

ГОРНОЕ МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 621.65.03

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ЭЖЕКТОРНОГО НАСОСА И ПНЕВМОГИДРОАККУМУЛЯТОРА В СИСТЕМЕ ЗАКРЫТОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ

В. Н. Анферов, С. А. Базанов

*Сибирский государственный университет путей сообщения,
E-mail: bazanoff@ngs.ru, ул. Д. Ковальчук, 191, 630049, г. Новосибирск, Россия*

Проведен обзор негативного влияния контакта рабочей жидкости с атмосферой на долговечность гидропривода машин. Предложен способ применения закрытой гидропередачи с целью изоляции рабочей жидкости от воздуха, твердых засорителей и влаги. Разработана принципиальная схема закрытой гидропередачи, работающая с гидродвигателями в виде гидромоторов и гидроцилиндров. Обоснована методика расчета пневмогидроаккумулятора и эжекторного насоса, обеспечивающих подпорное давление на входе в основной насос гидросистемы и возврат дренажных утечек в систему, находящуюся под избыточным давлением. Разработана конструкция эжектора, позволяющая регулировать коэффициент эжекции и давление суммарного потока на выходе из насоса. Приведена методика проверки эжектора на возможность возникновения кавитации при различных значениях рабочего, дренажного и суммарного потоков.

Закрытая гидропередача, возврат дренажных утечек, эжекторный насос, коэффициент эжекции, чистота рабочей жидкости, закрытый гидробак

DOI: 10.15372/FTPRPI20210408

Повышение долговечности машин — одна из главных задач машиностроения. Очевидно, что повышение этого показателя существенно сокращает затраты времени и трудоемкость проведения технического обслуживания и капитального ремонта. Учитывая, что гидропривод применяется в большинстве типов горных машин (буровые станки, выемочно-погрузочные и выемочно-транспортные машины, гидравлические машины для постановки анкерной крепи, машины для вспомогательных работ), задача повышения долговечности гидропривода является актуальной для горной промышленности. Установлено, что более 18 % целосменных и 4.5 % внутрисменных простоев машин объясняются техническими неисправностями и отказами, из которых более 40 % приходится на долю гидропривода [1].

Загрязнение рабочей жидкости различными частицами, попадающими внутрь системы, — основная проблема функционирования гидропривода, вызывающая большинство его неисправностей. Для различных гидросистем доля отказов из-за загрязнения жидкости составляет 50–85 % [2]. В современных машинах широкое применение получили открытые схемы гидро-

передач. Бак такой гидropередачи связан с атмосферой через дыхательный клапан или горловину. Эти машины работают на карьерах и открытых площадках, где содержание пыли и влаги велико. Такие условия негативно влияют на работу гидромашин и аппаратов открытых гидropередач и машин в целом.

Во время работы гидроцилиндров машины объем рабочей жидкости в баке меняется из-за разницы объемов поршневой и штоковой полостей. При изменениях уровня жидкости загрязненный воздух попадает в бак, пыль и влага оседают на его стенках и поверхности рабочей жидкости. Учитывая количество циклов в смену, суммарное изменение объема достигает десятков тысяч литров. Попадая в рабочую жидкость, пыль, являясь твердым абразивным засорителем, ускоряет износ гидромашин и аппаратов. Воздух растворяется в рабочей жидкости, что может быть причиной кавитации в насосе и вызывать пенообразование. Влага снижает смазывающие свойства и ускоряет процесс старения рабочей жидкости.

Уменьшить отрицательные воздействия атмосферного воздуха можно путем изоляции рабочей жидкости, именно эту функцию выполняет закрытая гидropередача. В последние годы активно ведутся работы по исследованию закрытых гидropередач, но широкого применения в машиностроении они не получили. Причина в том, что в известных закрытых гидropередачах изоляция рабочей жидкости от воздуха и поддержание избыточного давления во всасывающей линии насоса в основном реализована использованием специальных гидробаков более сложных конструктивно и дорогих в изготовлении. Возврат дренажных утечек в таких схемах осуществляется подпиточными контурами с дополнительными насосами, снижающими КПД гидropередачи.

Для более широкого применения в горных и строительно-дорожных машинах закрытая гидropередача должна выполнять следующие условия:

- изолировать рабочую жидкость от атмосферного воздуха;
- создавать избыточное давление в системе и во всасывающей линии насоса;
- иметь возможность применяться в системах, в которых используются гидроцилиндры;
- обеспечивать возврат дренажных утечек от гидромоторов и насосов в систему, находящуюся под избыточным давлением;
- компенсировать температурные приращения объема рабочей жидкости.

