

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РЕДУКТОРНО-МУЛЬТИПЛИКАТОРНОГО ПРИВОДА С БЛОЧНЫМИ ДОЗАТОРАМИ

Пилипенко С.С., к.т.н., доцент кафедры «Технологические машины
и оборудование» (pilipenko@norvuz.ru)

Байгузин М.Р., ассистент кафедры «Технологические машины и оборудование»

Потапенков А.П., д.т.н., профессор кафедры «Технологические машины и оборудование»

Норильский индустриальный институт

(663310, Россия, г. Норильск, Красноярский край, ул. 50 лет Октября, 7)

Аннотация. В настоящее время в машиностроении и металлургии широкое применение находит простой насосный привод с насосами постоянной подачи. Для повышения эксплуатационных показателей его выполняют редукторно-мультипликаторным. Такой привод имеет равномерную загрузку насосов, меньшее рабочее давление насосов и как результат меньшую установочную мощность приводных двигателей. В случае использования двухцилиндровых приводов необходимо обеспечивать синхронизацию работы двух цилиндров силового блока. Указанный эффект можно получить, используя в схемах управления приводом блочные редукторы-мультипликаторы, которые при холостом ходе выполняют функции редуктора, а при рабочем ходе функции мультипликатора. Рассматриваются разработки двухскоростного и трехскоростного насосного редукторно-мультипликаторного привода с использованием блочных дозаторов, выполняющих функции гидравлического редуктора при холостом ходе и функции гидравлического мультипликатора при рабочем ходе.

Ключевые слова: гидравлический привод, насосы, редуктор, рабочий ход, холостой ход, рабочее давление.

DOI: 10.17073/0368-0797-2016-10-720-726

В ряду широко используемых гидроприводов машин, в том числе и металлургических, находится простой насосный привод, имеющий достаточно высокий (0,6 – 0,8) КПД, малые габариты, простое управление [1 – 5]. Существенным недостатком этого привода является довольно высокая установочная мощность насосов, которая не полностью используется на значительном интервале рабочего цикла. Для компенсации этого недостатка по возможности предусматривают кратковременную работу приводных электродвигателей насосов с перегрузкой, устанавливают насосы с несколькими ступенями давления и подачи, используют маховичный привод, снабжают привод мультипликатором и наполнительным баком.

Известно также, что эксплуатационные показатели простого насосного привода с насосами постоянной подачи можно повысить, сделав его редукторно-мультипликаторным [6, 7]. Такой привод имеет равномерную загрузку насосов, меньшее их рабочее давление и как результат, меньшую установочную мощность приводных двигателей. Указанный эффект имеет место как в одноцилиндровом [6], так и в двухцилиндровом [7] приводах. В первом случае при холостом ходе используется одинарный гидравлический редуктор, при рабочем ходе – одинарный мультипликатор. Во втором случае при холостом ходе используется простой

сдвоенный мультипликатор. Во втором случае дополнительно обеспечивается синхронизация работы двух силовых цилиндров силового блока.

Указанный эффект можно получить, используя в схемах управления приводом блочные редукторы-мультипликаторы (блочные дозаторы), которые при холостом ходе выполняют функции редуктора, при рабочем ходе – функции мультипликатора [8, 9]. Использование одного устройства вместо двух потребует меньших затрат на изготовление и при эксплуатации привода.

В одноцилиндровом приводе (рис. 1, а) используется одинарный блочный дозатор 4, основу каждого составляют два соосно установленных цилиндра 9 и 10 с диаметрами плунжеров d и D ($d < D$) соответственно. При подаче жидкости в цилиндр 10 и вытеснении ее из цилиндра 9 дозатор работает как мультипликатор с коэффициентом мультипликации (усиления) k_m , равным

$$k_m = \frac{D^2}{d^2}. \quad (1)$$

При подаче жидкости в цилиндр 9 с вытеснением ее из цилиндра 10 дозатор работает как редуктор с коэффициентом редукции k_p , равным

