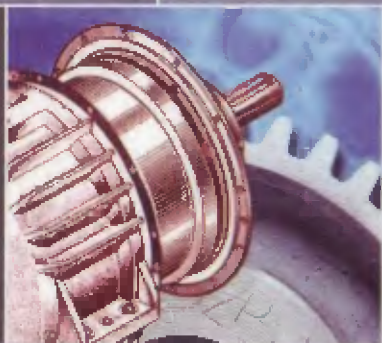


Высшее профессиональное образование

ГИДРАВЛИКА, ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПНЕВМОПРИВОД

Учебное пособие



Транспорт

30
14/6

ГИДРАВЛИКА, ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПНЕВМОПРИВОД

Под редакцией С. П. СТЕСИНА

Допущено

Учебно-методическим объединением по образованию в области транспортных машин и транспортно-технологических комплексов в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальностям направления подготовки дипломированных специалистов «Эксплуатация наземного транспорта и транспортного оборудования»

6941

УДК 556.556(075.8)

ББК 30.123я73

Г464

Авторы:

Т. В. Артемьева, Т. М. Лысенко, А. Н. Румянцева, С. П. Стесин

Рецензенты:

зав. кафедрой «Системы приводов» Московского государственного
технологического университета «СТАНКИН»,

д-р техн. наук, проф. *О. Н. Трифонов;*

зам. генерального директора по научной работе ФГУП ГНЦ РФ «НАМИ»,

д-р техн. наук, проф. *Ю. К. Есеновский-Лашков*

Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: Учеб.
Г464 пособие для студ. высш. учеб. заведений / Т. В. Артемьева,
Т. М. Лысенко, А. Н. Румянцева, С. П. Стесин; Под ред.
С. П. Стесина. — М.: Издательский центр «Академия»,
2005. — 336 с.

ISBN 5-7695-2003-5

Изложены основы механики жидкости и газа, приведены примеры,
использования ее основных законов в практических расчетах.

Представлены основные сведения о гидравлических машинах, гид-
родинамических передачах, объемном гидравлическом и пневматичес-
ком приводах, применяемых в автомобильном транспорте и других само-
ходных транспортных средствах.

Для студентов вузов. Может быть полезно специалистам.

УДК 556.556(075.8)

ББК 30.123я73

*Оригинал-макет данного издания является собственностью
Издательского центра «Академия», и его воспроизведение любым способом
без согласия правообладателя запрещается*

© Артемьева Т. В., Лысенко Т. М., Румянцева А. Н.,
Стесин С. П., 2005

© Образовательно-издательский центр «Академия», 2005

© Оформление. Издательский центр «Академия», 2005

ISBN 5-7695-2003-5

ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящем учебном пособии кратко изложены основные положения теории классической гидромеханики и примеры технического использования жидкости и газа в широко распространенных конструкциях гидравлических и пневматических насосов, двигателей, приводов различных самоходных машин, станков, летательных аппаратов, других машин и механизмов.

Изложение материала соответствует программе общего курса «Гидравлика, гидромашины и гидропневмоприводы», предусмотренного учебными планами в высших учебных заведениях автотранспортного профиля.

Главы 1, 2, 4 (подразд. 4.1, 4.5, 4.6), 5, 6, 8 написаны А. Н. Румянцевой, главы 3, 4 (подразд. 4.2—4.4) — Т. В. Артемьевой, главы 9—11 — С. П. Стесиним, главы 12, 13 — Т. М. Лысенко.

Авторы выражают глубокую благодарность участвующим в обсуждении рукописи учебного пособия коллегам по кафедре «Гидравлика» Московского автомобильно-дорожного института (Государственного технического университета), в том числе В. И. Алтунину за написание главы 7.

ЖИДКОСТЬ И ЕЕ ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА

1.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЖИДКОСТИ

В зависимости от сопротивления деформирующим силам все тела можно разделить на твердые и жидкие. С точки зрения физики все тела делятся на твердые, жидкие и газообразные. Жидкости — промежуточная фаза между твердым телом и газообразным. При низкой температуре и малом удельном объеме жидкости имеют свойства, близкие к свойствам твердых тел, а при высокой температуре и большом удельном объеме — свойства, близкие к свойствам газов.