Цель настоящей работы — разработка гидравлической схемы, отвечающей требованиям к закрытой гидropередаче, но не имеющей недостатков, присущих известным схемам.

Приступая к проектированию гидромашин, необходимо знать физические и геометрические параметры ее основных элементов при заданных режимных характеристиках. В некоторых случаях важно иметь представление о динамике системы, так как от этого может зависеть надежность и работоспособность ее отдельных устройств [3].

Разработана гидравлическая схема [4], особенностью которой является наличие пневмогидроаккумулятора (ПГА) и эжекторного насоса. Пневмогидроаккумулятор выполняет функции дополнительного бака и устройства, поддерживающего в гидropередаче подпорное давление, которое обеспечивается за счет сжатия газа в газовой полости жидкостью сливаемого потока. Эжекторный насос возвращает утечки от насосов и гидромоторов в систему. Основные задачи — определение параметров эжектора и ПГА, от которых зависит стабильность работы закрытой гидropередачи.

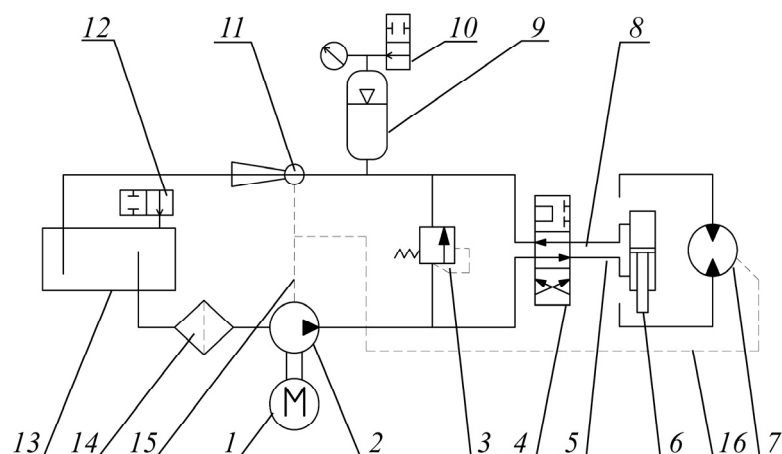


Рис. 1. Принципиальная схема закрытой гидропередачи: 1 — двигатель; 2 — насос; 3 — предохранительный клапан; 4 — распределитель; 5 — напорная гидролиния; 6 — гидроцилиндр; 7 — гидромотор; 8 — сливная гидролиния; 9 — пневмогидроаккумулятор; 10 — заправочное устройство; 11 — эжекторный насос; 12 — вентиль; 13 — гидробак; 14 — фильтр; 15, 16 — дренажные гидролинии

Принцип работы гидропередачи (рис. 1). При подаче питания на двигатель 1 приводимый в движение от вала двигателя насос 2 по напорной гидролинии 5 подает рабочую жидкость через гидравлический распределитель 4 в гидродвигатель (гидроцилиндр 6 или гидромотор 7). Далее жидкость по сливной гидролинии 8 поступает в пневмогидроаккумулятор 9 и через эжектор 11 в герметичный гидробак 13. Заправка гидравлического бака 13 до верхнего уровня осуществляется через заправочный вентиль 12. При определенном подборе параметров пневмогидроаккумулятора и режима работы гидравлической передачи схема может быть выполнена без основного гидравлического бака. Во время работы гидропередачи, при втягивании штока гидроцилиндра 6, объем поступающей жидкости в гидробак 13 превышает объем, который забирается из него. Разница этих объемов поступает в пневмогидроаккумулятор 9, из-за чего уменьшается объем газовой полости и увеличивается избыточное давление в ней и в сливной линии.

Для возврата дренажных утечек от насоса 2 и гидромотора 7 в схему, находящуюся под избыточным давлением, установлен эжекторный насос 11, использующий кинетическую энергию сливаемого потока жидкости в сливной гидролинии 8. При прохождении жидкости через эжектор 11 в его камере смешения создается давление ниже давления в дренажной линии. Под действием разряжения рабочая жидкость по дренажным гидролиниям насоса 15 и гидромотора 16 из дренируемых полостей насоса 2 и гидромотора 6 смешивается в эжекторном насосе 11 и поступает в гидравлический бак 13, а оттуда в насос 2.