$$k_p = \frac{d^2}{D^2}. \quad (2)$$

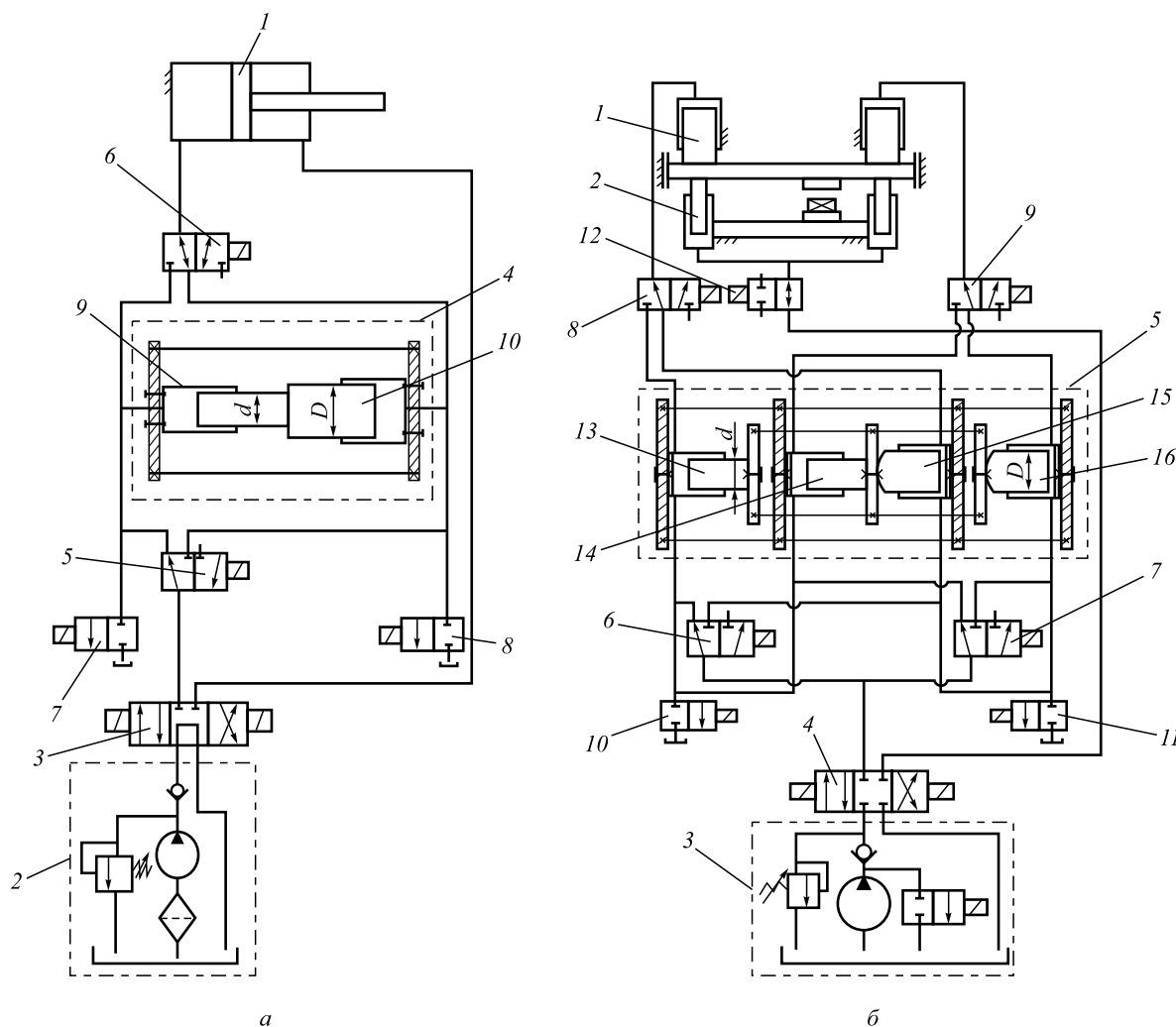


Рис. 1. Схемы трехскоростного (а) и двухскоростного (б) редукторно-мультипликаторных приводов с блочными редуктор-мультипликаторами (дозаторами)

Fig. 1. Schemes of three-speed (a) and two-speed (b) geared-multiplier drive with sectional gear-multipliers (metering device)

При этом в соответствии с соотношениями (1) и (2) коэффициенты k_m и k_p связаны зависимостью

$$k_m k_p = 1. \quad (3)$$

В двухцилиндровом приводе (рис. 1, б) используется сдвоенный блочный дозатор 5, основу которого составляют четыре соосно установленных плунжерных цилиндра, два из которых 13 и 14 с диаметром плунжеров d и два 15 и 16 с диаметром D ($D > d$). Плунжеры всех цилиндров жестко связаны между собой, образуя блок подвижных элементов, все корпуса цилиндров образуют неподвижный блок. Если при работе входными являются цилиндры 13 и 14, то дозатор работает как редуктор; если входными являются цилиндры 15 и 16, то дозатор работает как мультипликатор. При этом справедливы зависимости (1) – (3).