Жидкость — это физическое тело, обладающее текучестью. Под текучестью понимается легкая подвижность частиц, т. е. способность неограниченно деформироваться и приходить в движение под действием незначительных сил.

Благодаря текучести жидкости практически без усилий приобретают форму, предоставленную пространством, и в состоянии равновесия не воспринимают касательных напряжений.

Жидкости оказывают сопротивление сдвигу в прямой зависимости от скорости деформации сдвига и сжатию, растяжению практически не сопротивляются за исключением случаев при особых условиях, например при всестороннем отрицательном давлении или при попытке оторвать поршень от жидкости в цилиндре.

Однако в практических условиях жидкости, считающиеся технически чистыми, содержат мельчайшие примеси и растворенный воздух, поэтому оказываются не способными выдерживать даже незначительные растягивающие напряжения [15].

С точки зрения механических свойств различают малосжимаемые (капельные) жидкости, которые незначительно изменяют свой объем при изменении температуры и давления, и сжимаемые (газообразные). С позиции механики жидкости разница между ними не существенна, если можно пренебречь сжимаемостью газов, а именно когда малы перепады температур и давлений, а скорости движения менее 70 м/с. В этих случаях законы, полученные для капельных жидкостей, часто могут быть справедливыми и для газов.

С позиции физики разница между этими видами жидкости значительна. Капельные жидкости имеют вполне определенный объем и поэтому заполняют лишь ту часть пространства, которая равна

их объему, и может образовывать граничную свободную поверхность, а при незначительных объемах способны сохранять свою форму в виде капли.

Газы же занимают все предоставленное им пространство и могут значительно изменить свой объем при изменении температуры и давления.

Жидкости, как и любое физическое тело, состоят из молекул. Однако для упрощения изучения жидкостей в механике жидкости их молекулярное строение и молекулярные движения не рассматриваются. Принимается гипотеза сплошности жидкой среды, согласно которой считается, что в жидкости нет разрывов и пустот, и учитываются только средние характеристики молекулярного движения, например температура и давление. Другими словами, жидкость заменяется моделью, позволяющей изучать движения, вызванные только внешними силами.

С математической точки зрения гипотеза сплошности среды означает, что любая функция, характеризующая состояние жидкости, непрерывна и дифференцируема и позволяет рассматривать механические характеристики жидкостей функциями координат в пространстве и времени.

В механике жидкости под термином «жидкая частица» понимается малый объем сплошной среды, деформируемый при движении, масса которого не смешивается с окружающей средой и к которому применимы все законы механики. При этом рассматриваемая масса жидкости представляет собой совокупность непрерывно распределенных по объему жидких частиц [7].

1.2. ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТИ

Плотность жидкости. Согласно гипотезе сплошности среды масса жидкости распределяется в объеме выделенного пространства непрерывно и в общем случае неравномерно. Плотность ρ распределения массы по объему, или плотность среды, — это предел отношения массы рассматриваемого элемента среды к его объему, который стремится к размерам точки:

$$\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta V}, \quad (1.1)$$

где Δm — масса, находящаяся в малом объеме ΔV , в котором находится рассматриваемая точка.

Для однородной среды плотность представляет собой массу, заключенную в единице объема:

$$\rho = m/V,$$

где m — масса однородной среды в объеме V .

Единицей измерения плотности в системе СИ является $\text{кг}/\text{м}^3$, в технической системе — $\text{кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$.

Удельный вес. Для однородной среды удельный вес γ — это вес единицы ее объема:

$$\gamma = G/V,$$

где G — вес однородной среды в объеме V .

Единицей измерения удельного веса в системе СИ является $\text{Н}/\text{м}^3$, в технической системе — $\text{кгс}/\text{м}^3$, $\text{тс}/\text{м}^3$.

У воды при температуре 4°C плотность $\rho = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$, удельный вес $\gamma = 9810 \text{ Н}/\text{м}^3$.

Связь между удельным весом и плотностью выражается зависимостью

$$\gamma = \rho g,$$

где g — ускорение свободного падения.

