящее время выпускаются гидравлические машины, работающие на давлениях 70 МПа, что дает возможность получить рекордно малый вес на единицу мощности (до 2 кг/КВт). Применение сверхвысоких давлений в гидроприводе главного движения станков позволяет расширить диапазон регулирования скорости вращения при постоянной мощности и обеспечить типовую предельную характеристику нагрузки при нерегулируемом гидромоторе и приемлемых габаритных размерах привода. Это имеет большое значение при установке гидромотора на шпиндельном узле.

Предельная статистическая характеристика привода – прямая I-II-IV. При этом предельный крутящий момент остается постоянным на всем диапазоне регулирования скорости от n_{\min} до n_{\max} , а предельная мощность привода линейно возрастает при увеличении n_M (прямая А-Б-В). Перепад давления p имеет максимальное значение p_{\max} и остается постоянным (прямая 1-2-3).

Фактический же крутящий момент на выходном валу будет определяться характеристикой нагрузки (или мощностью приводного электродвигателя), что выразится гиперболой II-III.

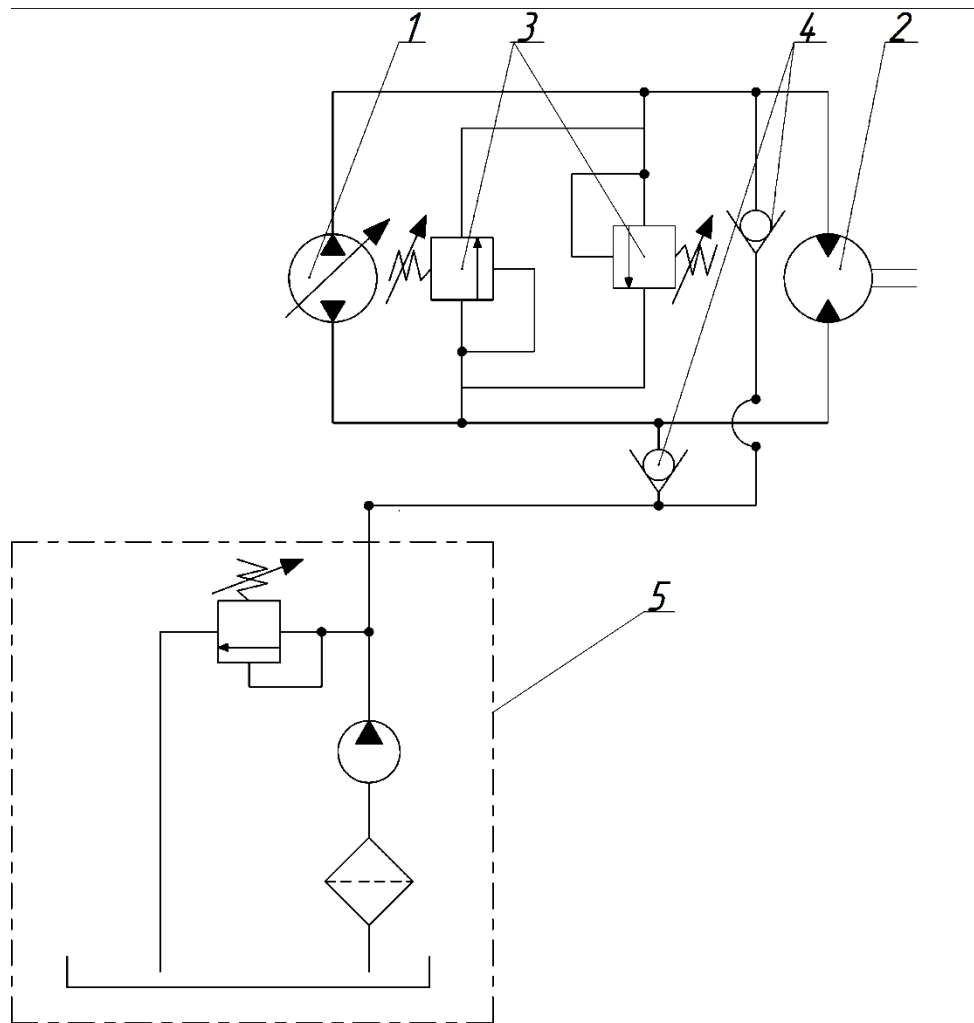


Рис. 2. Принципиальная схема гидропривода

Так как $g_m = \text{const}$, фактический перепад давления p в гидропередаче не остается постоянным, он изменяется прямо пропорционально M , что в координатах $p - n$ выразится гиперболой 2-4. Максимальный и минимальный перепад давления определяются соответственно максимальным и минимальным моментом нагрузки:

$$p_{\max} = \frac{2\pi \cdot M_{\max}}{g_m}; \quad p_{\min} = \frac{2\pi \cdot M_{\min}}{g_m}.$$