Варианты схем с блочными дозаторами представлены на рис. 1 [8, 9]. В приводе с одноцилиндровым силовым блоком (рис. 1, а) используется силовой ци-

линдр 1, насосная станция 2, реверсивный золотник 3, блочный дозатор 4, два двухпозиционных трехходовых золотника 5 и 6 и два отсечных золотника 7 и 8. Переключает привод с прямого хода на обратный реверсивный золотник. Схема обеспечивает трехскоростной режим работы привода при прямом ходе.

Первая ступень скорости V_{np} (редукторная) обеспечивается подачей жидкости от золотника 3 через золотник 5 в полость цилиндра 9 дозатора 4 с последующим вытеснением ее из полости цилиндра 10 через золотник 6 в поршневую полость силового цилиндра. При этом скорость V_{np} и давление P_{np} , развиваемое насосом, будут определяться как

$$V_{np} = \frac{V}{k_p} \text{ и } P_{np} = \frac{P_x}{k_p}, \quad (4)$$

где $V = Q_n / F$ – скорость поршня при подаче жидкости в силовой цилиндр непосредственно от насоса; Q_n – подача насоса; F – площадь поршня силового цилиндра;

$P_x = R_x / F$ – давление в силовом цилиндре при холостом ходе; R_x – усилие холостого хода.

Вторая ступень скорости V (насосная) после переключения золотника 6 обеспечивается подачей жидкости через золотники 5 и 6 в поршневую полость силового цилиндра. При этом скорость V и давление P_n , развиваемое насосом, определяются из соотношений

$$V = \frac{Q_n}{F} \text{ и } P_n = \frac{P_p}{F}; \quad (5)$$

здесь R_p – усилие рабочего хода на данном перемещении.

Зависимости (5) справедливы для простого насосно-привода на всей величине прямого хода.

Третья ступень скорости V_{nm} (мультипликаторная) обеспечивается подачей жидкости через золотник 5 (после его переключения) в полость цилиндра 10 дозатора с последующим вытеснением ее из полости цилиндра 9 через золотник 6 в поршневую полость силового цилиндра. При этом скорость V_{nm} и максимальное давление P_{nm} , развиваемое насосом, находятся как

$$V_{nm} = \frac{V}{k_m} \text{ и } P_{nm} = \frac{P_{max}}{k_m}, \quad (6)$$

где $P_{max} = R_{max} / F$ – максимальное давление в силовом цилиндре при рабочем ходе; R_{max} – максимальное усилие рабочего хода.

Возврат подвижного блока дозатора в исходное положение происходит при обратном ходе поршня силового цилиндра. При этом жидкость от реверсивного золотника после его переключения подается в штоковую полость силового цилиндра 1 и вытесняется из поршневой полости в полость цилиндра 9 или 10 дозатора (зависит от конечной позиции блока плунжеров дозатора по отношению к исходной). Жидкость из противоположного дозатора сливается при этом через отсечный золотник 7 или 8 соответственно.

В приводе с двухцилиндровым блоком (рис. 1, б) используются два силовых цилиндра 1, два возвратных 2; насосная станция 3, реверсивный золотник 4, сдвоенный блочный дозатор 5, четыре трехходовых трехпозиционных золотника 6, 7, 8 и 9, три отсечных золотника 10, 11 и 12.

Привод с прямого хода на обратный переключает реверсивный золотник 4. Схема обеспечивает двухскоростной режим работы при прямом ходе.

Первая ступень скорости V_{np} обеспечивается подачей жидкости от золотника 4 через золотники 6 и 7 в полости цилиндров дозатора 13 и 14, соответственно, с последующим вытеснением ее из полостей цилиндров 15 и 16 в силовые цилиндры 1 отдельно через золотники 8 и 9. При этом скорость V_{np} и давление P_{np} определяются зависимостями (4), в которых $V = Q_n / (2F)$ – скорость прямого хода при подаче жид-

кости от насосов непосредственно в силовые цилиндры; $P_x = R_x / (2F)$ – среднее давление в силовых цилиндрах при холостом ходе.

Вторая ступень скорости V_{nm} обеспечивается подачей жидкости через золотники 6 и 7 (после их переключения) в полости цилиндров 15 и 16 дозатора с последующим вытеснением ее из полостей цилиндров 13 и 14, отдельно через золотники 8 и 9 (также после их переключения) в силовые цилиндры. При этом параметры V_{nm} и P_{nm} будут определяться зависимостями (6), в которых $P_{max} = R_{max} / (2F)$ – среднее максимальное давление в силовых цилиндрах при рабочем ходе.

Возврат подвижных элементов дозатора в исходное положение осуществляется с использованием жидкости, сливаемой из силовых цилиндров при обратном ходе, когда жидкость от насоса через реверсивный золотник подается в возвратные цилиндры 2. Взаимодействие элементов схемы в этом случае, как в трехскоростном приводе.