Из этой зависимости следует, что удельный вес зависит от гравитационного поля и, строго говоря, не может являться характеристикой среды. Однако в технике при расчетах принимают величину g постоянной и равной $9,81 \text{ м}/\text{с}^2$, поэтому пользуются понятием удельного веса.

Сжимаемость. Свойство изменять свой объем обратимым образом под действием всестороннего внешнего давления называется сжимаемостью и характеризуется коэффициентом объемного сжатия β_p , который представляет собой относительное увеличение объема, приходящееся на единицу изменения давления p :

$$\beta_p = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dp}, \quad (1.2)$$

где V — первоначальный объем жидкости; dV — изменение объема жидкости при увеличении давления на величину dp .

Коэффициент объемного сжатия в системе СИ измеряется в $\text{м}^2/\text{Н}$ ($1/\text{Па}$), в технической системе — в $\text{см}^2/\text{кгс}$, $\text{м}^2/\text{кгс}$.

Знак «-» в формуле (1.2) обусловлен тем, что положительному приращению давления соответствует отрицательное приращение (т. е. уменьшение) объема жидкости.

Изменение плотности при изменении давления можно выразить приближенной формулой [2], полученной из выражений (1.1) и (1.2):

$$\rho \approx \frac{\rho_1}{1 - \beta_p \Delta p}, \quad (1.3)$$

где ρ и ρ_1 — плотность жидкости соответственно при давлении p и p_1 ; Δp — перепад давлений $\Delta p = p - p_1$.

Для капельных жидкостей коэффициент β_p — величина, обратная модулю упругости K :

$$\beta_p = 1/K.$$

Коэффициент объемного сжатия капельных жидкостей меняется незначительно при изменении температуры и давления.

Для воды при температуре 20°C и атмосферном давлении $K = 2 \cdot 10^9$ Па, $\beta_p = 0,5 \cdot 10^{-9}$ 1/Па, для минеральных масел при тех же условиях $K \approx 1,2 \cdot 10^9$ Па, а $\beta_p \approx 0,83 \cdot 10^{-9}$ 1/Па [5].

Как следует из формулы (1.3), при повышении давления воды до 40 МПа ее плотность повышается лишь на 2 %, а масел — на 3 %, поэтому сжимаемость капельных жидкостей следует учитывать только при очень высоких давлениях и упругих колебаниях. В большинстве случаев сжимаемость капельных жидкостей можно пренебречь и считать их плотность не зависящей от давления [5].

Коэффициент объемного сжатия газов значительно больше, чем у капельных жидкостей, и определяется соотношением (1.2) и уравнением состояния для заданного процесса сжатия.

Для идеальных газов, к которым можно отнести воздух, уравнение состояния при относительно невысоких значениях температуры и давления выражается уравнением Клапейрона — Менделеева

$$\frac{p}{\rho} = RT, \quad (1.4)$$

где R — удельная газовая постоянная, Дж/(кг · К); T — абсолютная температура, К.

Из уравнений (1.2) и (1.4) получается, что для изотермического процесса, т. е. при $T = \text{const}$, коэффициент объемного сжатия для идеальных газов

$$\beta_p = 1/p,$$

что свидетельствует о высокой сжимаемости газов.

Температурное расширение. Объем капельных жидкостей и газов меняется в зависимости от температуры и, как правило, увеличивается с ее повышением. Исключение составляет вода, плотность которой возрастает при повышении температуры от 0 до 4°C и достигает наибольшего значения при 4°C . При дальнейшем увеличении температуры ее плотность уменьшается. Такое характерное свойство воды объясняется особенностями ее молекулярного строения.

Расширение жидкости при изменении температуры характеризуется коэффициентом температурного расширения β_t , 1/ $^\circ\text{C}$, выражающим относительное увеличение объема жидкости при увеличении температуры на 1°C и постоянном давлении:

$$\beta_t = \frac{1}{V} \frac{dV}{dt},$$

где V — первоначальный объем жидкости; dV — изменение объема жидкости при повышении температуры на dt .