При работе гидропередачи расход рабочей жидкости и давление в сливной гидролинии меняются при изменении направления движения штока гидроцилиндра. При втягивании штока расход и давление в сливной гидролинии максимальны, а при выдвигании минимальны. Установка эжектора после пневмогидроаккумулятора способствует стабильности его работы, так как расход жидкости на входе в эжекторный насос не изменяется в течение всего цикла работы (разницу объемов полостей гидроцилиндра вбирает в себя пневмогидроаккумулятор).

Диапазон давлений ПГА должен обеспечивать избыточное давление во всасывающей линии, учитывая потери в эжекторе и на участке от ПГА до насоса. При этом давление на входе в насос за все время цикла не должно превышать максимально допустимых значений, рекомендованных заводом-изготовителем насосов. Зарядка ПГА производится при положении цилиндров, соответствующих минимальному уровню рабочей жидкости в баке. Объем газовой полости при максимальном заполнении ПГА, м³:

$$V_2 = V_1 - \Delta V_c - \Delta V_s^t, \quad (1)$$

где V_1 — объем газовой полости при минимальном заполнении ПГА, м³; ΔV_c — максимальный объем разницы поршневых и штоковых полостей гидроцилиндров за цикл работы машины; ΔV_s^t — объем температурного приращения рабочей жидкости в гидросистеме:

$$\Delta V_s^t = V_s(1 + \beta(T_2 - T_1) - V_s), \quad (2)$$

V_s — объем рабочей жидкости в системе при начальной (минимальной) температуре; $\beta = 0.00065 \text{ K}^{-1}$ — температурный коэффициент объемного расширения [5]; T_1, T_2 — конечная и начальная температуры рабочей жидкости, К.

Согласно объединенному газовому закону, получено выражение для определения начального объема газовой полости при минимальном заполнении:

$$V_1 = \frac{-p_2 \Delta V_c T_1 - p_2 \Delta V_s^t T_1}{p_1 T_2 - p_2 T_1}, \quad (3)$$

здесь p_1 — начальное давление в газовой полости при минимальном уровне жидкости. Минимальное значение избыточного давления рекомендуется принимать не менее 0.15 МПа; p_2 — конечное давление в газовой полости при максимальном заполнении пневмогидроаккумулятора жидкостью.

Таким образом, зная максимальную разность объемов поршневых и штоковых полостей за цикл работы машины, а также максимально допустимое значение давления на входе в насос, по данному алгоритму определяются объем газовой полости и конструктивный объем ПГА.

Эжекторный насос решает задачу возврата дренажных утечек в систему, находящуюся под давлением больше давления дренажа (рис. 2). В нем струя активной (сливаемой) жидкости вовлекает в движение пассивную жидкость (дренажные утечки) и при их смешивании происходит передача энергии от первой ко второй. Полученная смесь жидкостей покидает эжекторный насос, а в него под напором подается рабочая и подсасывается перекачиваемая жидкости.

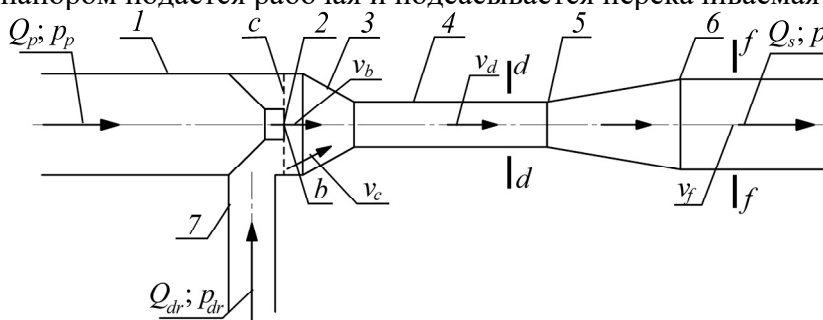


Рис. 2. Схема эжекторного насоса с центральным соплом: 1 — подводный трубопровод рабочей (активной) жидкости; 2 — сопло для формирования скоростной струи рабочей жидкости; 3 — конфузор; 4 — горловина (камера смешения); 5 — диффузор; 6 — отводящий трубопровод; 7 — подводный трубопровод перекачиваемой (пассивной) жидкости [6]