За основу при сравнительном анализе приводов принимаем установочную мощность насосов N и время прямого хода t . Эти параметры рассматриваемых редукторно-мультипликаторных приводов (N_2, t_2) сравниваем с параметрами простых насосных приводов (N_1, t_1). При расчете скорости прямого хода и давления насосов эффективный и объемный КПД приводов не учитываем исходя из того, что для простого насосного привода и рассматриваемых приводов они соизмеримы и потому не будут влиять на соотношение сравниваемых параметров.

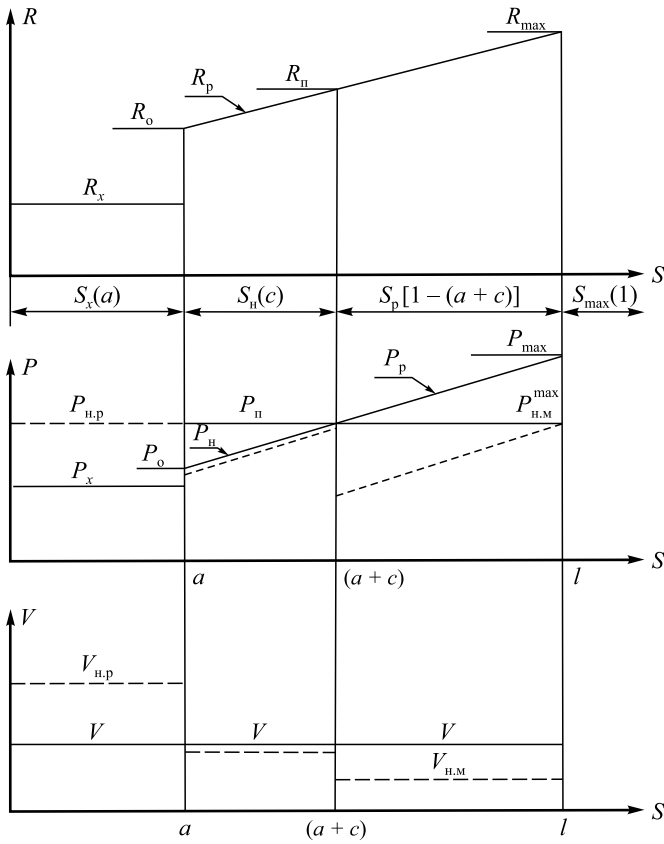
На рис. 2 приведен примерный график нагрузки на поршень силового цилиндра при прямом ходе: $R = f(S)$, где S – ход поршня; R_x и S_x – усилие и величина холостого хода; R_p и S_p – усилие и величина рабочего хода; R_{max} и S_{max} – максимальные усилие и величина прямого хода поршня; R_0 – начальная нагрузка рабочего хода; S_n – величина части рабочего хода, выполняемого на второй ступени скорости V . На этом же рисунке показаны совмещенные графики зависимости скорости поршня $V = f(S)$ и зависимости создаваемого насосом давления $P = f(S)$ для сравниваемых приводов.

В простом насосном приводе насосы, хотя и одновременно, должны развивать максимальное давление в системе $P_{max} = R_{max} / F$ и должны обеспечивать перемещение поршней с заданной скоростью (в заданное время), что достигается выбором соответствующей подачи насосов $Q_n = FV$. Установочная мощность насосов при этом определяется как

$$N_1 = P_{max} Q_n = FVP_{max}. \quad (7)$$

Время t_1 прямого хода составит

$$t_1 = \frac{S_{max}}{V} = \frac{S_{max} F}{Q_n}. \quad (8)$$

Рис. 2. Примерный график зависимостей $R=f(S)$; $P_n=f(S)$; $V=f(S)$ Fig. 2. Approximate diagram of dependences
 $R=f(S)$; $P_n=f(S)$; $V=f(S)$

Для универсальности результатов анализа введем параметры относительного перемещения и относительной нагрузки:

$$a = \frac{S_x}{S_{\max}}; c = \frac{S_n}{S_{\max}}; b_0 = \frac{P_0}{P_{\max}}; b = \frac{P_x}{P_{\max}}; b_n = \frac{P_n}{P_{\max}}. \quad (9)$$