Изменение плотности жидкости с повышением температуры можно определить по приближенной формуле [5]

$$\rho \approx \frac{\rho_1}{1 + \beta_t \Delta t},$$

где ρ и ρ_1 — плотность жидкости при температуре t и t_1 соответственно; Δt — изменение температуры, равное $t - t_1$.

Для капельных жидкостей значение коэффициента температурного расширения мало. Однако в ряде случаев при больших перепадах температуры изменение плотности жидкости приходится учитывать [5].

Исходя из уравнения состояния (1.4), для адиабатического процесса, т.е. при $p = \text{const}$, коэффициент температурного расширения газов

$$\beta_t = 1/t.$$

Вязкость. Свойство жидкости оказывать сопротивление перемещению одной ее части относительно другой называется вязкостью. Между слоями жидкости действуют касательные силы внутреннего трения: слой, движущийся быстрее, увлекает за собой слой, движущийся медленнее, а тот в свою очередь тормозит первый. Другими словами, вязкость — это свойство, обуславливающее возникновение в жидкости при ее движении касательных напряжений. Вязкость характеризует степень текучести, являясь понятием, противоположным ей.

В результате действия сил трения механическая энергия жидкости при движении переходит в тепловую.

Согласно закону вязкостного трения Ньютона касательное напряжение τ в жидкости описывается зависимостью

$$\tau = \pm \mu \frac{du}{dy}, \quad (1.5)$$

где μ — коэффициент динамической вязкости (динамическая вязкость); $\frac{du}{dy}$ — поперечный градиент скорости; du — скорость смещения слоев жидкости относительно друг друга; dy — расстояние между слоями соседних слоев жидкости.

Знак «+» или «-» выбирается в зависимости от знака градиента скорости таким образом, чтобы напряжение было положительным.

В системе СИ единицей динамической вязкости является $\text{Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2$ ($\text{Па} \cdot \text{с}$), в технической системе — $\text{кгс} \cdot \text{с} / \text{м}^2$, в системе СГС за единицу динамической вязкости принят пуаз ($1 \text{ П} = 1 \text{ дин} \cdot \text{с} / \text{см}^2$).

Наряду с коэффициентом динамической вязкости используется кинематический коэффициент вязкости (кинематическая вязкость), определяемый соотношением

$$\nu = \mu / \rho. \quad (1.6)$$

Единицей измерения кинематической вязкости является в системе СИ и технической $\text{м}^2 / \text{с}$, в системе СГС — стокс ($1 \text{ Ст} = 1 \text{ см}^2 / \text{с}$).

Вязкость жидкостей существенно зависит от температуры. У капельных жидкостей при повышении температуры вязкость уменьшается, у газов — увеличивается, что можно объяснить молекулярной теорией.

В капельных жидкостях колебания молекул происходят относительно их среднего положения. С повышением температуры скорость колебаний возрастает, что вызывает ослабление межмолекулярных связей, облегчает смещение частиц и, как следствие, приводит к увеличению текучести и уменьшению вязкости.

Вязкость газов обусловлена тепловым движением молекул, скорость которого при нагревании возрастает, следовательно, увеличивается и вязкость.

Влияние температуры на вязкость капельных жидкостей можно определить по формуле [5]

$$\mu = \mu_1 e^{-\beta(t-t_1)},$$

где μ и μ_1 — вязкость жидкости при температуре t и t_1 соответственно; β — коэффициент, для масел $\beta = 0,02 \dots 0,03$.

Зависимость вязкости от давления для большинства капельных жидкостей оценивается формулой [5]

$$\mu = \mu_1 e^{\alpha(p-p_1)}, \quad (1.7)$$

где μ и μ_1 — вязкость жидкости при давлении p и p_1 соответственно; α — коэффициент, для масел α равен от 0,02 (при высокой температуре) до 0,03 (при низкой температуре).

Из формулы (1.7) следует, что с увеличением давления вязкость капельных жидкостей увеличивается. Однако существенное изменение вязкости происходит при относительно больших изменениях давления.

Коэффициент динамической вязкости для газов зависит от давления только для разреженных газов при низких давлениях и газов, близких к сжижению. В этих случаях с повышением давления вязкость увеличивается.