Параметры эжекторного насоса зависят от расхода в сливной линии, расхода дренажа, значений минимального и максимального давлений, определенных при расчете ПГА. Главный параметр эжекторного насоса — коэффициент эжекции u . В закрытой гидропередаче он является отношением расхода дренажных утечек Q_{dr} к расходу сливаемого (рабочего) потока Q_p и зависит от количества насосов и гидромоторов, их характеристик и расхода дренажных утечек:

$$u = \frac{Q_{dr}}{Q_p}. \quad (4)$$

При смешивании потоков происходит передача энергии от рабочей жидкости к перекачиваемой, поэтому если пренебречь потерями энергии, то можно приравнять сумму секундных количеств движения рабочего $\rho_p Q_p v_b$ и дренажного $\rho_{dr} Q_{dr} v_c$ потоков секундному количеству движения их смеси в конце камеры смешения $\rho_s Q_s v_d$, при учете одинаковой плотности жидкостей [6]:

$$Q_p v_b + Q_{dr} v_c = Q_s v_d. \quad (5)$$

Необходимая скорость активного потока жидкости на срезе сопла 2 (сечении b) выражена через потери давления при истечении рабочей жидкости через сопло:

$$v_b = \varphi_2 \sqrt{\frac{2(p_p - p_b)}{\rho}}, \quad (6)$$

где $\varphi_2 = 0.975$ — коэффициент скорости, учитывающий потери энергии в сопле 2 [7]; p_b — давление жидкости в сечении b ; ρ — плотность жидкости.

Скорость пассивного потока жидкости v_c выражена через потери давления при истечении перекачиваемой жидкости (дренажных утечек) через кольцевое сечение c :

$$v_c = \varphi_4 \sqrt{\frac{2(p_{dr} - p_c)}{\rho}}, \quad (7)$$

здесь $\varphi_4 = 0.92$ — коэффициент скорости, учитывающий потери энергии в конфузоре 3 [8]; p_c — давление жидкости в сечении c .

Скорость смеси жидкостей в горловине 4 (в сечении d):

$$v_d = \frac{Q_p v_b + Q_{dr} v_c}{Q_s} = \frac{v_b + uv_c}{1 + u}. \quad (8)$$

С помощью уравнения Бернулли для потока реальной жидкости получена зависимость параметров смеси активной и пассивной жидкостей на выходе из эжекторного насоса, из которой находим скорость потока смешанной жидкости в сечении d [6]:

$$v_d = \sqrt{v_f^2 + \frac{2(p_s - p_d)}{\rho \eta_{df}}}, \quad (9)$$

где $\eta_{df} = 0.75$ — коэффициент, учитывающий потери энергии в горловине и диффузоре [9].

Подставив выражения (6) и (7) в правую часть уравнения (8) и приравняв его правой части выражения (9), получим уравнение, связывающее коэффициент эжекции с параметрами потоков эжекторного насоса [6]:

$$u = \frac{\varphi_2 \sqrt{\frac{2(p_p - p_b)}{\rho}} - \sqrt{\frac{2(p_s - p_d)}{\rho \eta_{df}} + v_f^2}}{\sqrt{\frac{2(p_s - p_d)}{\rho \eta_{df}} + v_f^2} - \varphi_4 \sqrt{\frac{2(p_{dr} - p_c)}{\rho}}}. \quad (10)$$

Зная коэффициент эжекции, необходимый для обеспечения возврата дренажа, давление дренажа, давление на выходе из насоса и давление рабочего потока, а также задавшись давлением в сечениях b и c , из уравнения (10) можно определить давление в горловине. Далее по расходу смешанной жидкости и ее скорости, полученной по (9), предварительно определить диаметр горловины.

Эжектор в разработанной системе работает в условиях переменного давления рабочего потока. Для обеспечения заданных требований в конструкции эжекторного насоса предусмотрена регулирующая игла. Игла при перемещении изменяет площадь сечения сопла и меняет давление и скорость рабочей жидкости на выходе из него. Установка регулирующей иглы в рабочей линии эжекторного насоса показана на рис. 3.