Мощность, развиваемая приводом, в этом случае определяется выражением:

$$N = \frac{M \cdot n_m}{975} = \frac{p \cdot g_m \cdot n_m}{975}.$$

Т.к. с ростом n_m перепад давления p соответственно уменьшается, мощность при этом остается постоянной (прямая Б-Г). Установленная мощность привода N_y , максимальная мощность нагрузки N_{\max} и коэффициент использования установленной мощности Ψ соответственно определяются по формулам:

$$N_y = \frac{M_{\max} \cdot n_{\max}}{975}; \quad N_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot n_{\text{ном}}}{975};$$

$$\Psi = \frac{N_{\max}}{N_y} = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\max}}.$$

Недостатком этого способа регулирования является низкий коэффициент использования установленной мощности, так как получение необходимого силового диапазона достигается за счет недогрузки гидропривода, однако при сверхвысоких давлениях это не связано с увеличением габаритных размеров и массы гидродвигателя, так как увеличение установленной мощности происходит за счет увеличения давления.

Расчеты показывают, что при одинаковых значениях M_{\max} , n_{\max} и диапазона регулирования с постоянной мощностью применение гидропривода, работающего при давлении 70 МПа, позволяет по сравнению с приводом на базе секционного ролико-лопастного гидромотора уменьшить рабочий объем гидромотора (и соответственно габаритные размеры и вес) примерно в 5 раз.

Одним из основных требований, предъявляемых к приводу вращения шпинделя, является возможность передачи вращения без применения коробок скоростей. Поэтому представляет интерес сравнительный анализ гидромоторов с точки зрения встраиваемости (т.е. возможности установки на шпиндельном узле) и сил, действующих на шпиндель.

Возможной базой для создания гидропривода вращения шпинделя являются поршневые (аксиаль-

ные и радиальные) гидравлические машины, позволяющие работать при высоких давлениях [2].

Проведенный анализ показывает, что для привода вращения шпинделя металлорежущего станка целесообразно применение радиально-поршневого гидромотора с кулачковым приводным механизмом и клапанным распределением жидкости.

В Вологодском государственном университете разработан новый способ клапанного распределения жидкости в поршневых гидромашинах [3] и радиально-поршневой гидромотор с клапанным распределением жидкости [4], которые позволяют повысить объемный КПД привода, предельные значения давления и скорости, снизить массу, приходящуюся на единицу мощности и крутящего момента. На базе указанных гидромашин разработан гидропривод главного вращательного движения металлорежущих станков.

Гидропривод (рис. 2) состоит из регулируемого поршневого насоса 1, радиально-поршневого мотора 2, предохранительных клапанов 3, обратных клапанов 4 и станции подпитки 5.

Насос и электродвигатель имеют фланцевое исполнение и располагаются внутри корпуса станка, гидромотор устанавливается на заднем конце шпинделя станка. В гидроприводе применяется схема с

замкнутой циркуляцией жидкости, в которой регулирование скорости движения вала гидромотора 2 осуществляется за счет изменения подачи насоса 1.

Литература

1. Ламм, В. Ю. Секционный гидромотор для привода вращения шпинделя / В. Ю. Ламм, О. Д. Лещенко, А. Н. Липатов // Вестник машиностроения. – 1975. – № 10. – С. 51–54.

2. Башта, Т. М. Объемные насосы и гидродвигатели гидросистем / Т. М. Башта. – Москва : Машиностроение, 1974. – 606 с.

3. Патент № 2783579 Российская Федерация, МКИ² F03C 1/08 Способ распределения жидкости в поршневых гидромашинах : № 2022111504 : заявл. 27.04.2022 : опубл. 14.11.2022 / Колпаков В. Н. Заявитель ФГБОУВО «Вологодский государственный университет».

4. Патент № 2722928 Российская Федерация, МКИ² F03C 01/04 Радиально-поршневой гидромотор с клапанным распределением : № 2019131574 : заявл. 07.10.19 : опубл. 08.06.2020 / Колпаков В. Н. Заявитель: ФГБОУВО «Вологодский государственный университет».

V.N. Kolpakov

Vologda State University

DEVELOPMENT OF HYDRAULIC DRIVE FOR METAL-CUTTING MACHINES MAIN ROTATIONAL MOVEMENT

The article analyzes and substantiates the expediency of using ultrahigh pressures in the hydraulic drive of the main rotational movement of metal-cutting machines and the use of a volumetric control scheme with an adjustable pump and an unregulated hydraulic motor. The use of an adjustable radial piston hydraulic motor with a valve distribution of liquid, which allows it to be installed on the spindle of the machine and ensure the transmission of rotation without a gearbox, is also justified.

Hydraulic drive, main rotational motion, pressure, hydraulic motor, power, torque, rotation speed.