Для облегчения решения задач используют понятие идеальной жидкости. Идеальная жидкость — это несжимаемая, не расширя-

ющаяся с увеличением температуры жидкость, обладающая текучестью и лишенная вязкости. Идеальную жидкость называют также невязкой.

Поверхностное натяжение. У молекул, находящихся внутри объема покоящейся жидкости, силы притяжения взаимно уравниваются, а у молекул, расположенных на границе жидкости и газа (воздуха), т. е. в поверхностном слое, система молекулярных сил оказывается неуравновешенной из-за отсутствия притяжения со стороны молекул воздуха. Поэтому появляется сила, направленная внутрь объема жидкости, называемая силой молекулярного давления. Таким образом, молекулы поверхностного слоя находятся в особом напряженном состоянии, характеризуемом силами поверхностного натяжения, которые стягивают поверхность, стремятся ее сократить. Вследствие сил поверхностного натяжения объем жидкости, на который не действуют никакие силы кроме молекулярных, принимает сферическую форму.

Сила поверхностного натяжения характеризуется коэффициентом поверхностного натяжения σ , который представляет собой силу, действующую по касательной к поверхности жидкости и приходящуюся на единицу длины линии раздела соседних частей поверхности.

Единицей измерения σ в системе СИ является Н/м, в технической — кгс/м, в СГС — дин/см.

Молекулярное давление зависит от кривизны поверхности раздела жидкой и газообразной среды (свободной поверхности). Однако эта зависимость проявляется лишь в малых объемах, например в трубках малого диаметра. Особо тонкие трубки называют капиллярами. Кривизна свободной поверхности в таких трубках определяется типом поверхности трубки. У смачиваемых поверхностей силы сцепления между молекулами твердой поверхности и молекулами жидкости выше молекулярных сил взаимодействия внутри жидкости, а у несмачиваемых — меньше. В месте соприкосновения частиц жидкости свободной поверхности со смачиваемой твердой стенкой они подтягиваются вверх, и в трубке образуется вогнутая поверхность — вогнутый мениск. В случае несмачиваемой поверхности в трубке устанавливается выпуклый мениск.

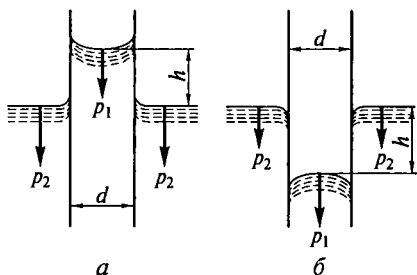


Рис. 1.1. Изменение уровня жидкости в капиллярах:

а — смачиваемая поверхность капилляра; *б* — несмачиваемая поверхность капилляра; p_1 — молекулярное давление на поверхности в трубке; p_2 — молекулярное давление на поверхности в резервуаре; d — диаметр капилляра; h — высота изменения уровня жидкости в капилляре

Вогнутая поверхность уменьшает молекулярное давление, а выпуклая увеличивает. В первом случае возникает перепад давлений $\Delta p = p_2 - p_1$, под воздействием которого жидкость в трубке поднимается на высоту h и уравнивается весом столба поднятой жидкости (рис. 1.1, *а*). В случае несмачиваемой поверхности под действием перепада давлений $\Delta p = p_1 - p_2$ жидкость в трубке опускается (рис. 1.1, *б*) [16].

Высота поднятия воды в стеклянной капиллярной трубке при температуре 20 °С определяется по формуле [16]

$$h \approx 30/d,$$

где d — диаметр трубки, мм.

Для ртути величина опускания в такой же трубке [16]

$$h \approx 10/d.$$

Растворимость. Свойство газов образовывать с капельными жидкостями растворы (растворимость) характеризуется коэффициентом растворимости k , который представляет собой отношение объема растворенного газа V_r , соответствующего атмосферному давлению и температуре 0 °С, к объему жидкости $V_{ж}$:

$$k = V_r/V_{ж}.$$

Объем газа, растворенного в капельной жидкости до ее полного насыщения, определяется выражением

$$V_r = kV_{ж}p_2/p_1, \quad (1.8)$$

где $V_{ж}$ — объем жидкости; p_1 и p_2 — соответственно начальное и конечное давление на поверхности раздела жидкости и газа.