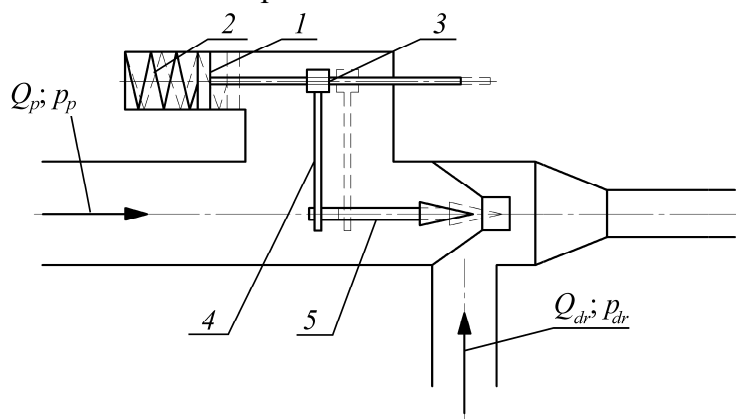


Рис. 3. Конструкция саморегулирующегося эжекторного насоса: 1 — поршень; 2 — пружина; 3 — кронштейн, 4 — тяга; 5 — регулировочная игла

Конструкция эжектора разработана таким образом, что при увеличении давления рабочего потока коэффициент эжекции остается неизменным. Под действием давления жидкости поршень перемещается влево или вправо, увеличивая или уменьшая площадь сечения сопла. В зависимости от требуемого коэффициента эжекции и параметров насоса поршень может располагаться в обратном, как показано на рис. 3, и в прямом направлении. При уменьшении давления рабочей жидкости возвратная пружина перемещает поршень и иглу в сторону исходного положения. Этот процесс повторяется во время всего цикла работы машины.

Для регулировки коэффициента эжекции в процессе износа гидромоторов и насосов и соответственно при увеличении дренажных утечек в эжекторе предусмотрена регулировка положения поршня и положения иглы относительно сопла. Геометрические параметры наконечника иглы, жесткость пружины и диаметр поршня рассчитываются исходя из диапазона давлений, расходов жидкости и других характеристик работы эжектора.

Уравнение нормальных безразмерных гидравлических характеристик эжекторных насосов, полученное с использованием теоремы импульсов, позволяет более точно определить наиболее важный параметр эжектора — отношение диаметра сопла к диаметру горловины [7]:

$$\frac{\Delta p_s}{\Delta p_p} = \varphi_1^2 \frac{d_b^2}{d_d^2} \left(2\varphi_2 + \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{\left(\frac{d_b}{d_d} \right)^2 u^2}{1 - \left(\frac{d_b}{d_d} \right)^2} - (2 - \varphi_3^2) \frac{d_b^2}{d_d^2} (1 + u)^2 \right), \quad (11)$$

где $\varphi_1 = 0.95$, $\varphi_3 = 0.9$ — коэффициенты скорости, полученные на основании экспериментальных исследований [5]; d_b — диаметр сопла эжектора; d_d — диаметр горловины эжектора; $\Delta p_s / \Delta p_p$ — безразмерный перепад абсолютных гидростатических давлений, рассчитываемый по формуле [7]:

$$\frac{\Delta p_s}{\Delta p_p} = \frac{p_s - p_{dr}}{p_p - p_{dr}}. \quad (12)$$

При известном коэффициенте эжекции u , неизменном значении диаметра горловины d_d и изменении давления активной жидкости p_p в заданном диапазоне проводится расчет диаметра сопла d_b по формуле (11). Затем выполняется уточненный расчет других геометрических параметров эжектора и геометрических характеристик регулировочной иглы.

Для практического применения важно знать, при каком минимальном коэффициенте подсоса u в эжекторном насосе возникает кавитация, поэтому необходимо определить значение коэффициента u_k .

Уравнение кавитационного коэффициента подсоса u_k [10]:

$$u_k = \frac{\varphi_4}{\varphi_1} \left(\frac{d_d^2}{d_b^2} - \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{p_{dr} - p_k}{p_p - p_{dr}}}} \right) \sqrt{\frac{p_{dr} - p_k}{p_p - p_k}}, \quad (13)$$

здесь $p_k = 0.002$ МПа — абсолютное давление, при котором возникает кавитация [10].

Для проверки возможности появления кавитации в эжекторе рассчитываются значения u и u_k при известном отношении d_d / d_b в выбранных диапазонах давлений работы эжектора и гидропередачи.

