

Обобщенная схема ОГМ. Основные рабочие параметры. Кинематические соотношения. Геометрический расход (производительность). Рабочий объем. Индикаторная диаграмма, индикаторная работа. Теоретический крутящий момент. Утечки. Гидравлические потери. Механические потери. Общий баланс потерь и КПД объёмных гидромашин

Объёмные машины состоят из той или иной формы рабочих камер (*пространство в цилиндре, впадина между зубьями шестерни, камера между пластинами, впадина между выступами винта и т.п.*) и вытеснителей (поршень, зуб шестерни, пластина, выступ винта), которыми принудительно изменяются объёмы камер (**объём рабочей камеры**):

- в *насосе* при рабочем ходе (цикле) при перемещении вытеснителя объём рабочей камеры **уменьшается** и заполнявшая его жидкость вытесняется;

- в *гидродвигателе* при рабочем ходе жидкость, поступающая в рабочую камеру, **увеличивает** её объём, вызывая перемещение вытеснителя (поршня, плунжера, других рабочих органов, ограничивающих объём рабочей камеры).

Рабочим объёмом (V_0 или q , м^3 (л, см^3)) называют **объём несжимаемой жидкости, подаваемой насосом или принимаемой гидродвигателем, при отсутствии утечек, за один оборот или один ход ведущего звена насоса или ведомого звена гидродвигателя.**

Рабочий объём является основным параметром объёмных машин, который приводится в технической литературе как главный.

Другими основными параметрами являются:

номинальная частота вращения, n , об/сек, с^{-1} ;

номинальная подача (расход) Q , $\text{м}^3/\text{сек}$;

номинальное давление на выходе (на входе), p , Па;

номинальная мощность, N , Вт;

крутящий момент (для моторов), M , Н м.

коэффициент неравномерности подачи, δ , %;

полный КПД, η , %;

гидромеханический КПД, η_m , %;

объёмный КПД, η_o , %;

Характеристика гидромашины — функциональная зависимость между её определёнными параметрами при неизменных других параметрах (в т.ч. вязкости и плотности жидкой среды). Характеристики могут быть представлены в графической, табличной или аналитической форме.

Обычно для насосов функциональные зависимости определяют от давления при постоянной частоте вращения $n=const$: расхода $Q=f(p)$; полезной мощности $N_n=f(p)$; объемного $\eta_o=f(p)$ и полного $\eta=f(p)$ КПД.

Для гидромоторов функциональные зависимости определяют:

При $\Delta p=const$: $n=f(Q)$; $Q=f(n)$; $M=f(n)$; $\eta_m=f(n)$; $\eta=f(n)$;

При $Q=const$: $n=f(\Delta p)$; $Q=f(n)$; $M=f(n)$;

Графическая зависимость изменения давления от времени или перемещения рабочего органа в замкнутом объеме, попеременно сообщаемом с входом и выходом насоса называется **индикаторной диаграммой насоса**.

На рис. 4.2.а изображена *индикаторная диаграмма* идеального одноцилиндрового поршневого насоса, в котором отсутствуют утечки и клапаны (распределитель) не имеют перекрытий (отсутствует запаздывание открытия и закрытия клапанов). Процесс всасывания такого насоса протекает по линии **ab**, а вытеснения - по линии **cd**. При условии отсутствия утечек и практической несжимаемости жидкости кривые повышения и снижения давления **bc** и