Коэффициент растворимости зависит от свойств жидкости и газа. Например, в смесях минеральных масел, применяемых в гидросистемах, коэффициенты растворимости воздуха и азота соответственно равны 0,1 и 0,12.

Растворимость воздуха в масле до насыщения обратно пропорциональна плотности масла. Так, коэффициент растворимости при температуре 20 °С у масла АМГ-10, имеющего плотность 834 кг/м³, равен 0,104, а у индустриального масла И-12 с плотностью 901 кг/м³ этот коэффициент равен 0,076 [4].

Растворимость воздуха в масле прямо пропорциональна температуре.

Количество растворенного газа, как следует из выражения (1.8), зависит от давления. Например, при повышении абсолютного давления с 7,09 до 10,9 МПа объем растворенного воздуха в масле увеличивается на 50 %, а при снижении абсолютного давления с 83 до 3 кПа (т.е. увеличении вакуума с 15,2 до 95,4 кПа) при комнатной температуре коэффициент выделения воздуха из масла АМГ-10 возрастает с 1,4 до 9,1 %.

Выделяющийся из масла воздух увеличивает содержание нерастворенного воздуха в рабочей жидкости гидросистем, что способствует окислению масла, снижает производительность насосов, а при низких давлениях повышает упругость рабочей среды и поэтому не позволяет пренебрегать ее сжимаемостью.

Испарение. Процесс парообразования, происходящий со свободной поверхности жидкости, называется испарением (это переход молекул жидкости в пар). Если жидкость, имеющая свободную поверхность, длительное время находится в закрытом резервуаре, то с течением времени число молекул жидкости, переходящих в пар, может сравняться с числом молекул, возвратившихся в жидкость. Пар в этом случае станет насыщенным. Установившееся в нем давление называется давлением, или упругостью, насыщенного пара $p_{н.п.}$. Таким образом, упругость насыщенного пара — это установившееся при данной температуре давление пара, находящегося в равновесии с жидкостью.

Чем выше давление насыщенного пара при данной температуре, тем больше испаряемость жидкости. С увеличением температуры повышается упругость насыщенного пара. Упругость насыщенного пара легких масел, применяемых в гидросистемах, с повышением температуры с 20 до 60 °С возрастает с 98,1 до 1962 Па, т. е. увеличивается в 20 раз.

Если внешнее давление станет равным давлению насыщенного пара, жидкость закипит. Соответствующая этому процессу температура называется температурой кипения.

Каждому значению температуры соответствует давление, при котором жидкость закипает. Следует иметь в виду, что при низком давлении температура кипения жидкости низкая.

Кавитация. Явление, возникающее в движущейся жидкости при понижении давления до упругости насыщенного пара и температуре окружающей среды, называется кавитацией. Кавитация сопровождается образованием парогазовых пузырьков, которые, перемещаясь с потоком жидкости в область с более высоким давлением, захлопываются, излучая при этом ударную волну. Захлопывание пузырьков вблизи границ течения может вызвать разрушение твердых поверхностей.

Кавитация может возникнуть при низких давлениях в трубопроводах, насосах — везде, где поток жидкости подвергается поворотам, сужениям с последующим расширением (клапаны, дроссели и т. п.).

Как правило, кавитация является нежелательным явлением, и ее не следует допускать в гидросистемах, поскольку при кавитации может возникнуть эрозия поверхностей, разрушение элементов гидромашин и гидросистем, увеличение сопротивления трубопроводов, резкое снижение коэффициента полезного действия гидромашин.

Кипение и кавитация нарушают сплошность жидкости и ограничивают область применения законов, основанных на представлении сплошности жидкой среды.

Облитерация. Заращивание узких щелей и зазоров вследствие адсорбции (отложения) полярноактивных молекул жидкости на их стенках называется облитерацией. Образующийся у стенок слой жидкости приобретает свойства квазитвердого тела, вязкость которого отличается по величине от вязкости жидкости. В результате часть граничного слоя прилипает к поверхности щели. Толщина этого слоя для масел равна 4...5 мкм, что может существенно уменьшить поперечное сечение щелевых каналов и зазоров или даже полностью их зарастить.