По представленному алгоритму в качестве примера проведен расчет ПГА и эжекторного насоса для гидропередачи со следующими параметрами: разница объемов поршневых и штоковых полостей $\Delta V_c = 0.000177$ м³, объем жидкости в системе $V_s = 0.0454$ м³, производительность насоса $Q_n = 0.000707$ м³/с, расход дренажных утечек $Q_{dr} = 0.0000354$ м³/с, диапазон температур работы гидропередачи от 20 до 60 °С, скорость потока во всасывающей линии $v_f = 2$ м/с.

Для обеспечения подпорного давления во всасывающей линии основного насоса не ниже 0.15 МПа принято начальное давление ПГА $p_1 = 0.25$ МПа, конечное давление $p_2 = 0.35$ МПа выбрано по рекомендации завода-изготовителя насоса и оно не должно превышать максимально допустимое давление во всасывающей линии 0.4 МПа.

Исходя из имеющихся данных, по (2) рассчитан объем температурных приращений жидкости в системе:

$$V_s' = 0.0454(1 + 0.00065(333 - 293)) - 0.00454 = 0.012 \text{ м}^3.$$

Далее по (3) определен начальный объем газовой полости ПГА:

$$V_1 = \frac{-0.35 \cdot 10^6 \cdot 0.000177 \cdot 293 - 0.35 \cdot 10^6 \cdot 0.0012 \cdot 293}{0.25 \cdot 10^6 \cdot 333 - 0.35 \cdot 10^6 \cdot 293} = 0.00732 \text{ м}^3.$$

По полученному значению вычислен конструктивный объем и выбран ПГА.

Для расчета эжекторного насоса необходимо определить коэффициент эжекции, обеспечивающий возврат дренажных утечек. В данной гидропередаче расход рабочего потока является разностью производительности насоса и расхода его дренажных утечек, поэтому по (4):

$$u = \frac{0.0000353}{0.0006716} = 0.052.$$

Зная минимальное давление рабочего потока $p_p = 0.25$ МПа и задавшись давлением дренажа $p_{dr} = 0,1$ МПа, не превышающим максимально допустимое для насоса, давлением на выходе из эжектора $p_s = 0.2$ МПа и приняв $p_b = p_c = 0.09$ МПа по (10), а также задаваясь последовательно величинами p_d , получено значение $p_d = 0.0955$ МПа.

Определив значение p_d , по (9) вычисляется скорость потока в горловине. Зная скорость потока и расход, определяется ее диаметр. Те же действия необходимо выполнить по выражению (6) для расчета диаметра сопла. После вычислений получены предварительные значения диаметров: $d_d = 0.007$ м, $d_b = 0.048$ мм.

При постоянном коэффициенте эжекции u и диаметре горловины d_d по выражению (12) проведен уточненный расчет диаметра сопла d_b при изменении давления рабочего потока p_p от 0.25 до 0.35 МПа. Результаты расчетов сведены в таблицу.

Зависимость диаметра сопла от давления рабочего потока

u	d_d , м	p_p , МПа	d_b , м
0.05	0.007	0.250	0.0067
0.05	0.007	0.275	0.0049
0.05	0.007	0.300	0.0044
0.05	0.007	0.325	0.0040
0.05	0.007	0.350	0.0038

Из данных таблицы видно, что при увеличении давления рабочего потока при постоянном коэффициенте эжекции диаметр сопла уменьшается. По полученным данным рассчитываются механизм перемещения поршня, его ход и геометрические характеристики регулировочной иглы.

После определения диаметров сопла и горловины необходимо провести проверку эжектора на возможность возникновения кавитации для всего диапазона соотношений диаметров горловины и сопла.

На рис. 4 в качестве примера показаны значения u и u_k , рассчитанные по приведенному алгоритму закрытой гидропередачи при изменении давлений p_p от 0.2 до 0.4 МПа, p_{dr} от 0.05 до 0.125 МПа, p_s от 0.125 до 0.2 МПа и при отношении $d_d/d_b = 1.46$ построены графики зависимостей $u = f(p_p, p_{dr}, p_s)$ и $u_k = f(p_p, p_{dr}, p_s)$.