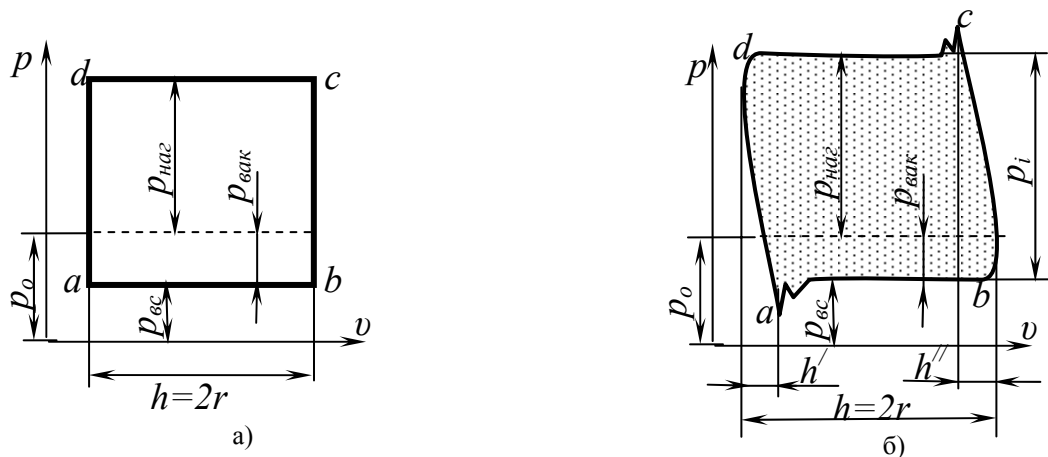


Рис. 4. 1.

da располагаются вертикально.

На рис. 4.2.б представлена диаграмма насоса, отражающая запаздывание срабатывания клапанов и инерционность жидкости в переходных процессах.

Площадь индикаторной диаграммы выражает работу, сообщаемую жидкости поршнем за один оборот вала. Поделив площадь на ход поршня $h=2r$, получим среднее индикаторное давление p_i , определяемое выражением

$$p_i = p_{\text{вс}} + p_{\text{наг}} \quad (4.1)$$

где $p_{\text{вс}} = p_0 - p_{\text{вс}}$ и $p_{\text{наг}}$ -соответственно среднее по индикаторной диаграмме значение разрежения (вакуума) в цилиндре насоса и давление нагнетания.

Мощность, передаваемая жидкости от приводного звена через поршень, называемая индикаторной мощностью, определится выражением

$$N_i = p_i S h n \quad (4.2)$$

где S - рабочая площадь поршня;

$h=2r$ - односторонний ход поршня;

p_i - индикаторное давление;

n - частота вращения вала (или возвратно-поступательного движения).

Частотой вращения n называется величина, равная числу *полных* оборотов за единицу времени. Под номинальной частотой вращения понимается наибольшая частота вращения, при которой гидромашина должна работать в течение заданного значения показателя долговечности с сохранением параметров в пределах заданных норм.

Номинальная частота вращения (об/мин) гидромотора :

$$n_{ном} = \frac{Q_{ном}}{V_o} \quad (4.3)$$

где $Q_{ном}$ - номинальный расход жидкости, м³/с;

Частота вращения вала гидромотора увеличивается прямо пропорционально расходу жидкости. При увеличении перепада давлений при постоянном расходе жидкости частота вращения уменьшается из-за увеличения объемных утечек (потерь).

Объемная подача насоса - отношение объема подаваемой рабочей жидкости ко времени. Различают теоретическую Q_m (идеальную, геометрическую), и фактическую Q_f (реальную, эффективную) подачи насоса (для гидромотора - теоретический и фактический расходы).

Теоретическая подача насоса или расход (м³/с) гидромотора

$$Q_m = V_o n \quad (4.4)$$

Номинальную подачу определяют при номинальных значениях частоты вращения, рабочего объема и давления на выходе (перепаде давлений).

Подача жидкости увеличивается прямо пропорционально частоте вращения вала насоса. С увеличением давления на выходе при постоянной частоте вращения подача насоса уменьшается. Это объясняется увеличением утечек рабочей жидкости.

Фактическая подача Q_f насоса меньше теоретической Q_m , на величину объемных потерь $Q_{ном}$:

$$Q_m = Q_f + Q_{ном} \quad (4.5)$$

Под **объемными потерями** в насосе понимается уменьшение фактической подачи насоса вследствие:

утечек и перетечек рабочей жидкости через зазоры в рабочих камерах (*из рабочей полости в нерабочую или в атмосферу*), ΔQ_1 ;

неполного заполнения рабочих камер и содержания воздуха в рабочей жидкости; сжатия рабочей жидкости, деформации деталей насоса, определяющих размер его рабочих камер (принято называть *условными утечками*), ΔQ_2

Подача у большинства насосов неравномерна. Коэффициент неравномерности подачи δ определяется как удвоенное отношение разности максимального Q_{max} и минимального Q_{min} значений подачи насоса к их сумме:

$$\delta = 2(Q_{max} - Q_{min}) / (Q_{max} + Q_{min}) \quad (4.6)$$

Неравномерность подачи насоса вызывает пульсацию давления, в результате которой возникает вибрация элементов конструкции насоса и гидропривода.