Силовые параметры двухскоростного привода устанавливаем из условия полного использования мощности насосов (N_n) при холостом (N_x) и рабочем (N_p) ходе, т.е. из равенства:

$$N_2 = Q_n P_{np} = Q_n P_{nm} = Q_n P_n, \quad (10)$$

или с учетом зависимостей (4) и (6) и величины b – из соотношений (9):

$$bk_m - k_p = 0; \quad (11)$$

$$P_n = \frac{P_x}{\sqrt{b}} = P_{\max} \sqrt{b} = \sqrt{P_x P_{\max}}. \quad (12)$$

Решая уравнение (11) с учетом зависимости (3), находим

$$k_p = \sqrt{b}; \quad k_m = \frac{1}{\sqrt{b}}.$$

Из равенства (12) следует, что

$$b_n = \sqrt{b}. \quad (13)$$

В итоге мощность насосов этого привода составит

$$N_2 = P_{\max} Q_n \sqrt{b} = \frac{P_x Q_n}{\sqrt{b}}. \quad (14)$$

С учетом зависимости (7) соотношение установочных мощностей (n) данного и простого насосного привода определится как

$$n = \frac{N_2}{N_1} = \sqrt{b}. \quad (15)$$

Для реальных значений имеем $b = 0,05 - 0,15$; $n = 0,22 - 0,39$, что свидетельствует о возможности значительного снижения установочной мощности данного привода.

Время прямого хода этого привода составит

$$t_2 = \frac{S_x}{V_{np}} + \frac{S_p}{V_{nm}},$$

или с учетом зависимостей (4), (6) и (9) –

$$t_2 = \frac{S_{\max}}{V \sqrt{b}} + [1 - a(a - b)]. \quad (16)$$

С учетом зависимости (8) соотношение m времени прямого хода сравниваемых приводов находится как

$$m = \frac{t_2}{t_1} = \frac{1 - a(a - \sqrt{b})}{\sqrt{b}}. \quad (17)$$

При равенстве $t_1 = t_2$, $m = 1$ и $a = \frac{1}{1 + \sqrt{b}}$.

Для реальных значений имеем $b = 0,05 - 0,12$; $a = 0,82 - 0,72$, т.е. равенство времени срабатывания при прямом ходе можно получить только при больших величинах холостого хода.

Для выполнения условия $t_1 = t_2$ можно увеличить в рассматриваемом приводе подачу насосов в m раз по отношению к подаче насосов в простом приводе. В итоге возрастет установочная мощность (N_2) насосов в m раз, а соотношение мощностей возрастет с $n = \sqrt{b}$ до величины

$$n_m = m \sqrt{b} = 1 - a(a - b). \quad (18)$$

Для многих машин (например, двухходовых гидропрессов для прессования металлов) значение a может достигать 0,5. При этих условиях установочная мощность насосов за счет уменьшения создаваемого ими давления может значительно снизиться. Например, при $a = 0,5$ и $b = 0,1$ получаем $n_m = 0,55$, т.е. двухскорост-

ной редукторно-мультипликаторный привод с блочным дозатором (при данных условиях), обеспечивающий прямой ход за равное с простым насосным приводом время, будет иметь на 45 % меньше установочной мощности насосов. И поскольку снижение мощности обеспечивается снижением давления, создаваемого ими, в приводе можно использовать дешевые насосы среднего давления – шестеренчатые и пластинчатые.

Значительное снижение установочной мощности можно получить и при меньшей величине холостого хода. Например, при $b = 0,1$ и $a = 0,2$ снижение мощности составляет 18 %, а при $b = 0,1$ и $a = 0,3$ оно составит 27 %.

Силовые параметры трехскоростного привода определяем, как и для двухскоростного из условия (10) полного использования мощности насосов на всех трех скоростных режимах работы привода. Из этих условий следует равенство

$$\frac{P_x}{k_p} = \frac{P_{\max}}{k_m} = P_n, \quad (20)$$

анализируя которое с условием (3), находим $k_p = \sqrt{b}$; $k_m = \frac{1}{\sqrt{b}}$ и $P_n = \sqrt{P_x P_{\max}}$. Время прямого хода в этом случае составит

$$t_2 = \frac{S_x}{V_{np}} + \frac{S_n}{V} + \frac{S_p}{V_{nm}} = \frac{[1 - a(1 - b) - c(1 - \sqrt{b})]S_{\max}}{V\sqrt{b}}.$$

Установочная мощность N_2 насосов будет определяться зависимостью (14), а соотношение мощностей n – зависимостью (15).