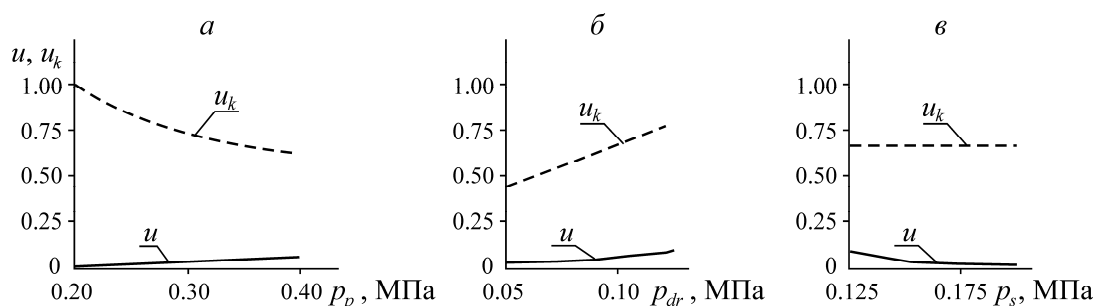


Рис. 4. Зависимости коэффициентов эжекции и эжекции кавитации от давлений в линиях насоса: при постоянных давлениях p_{dr} и p_s и переменном p_p (а); при постоянных давлениях p_s и p_p и переменном p_{dr} (б); при постоянных давлениях p_s и p_p и переменном p_{dr} (в)

При заданных характеристиках эжекторного насоса, используемого для возврата дренажных утечек в закрытой гидропередаче, при $d_a/d_b = 1.46$ коэффициент эжекции не достигает значений кавитации в диапазоне давлений, необходимых для поддержания избыточного давления в системе и стабильной работы закрытой гидропередачи.

Выбор параметров ПГА рассчитывается для конкретного типа машины и зависит от характеристик гидропередачи: расхода сливаемой жидкости, разности объемов поршневых и штоковых полостей гидроцилиндров (при их наличии), объемов температурных приращений, допустимого избыточного давления на входе в насос. Параметры эжекторного насоса зависят от выбранных параметров ПГА, максимального давления дренажа и его расхода.

ВЫВОДЫ

Обоснована актуальность вопроса исследования закрытой гидропередачи и разработана ее принципиальная схема, включающая ПГА для поддержания избыточного давления в сливной линии и эжекторный насос, возвращающий дренажные утечки в систему. Представлена конструкция эжектора, работающего в условиях переменного давления рабочего потока жидкости. Разработана методика и последовательность определения параметров ПГА и эжектора. Приведен пример расчета основных параметров ПГА и эжекторного насоса для физической модели закрытой гидропередачи. Определяющим геометрическим параметром эжектора является отношение диаметра горловины к диаметру сопла. Для применения эжектора в закрытой гидропередаче необходимо обеспечить изменяемое сечение сопла для поддержания требуемого коэффициента эжекции и заданного давления на выходе из насоса. Проведенное исследование подтверждает возможность применения представленной принципиальной гидравлической схемы закрытой гидропередачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Харазов А. М. Техническая диагностика гидроприводов машин. — М.: Машиностроение, 1979. — 58 с.
2. Бродский Г. С. Повышение надежности гидропривода — средство эффективного внедрения гидравлических экскаваторов на горных предприятиях СНГ // Горн. пром-сть. — 2002. — № 2. — С. 76–85.

- 3. Городилов Л. В., Вагин Д. В., Распутина Т. Б.** Разработка методики, алгоритма и программы выбора основных параметров гидроударных систем // ФТПРПИ. — 2017. — № 5. — С. 64–70.
- 4. Пат. 195330 РФ, МПК F15B 1/027** Гидравлическая передача / С. А. Базанов // Оpubл. в БИ. — 2020. — Бюл. № 3.
- 5. Альтшуль А. Д.** Примеры расчетов по гидравлике. — М.: Стройиздат, 1977. — 255 с.
- 6. Мокин Н. В.** Гидравлические и пневматические приводы. — Новосибирск: Изд-во СГУПС, 2004. — 354 с.
- 7. Соколов Е. Я., Зингер Н. М.** Струйные аппараты. — 3-е изд., перераб. — М.: Энергоатомиздат, 1989. — 352 с.
- 8. Поляков В. В., Скворцов Л. С.** Насосы и вентиляторы. — М.: Стройиздат 1990. — 336 с.
- 9. Аронс Г. А.** Струйные аппараты: Теория и расчет. — М.; Л., 1948. — 139 с.
- 10. Лямаев Б. Ф.** Гидроструйные насосы и установки. — Л.: Машиностроение, 1988. — 256 с.

Поступила в редакцию 01/II 2021

После доработки 03/VI 2021

Принята к публикации 30/VI 2021