Под *полезной* мощностью *насоса* и *потребляемой* мощностью *гидромотора* понимается приращение гидравлической мощности потока рабочей жидкости в гидромашине

$$N_{\text{вых. насоса}} = N_{\text{вх. мотора}} = Q \Delta p, \text{ Вт} \quad (4.7)$$

где Q – подача (расход) гидромашин; Δp – приращение давления в гидромашине.

Полезная мощность насоса увеличивается прямо пропорционально увеличению давления.

Потребляемую номинальную мощность *насоса* и *эффективную* номинальную мощность *гидромотора* (на его валу) определяют по измеренным вращающему моменту M и частоте вращения n :

$$N_{\text{вх. насоса}} = N_{\text{вх. мотора}} = M \omega = M 2 \pi n, \text{ Вт} \quad (4.8)$$

где M - вращающий момент; ω - угловая скорость; n – частота вращения.

Теоретический *вращающий момент гидромотора*

$$M_{\text{теор}} = \frac{N_{\text{вх. мотора}}}{\omega} = \frac{Q \Delta p}{\omega} = \frac{V_o n \Delta p}{2 \pi n} = \frac{V_o \Delta p}{2 \pi}, \text{ (Н м)} \quad (4.9)$$

В гидромоторах направление вращающего момента, создаваемого давлением жидкости, совпадает с направлением вращения его вала и является моментом, совершающим полезную работу. В насосе вращающий момент, создаваемый давлением жидкости, направлен в сторону, противоположную вращению его вала. Этот момент преодолевается приводящим двигателем.

Преобразование энергии в объёмных гидромашинах связано с объёмными (объёмный η_o), механическими (механический η_m) и гидравлическими (гидравлический η_r) потерями. *КПД гидромашин* характеризует степень ее совершенства и показывает, какая часть суммарной подводимой энергии полезно используется в машине.

Полным КПД гидромашины называется отношение полезной мощности к потребляемой:

$$\eta = \frac{N_{\text{вых.насоса}}}{N_{\text{вх.насоса}}} = \frac{N_{\text{вых.мотора}}}{N_{\text{вх.мотора}}} = \frac{N_{\text{вых.}}}{N_{\text{вх.}}} \quad (4.10)$$

Подставляя в формулу (4.10) значения мощностей из формул (4.8) и (4.9), получаем:

$$\eta_{\text{насоса}} = \frac{Q\Delta p}{M\omega} \quad (4.11)$$

$$\eta_{\text{мотора}} = \frac{M\omega}{Q\Delta p} \quad (4.12)$$

Значения КПД современных поршневых насосов при номинальных режимах сравнительно высоки: $\eta = 0,86...0,89$. Зависимость КПД насоса от давления на выходе при постоянной частоте вращения приведена на рис. 4.1.

Зависимость КПД гидромотора от частоты вращения при постоянном давлении приведена на рис. 3.2, в.

Под **гидромеханическими потерями** (обычно их объединяют) в гидромашине понимается сумма гидравлических и механических потерь. Гидромеханические потери уменьшают *эффективный* вращающий момент гидромотора и *полезную* мощность насоса по сравнению с теоретическими параметрами, вследствие возникновения сил трения при преодолении рабочей жидкостью местных гидравлических сопротивлений и сил трения между подвижными деталями и жидкостью.

Отличие насоса от гидромотора, с этой точки зрения, заключается в том, что для определения механических потерь в насосе теоретическую мощность вычитают из мощности на валу насоса, а в моторе мощность на выходном валу вычитают из теоретической его мощности.

Гидромеханический КПД гидромашин рассчитывают при испытании:

$$\eta_{\text{м.насоса}} = \frac{N_{\text{теор.насоса}}}{N_{\text{вх.насоса}}} = \frac{V_o \Delta p}{M_{\text{изм.насоса}} 2\pi} \quad (4.13) \quad \eta_{\text{м.мотора}} = \frac{M_{\text{изм.мотора}}}{M_{\text{теор.мотора}}} = \frac{2\pi M_{\text{изм.мотора}}}{V_o \Delta p} \quad (4.14)$$

где – $M_{\text{изм}}$ - измеренный вращающий момент.

Зависимость гидромеханического КПД от частоты вращения приведена на рис. 3,2, г.