Соотношение времени прямого хода при этом определяется как

$$m = \frac{t_2}{t_1} = \frac{1 - a(1 - b) - c(1 - \sqrt{b})}{\sqrt{b}}. \quad (21)$$

При реальных значениях b имеет место значительное снижение установочной мощности. Соотношение времени прямого хода определяет прежде всего величина холостого хода (величина a) из условия $m = 1$

$$a = \frac{1 - c}{1 + \sqrt{b}}.$$

Для реальных значений $b = 0,05 - 0,15$ и возможных значений $c = 0,1 - 0,3$ равенство $t_1 = t_2$ можно получить при большой величине холостого хода ($a > 0,5$). Например, при $c = 0,2$ и $b = 0,1$ получим $a = 0,61$.

Для выполнения условия $t_1 = t_2$ можно увеличить подачу насосов в рассматриваемом приводе в m раз. При этом в m раз соответственно возрастет установочная мощность N_2 насосов с $n = \sqrt{b}$ до n_m :

$$n_m = nm = 1 - a(1 - b) - c(1 - \sqrt{b}). \quad (22)$$

Сравнение выражений (18) и (22) показывает, что трехскоростной привод будет иметь меньшую установочную мощность. Разница составит $\Delta n = n_m - n = c(1 - \sqrt{b})$.

При реальных $b = 0,05 - 0,15$ разница Δn составит $(0,78 - 0,61)c$. Например, при $c = 0,2$ имеем $\Delta n = 0,156 - 0,122$, т.е. снижение мощности N_2 на 15,6 – 12,2 % больше.

Работа привода на второй (насосной) ступени скорости возможна при условии $P_n > P_0$, или при $\sqrt{P_x P_{\max}} > P_0$, где P_0 – начальное давление рабочего хода (рис. 2). Это усилие в относительных величинах запишется как $b_n > b_0$, или с учетом зависимости (13) $\sqrt{b} > b_0$. Для определения продолжительности этой ступени (величина c) необходимо знать зависимость рабочего давления от величины перемещения ($P = f(S)$).

Для примера рассмотрим случай линейной зависимости (рис. 2):

$$c = \frac{P_n - P_0}{P_{\max} - P_0} (1 - a),$$

или с учетом соотношений (9) и (12)

$$c = \frac{\sqrt{b} - b_0}{1 - b_0} (1 - a). \quad (23)$$

$$\text{При } b = b_0 \text{ (или } P_0 = P_x) \text{ имеем } c = \frac{\sqrt{b}}{1 - \sqrt{b}} (1 - a).$$

Преобразуя выражение (22) с учетом зависимости (23), получим

$$n_m = \frac{(1 - \sqrt{b})[1 - a(1 - b_0\sqrt{b})] + b - b_0\sqrt{b}}{1 - b_0}. \quad (24)$$

При $b_0 = b$

$$n_m = \frac{1 + b - a(1 - b\sqrt{b})}{1 + \sqrt{b}}. \quad (25)$$

При $b = b_0$ результаты расчетов по зависимостям (24) и (25) одинаковы. Например, при $b_0 = b = 0,1$ и $a = 0,2$ имеем $n_m = 0,688$. Снижение установочной мощности составит 31,2 %.

Ориентируясь на рис. 2, рассмотрим несколько примеров при $P_{\max} = 30$ МПа. Результаты расчетов представлены в таблице.

Из таблицы видно, что эффективность трехскоростного привода всегда выше эффективности двухскоростного и она увеличивается с ростом относительной величины холостого хода (увеличивается параметр a), а также при уменьшении давления холостого хода (величина b) и начального давления рабочего хода (величина b_0). В обоих случаях обеспечивается значительное снижение давления, развиваемое насосами.

Расчетные параметры исследуемых приводов

Calculated parameters of the researched drives

Исходные данные			Расчетные параметры привода							
			трехскоростного				двухскоростного			
a	b	b_0	k_p	k_m	P_n , МПа	n_m	k_p	k_m	P_n , МПа	n_m
0,1	0,05	0,1	0,223	4,484	6,69	0,8090	0,223	4,484	6,69	0,905
0,1	0,10	0,2	0,316	3,164	9,48	0,8209	0,316	3,164	9,48	0,910
0,1	0,15	0,3	0,387	2,583	11,61	0,8460	0,387	2,583	11,61	0,915
0,2	0,05	0,1	0,223	4,484	6,69	0,7250	0,223	4,484	6,69	0,810
0,2	0,10	0,2	0,316	3,164	9,48	0,7408	0,316	3,164	9,48	0,820
0,2	0,15	0,3	0,387	2,583	11,61	0,7693	0,387	2,583	11,61	0,830
0,3	0,05	0,1	0,223	4,484	6,69	0,6370	0,223	4,484	6,69	0,715
0,3	0,10	0,2	0,316	3,164	9,48	0,6607	0,316	3,164	9,48	0,730
0,3	0,15	0,3	0,387	2,583	11,61	0,6919	0,387	2,583	11,61	0,745
0,5	0,05	0,1	0,223	4,484	6,69	0,4721	0,223	4,484	6,69	0,525
0,5	0,10	0,2	0,316	3,164	9,48	0,4765	0,316	3,164	9,48	0,550
0,5	0,15	0,3	0,387	2,583	11,61	0,5371	0,387	2,583	11,61	0,575