Потери **подачи** насоса характеризуются **объёмным КПД** η_o , под которым понимается отношение фактической подачи насоса, измеренной при определенных значениях давления на выходе, вязкости рабочей жидкости и прочих параметрах, влияющих на объемные потери, к его теоретической подаче:

$$\eta_o = \frac{Q_{\phi}}{Q_m} \quad (4.15)$$

С увеличением давления на выходе при постоянной частоте вращения объёмный КПД насоса уменьшается. Для поршневых насосов, применяемых в гидроприводах $\eta_o = 0,96...0,98$.

При приемо-сдаточных испытаниях допускается рассчитывать объёмный КПД насоса по формуле

$$\eta_o = \frac{Q_{ном}}{Q_o} \quad (4.16)$$

где $Q_{ном}$ - измеренная подача насоса при номинальном давлении на выходе насоса;

Q_o - измеренная подача насоса при минимально возможном давлении на выходе насоса (при режиме холостого хода) (значения подачи насоса должны быть обязательно приведены к одинаковой частоте вращения).

Объёмные потери (утечки жидкости) гидромотора соответственно уменьшают число оборотов по сравнению с расчетным, поэтому **объёмный КПД гидромотора** представляет собой отношение теоретического объема жидкости $Q_{т.мотора} = V_o n$, подводимого к его рабочим элементам в единицу времени к фактически подаваемому объёму $Q_{ф.мотора}$:

$$\eta_{о.мотора} = \frac{Q_{т.мотора}}{Q_{ф.мотора}} \quad (4.17)$$

Принимая во внимание, что

$$Q_{т.мотора} = Q_{ф.мотора} - \Delta Q_{мотора} \quad (4.18)$$

где $\Delta Q_{мотора}$ - объёмные потери в гидромоторе, можно написать

$$\eta_{о.мотора} = 1 - \frac{\Delta Q_{мотора}}{Q_{ф.мотора}} \quad (4.19)$$

Объёмные потери (утечки жидкости) в гидромоторе отличаются от утечек в насосе тем, что потери, обусловленные недозаполнением жидкостью рабочих камер, в моторе практически отсутствуют.

Полный КПД гидромашины представляет собой произведение гидравлического, механического и объёмного КПД

$$\eta = \eta_z \eta_m \eta_o = \frac{\Delta p}{p_i} \frac{N_i}{N_{вх}} \frac{Q_{ф}}{Q_t} = \frac{N_{вых}}{N_{вх}} \quad (4.20)$$

На рис.4.3, а) и б) приведены принципиальные графики зависимости производительности насоса от числа оборотов n и перепада давления Δp для случаев отсутствия условных утечек и такой жесткости конструкций насоса, при которой зазоры при повышении давления не изменяются.