Выводы. Перевод простого насосного привода в разряд редукторно-мультипликаторного с использованием блочных дозаторов обеспечивает значительное снижение рабочего давления и установочной мощности насосов, что позволяет разрабатывать приводы на основе недорогих насосов среднего давления – шестеренных и пластинчатых. Особенно эффективно использование редукторно-мультипликаторного привода при относительно большом значении холостого хода и относительно низком его давлении, а также при плавном возрастании давления рабочего хода. Использование блочных дозаторов значительно снижает состав элементов привода.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Добринский Н.С. Гидравлический привод прессов. – М.: Машиностроение, 1975. – 222 с.
- Бочаров Ю.А., Прокофьев В.Н. Гидропривод кузнечно-прессовых машин: Учебное пособие для машиностр. вузов. – М.: Высшая школа, 1969. – 247 с.
- Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.
- Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
- Коваль П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин. – М.: Недра, 1973. – 502 с.
- Потапенков А.П., Пилипенко С.С., Серебренников Ю.Г., Степанов С.М., Сосновская Л.В. Разработка и исследование гидравлического редукторно-мультипликаторного привода металлургических машин // Изв. вуз. Черная металлургия. 2009. № 8. С. 54 – 59.
- Потапенков А.П., Пилипенко С.С., Степанов С.М., Евдокимова О.П., Коробцова С.А. Разработка и исследование двухцилиндрового гидропривода металлургических машин // Изв. вуз. Черная металлургия. 2011. № 2. С. 58 – 62.
- Пат. 2206456 РФ. Гидравлический пресс / А.П. Потапенков, В.М. Чернобай, О.В. Миняков, заявл. 03.06.1999; опубл. 20.06.2003. Бюл. № 17.
- Пат. 2258609 РФ. Гидравлический пресс / А.П. Потапенков, В.М. Чернобай, С.С. Пилипенко и др. заявл. 23.06.2003; опубл. 20.08.2005. Бюл. № 23.
- Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Под общей ред. Б.Б. Некрасова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск: Высшая школа, 1985. – 382 с.
- Гидравлическое оборудование металлургических цехов / А.М. Иоффе, О.М. Кукушкин, Ф.А. Наумчук и др. – М.: Металлургия, 1989. – 248 с.
- Гидро- и пневмопривод и его элементы. Рынок продукции: Каталог. – М.: Машиностроение, 1992. – 232 с.
- Гидравлика, гидромашины и гидропривод: Учеб. пособие / Т.В. Артемьева, Т.М. Лысенко, А.М. Румянцев, С.П. Стесин. – М.: Академия, 2005. – 336 с.
- Гидравлика и гидропривод: Учебник для вузов / В.Г. Гейер, В.С. Дулин, А.Г. Боруменский, А.Н. Заря. – М.: Недра, 1981. – 295 с.
- Наземцев А.С., Рыбальченко Д.Е. Пневматические и гидравлические приводы и системы. Ч. 2. Гидравлические приводы и системы. Основы: Учеб. пособие. – М.: Форум, 2007. – 304 с.

Поступила 22 декабря 2015 г.

DEVELOPMENT AND RESEARCH OF A HYDRAULIC GEARED-MULTIPLICATORY DRIVE WITH A SECTIONAL METERING CONTROL

S.S. Pilipenko, M.R. Baiguzin, A.P. Potapenkov

Norilsk Industrial Institute, Norilsk, Russia

Abstract. Nowadays a simple pumping drive with continuous-delivery pumps is widely used in machine building and metallurgy. To increase operating coefficient a geared-multiplicatory drive is served. Such a drive has a balanced load of pumps, less working pressure of pumps and as a result, less installed power of a driving engine. In case of use of two-cylinder drives it is necessary to provide work synchronization of two power block cylinders. The mentioned effect can be received while using in the drive control circuit the sectional gear units-multiplicators, which fulfill the functions of a reduction gear at an idle stroke, but at a working stroke – the functions of a multiplicator. In the article the authors also consider the developments of a double-speed and three-speed pumping geared-multiplicatory drives with the use of a sectional metering control, implementing the functions of a hydraulic gear unit at an idle stroke and the functions of a hydraulic multiplicator at a working stroke.