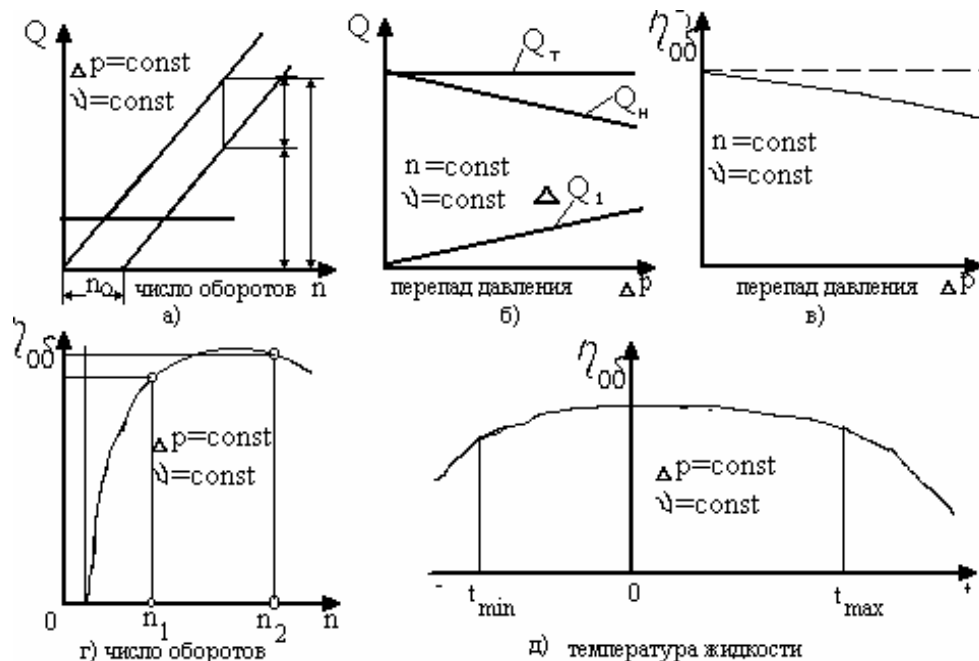


Рис.4.3. Объёмные характеристики насоса

При повышении перепада давления фактическая производительность такого насоса Q_n понижается практически линейно. В соответствии с этим линейной будет также зависимость от Δp величины утечек жидкости ΔQ , обусловленных перепадом давления. С другой стороны, так как зазоры при изменении оборотов практически постоянны и, кроме того, скорость течения жидкости через зазоры (скорость утечек жидкости) значительно больше скорости скользящих пар, образующих рабочие зазоры, величина утечек жидкости через зазоры ΔQ_1 почти не зависит от числа оборотов насосов (см. рис.4.3, а). При числах оборотов, меньших n_0 насос не будет развивать требуемого перепада давления.

При повышении числа оборотов вала насоса пропорционально увеличивается количество жидкости, проходящей через подводящие каналы и узел распределения, а следовательно, соответственно увеличивается сопротивление (потери напора). Очевидно, при постоянном давлении жидкости на входе в насос может быть достигнуто такое критическое число оборотов, при котором в насос не будет поступать при данном давлении на входе требуемое для заполнения рабочих камер количество жидкости и при дальнейшем повышении числа оборотов производительность насоса не будет повышаться или будет даже снижаться. При числах оборотов выше некоторого критического значения насос работает в кавитационном режиме (в режиме голодания).

Изменение объёмного КПД насоса практически находится в прямой зависимости от перепада давления (см.рис.4.3. в). Поскольку теоретическая производительность насоса при бескавитационном режиме всасывания прямо пропорциональна числу его оборотов [см. выражение (4.1)], а абсолютная величина утечек жидкости при принятых условиях зависит лишь от перепада давления жидкости и практически не зависит от числа оборотов насоса,

объемный к. п. д., насоса с увеличением числа оборотов в некоторых пределах, в которых соблюдается бескавитационный режим работы, повышается (рис. 4.3, г).

Однако подобное повышение объемного КПД и производительности насоса будет происходить лишь до определенных значений оборотов, при которых утечки, обусловленные недозаполнением рабочих камер насоса, отсутствуют или столь малы, что ощутимо не изменяют производительности насоса. При более высоких числах оборотов условные утечки станут превалировать над основными, и поскольку с увеличением числа оборотов они относительно возрастают, то объемный к. п. д при этом понижается. Понижение объемного КПД, наблюдаемое при повышении оборотов обусловлено объемными потерями на всасывании (кавитацией). До оборотов n_1 , величина КПД. определяется утечками через зазор в результате перепада давления. Очевидно, оптимальным диапазоном чисел оборотов в этом случае является диапазон от n_1 до n_2 .

Обратимость- пригодность машины для работы как в качестве насоса, так и гидромотора. Поскольку ГМ - устройство, преобразующее механическую энергию в гидравлическую и *наоборот*, то теоретически ГМ обратимы. но из за конструктивного исполнения это не всегда так: К необратимым относятся ГМ с самодействующими распределительными клапанами, а так же автоматические насосы переменной подачи (когда сигнал давления на выходе управляет подачей). В большинстве же случаев объёмные насосы и гидромоторы бесклапанного действия являются обратимыми машинами, что позволяет применять без какой либо доработки или ремонта в качестве насоса и мотора одну и ту же машину.

Одной из характеристик насоса является **вакуумметрическая высота всасывания**, определяемая как высота всасывания, при которой обеспечивается работа насоса без изменения основных технических показателей и вычисляется в общем случае по выражению (существенно зависит от вредного пространства):

$$H_{\text{вс}} = \frac{p_0}{\rho g} - \left(\frac{p_{\text{вх}} + \rho \frac{u_{\text{вх}}^2}{2}}{\rho g} \right)$$

где p_0 - давление окружающей среды;

$p_{\text{вх}}$ - давление на входе в насос;

ρ -плотность жидкой среды;

$u_{\text{вх}}$ - скорость жидкой среды на входе в насос;

g -ускорение падения