Keywords: hydraulic drive, pumps, gear unit, working stroke, idle stroke, operating pressure.

DOI: 10.17073/0368-0797-2016-10-720-726

REFERENCES

1. Dobrinskii N.S. *Gidravlicheskie privody pressov* [Hydraulic drive of presses]. Moscow: Mashinostroenie, 1975, 222 p. (In Russ.).
2. Bocharov Yu.A., Prokof'ev V.N. *Gidroprivod kuznechno-presovnykh mashin: uchebnoe posobie dlya mashinostroytsov* [Hydraulic drive of a compression-type machine: manual for machine-building universities]. Moscow: Vysshaya shkola, 1969, 247 p. (In Russ.).
3. Navrotsky K.L. *Teoriya i projektirovaniye gidro- i pnevmoprivodov* [Theory and designing of hydraulic and pneumatic drives]. Moscow: Mashinostroenie, 1991, 384 p. (In Russ.).
4. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. etc. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow: Mashinostroenie, 1982, 423 p. (In Russ.).
5. Koval' P.V. *Gidravlika i gidroprivod gornykh mashin* [Hydraulics and hydraulic drives of mining machines]. Moscow: Nedra, 1973, 502 p. (In Russ.).
6. Potapenkov A.P., Pilipenko S.S., Serebrennikov Yu.G., Stepanov S.M., Sosnovskaya L.V. Development and research of hydraulic geared-multiplicatory drive of metallurgical machines. *Izvestiya VUZov. Chernaya metallurgiya = Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2009, no. 8, pp. 54–59. (In Russ.).
7. Potapenkov A.P., Pilipenko S.S., Stepanov S.M., Evdokina O.P., Korobtsova S.A. Development and research of double-cylinder hydraulic drive of metallurgical machines. *Izvestiya VUZov. Chernaya metallurgiya = Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2011, no. 2, pp. 58–62. (In Russ.).
8. Potapenkov A.P., Chernobai V.M., Minyakov O.V. *Gidravlicheskie pressy* [Hydraulic press]. Patent RF no. 2206456. *Byulleten' izobretenii*. 2003, no. 17. (In Russ.).
9. Potapenkov A.P., Chernobai V.M., Pilipenko S.S. *Gidravlicheskie pressy* [Hydraulic press]. Patent RF no. 2258609. *Byulleten' izobretenii*. 2003, no. 23. (In Russ.).
10. *Spravochnoe posobie po gidravlike, gidromashinam i gidroprivodam* [Reference book on hydraulics, hydraulic machines and drives]. Nekrasov B.B. ed. Minsk: Vysshaya shkola, 1985, 382 p. (In Russ.).
11. Ioffe A.M., Kukushkin O.M., Naumchuk F.A. etc. *Gidravlicheskie oborudovaniya metallurgicheskikh tsekhov* [Hydraulic equipment of metallurgical workshops]. Moscow: Metallurgiya, 1989, 248 p. (In Russ.).
12. *Gidro- i pnevmoprivod i ego elementy. Rynok produktov: Katalog* [Hydraulic and pneumatic drive and its elements. Product market: Catalogue]. Moscow: Mashinostroenie, 1992, 232 p. (In Russ.).
13. Artem'eva T.V., Lysenko T.M., Rumyantseva A.M., Stesin S.P. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivod: ucheb. posobie* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives: Manual]. Moscow: Akademiya, 2005, 336 p. (In Russ.).
14. Geier V.G., Dulin V.S., Boromenskii A.G., Zarya A.N. *Gidravlika i gidroprivod: uchebnyy dlya vuzov* [Hydraulics and hydraulic drives: Text-book for universities]. Moscow: Nedra, 1981, 295 p. (In Russ.).
15. Nazemtsev A.S., Rybal'chenko D.E. *Pnevmaticheskie i gidravlicheskie privody i sistemy. Ch. 2. Gidravlicheskie privody i sistemy. Osnovy: ucheb. posobie* [Pneumatic and hydraulic drives and systems. Part 2. Hydraulic drives and systems. Basics: Manual]. Moscow: Forum, 2007, 304 p. (In Russ.).

Information about the authors:

S.S. Pilipenko, Cand. Sci. (Eng.), Assist. Professor, Head of the Chair "Processing Machinery and Equipment" (pilipenko@norvuz.ru)

M.R. Baiguzin, Assistant of the Chair "Processing Machinery and Equipment"

A.P. Potapenkov, Dr. Sci. (Eng.), Professor of the Chair "Processing Machinery and Equipment"

Received December 22, 2015