2.1. ПОНЯТИЕ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ

Силы, действующие в жидкости. Различают два типа внешних сил, действующих на элемент жидкости — массовые (объемные) и поверхностные.

Массовые силы пропорциональны массе или объему жидкости, и для них справедлива зависимость

$$\Delta G = j\Delta m,$$

где j — ускорение, сообщаемое массовой силой; Δm — масса элемента жидкости, которая для однородной жидкости пропорциональна его объему ΔV :

$$\Delta m = \rho\Delta V,$$

где ρ — плотность, одинаковая в данном объеме жидкости.

К массовым силам относятся гравитационные силы, магнитные силы и силы инерции.

При равномерном распределении по поверхности поверхностные силы пропорциональны площади поверхности, по которой они действуют. К поверхностным силам относятся силы давления и трения. Плотность распределяемых поверхностных сил называется напряжением.

Гидростатическое давление. Состояние жидкости, при котором она неподвижна относительно Земли, называется абсолютным покоем жидкости. Состояние, при котором частицы жидкости неподвижны относительно друг друга и стенок сосуда, в котором жидкость перемещается относительно Земли, называется относительным покоем жидкости.

Рассмотрим некоторый объем жидкости, находящийся в равновесии под действием сил, распределенных по его поверхности. Рассечем его произвольной плоскостью на две части и будем рассматривать только нижнюю часть. Чтобы нижняя часть сохранила равновесие, приложим к ней силу, действующую на площадку ΔS в точке A и заменяющую действие верхней части на нижнюю (рис. 2.1). Приложенная сила будет нормальной и сжимающей, по-

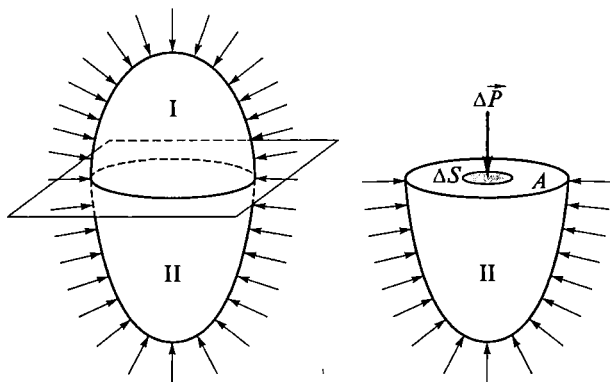


Рис. 2.1. Схема к определению сжимающего напряжения в жидкости: I — верхняя часть объема жидкости; II — нижняя часть объема жидкости; $\Delta \vec{P}$ — сила, действующая на площадку ΔS в точке A и заменяющая действие верхней части объема жидкости на нижнюю

скольку в состоянии покоя в обычных условиях, как это было выяснено в гл. 1, жидкость не воспринимает растягивающих и касательных усилий. Предел отношения величины этой силы к площадке, на которую она действует, если эта площадка стремится к размерам точки, будет равен сжимающему напряжению:

$$\bar{p} = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta \vec{P}}{\Delta S},$$

где $\Delta \vec{P}$ — нормальная сжимающая сила, т. е. сила давления жидкости, приходящаяся на площадку ΔS , содержащую рассматриваемую точку.

Напряжение имеет числовое значение и может быть представлено в виде произведения его числового значения на единичный вектор (орт):

$$\bar{p} = p \vec{e},$$

где p — числовое значение напряжения; \vec{e} — орт.

Размерная величина, определяющая значение сжимающего напряжения в точке покоящейся жидкости, называется гидростатическим давлением в точке.

Свойства гидростатического давления. *Первое свойство* гидростатического давления: давление действует по внутренней нормали к площадке действия, поскольку определяет числовое значение напряжения сжатия в данной точке.

Второе свойство гидростатического давления: величина давления в данной точке не зависит от ориентации в пространстве площадки, на которую оно действует.

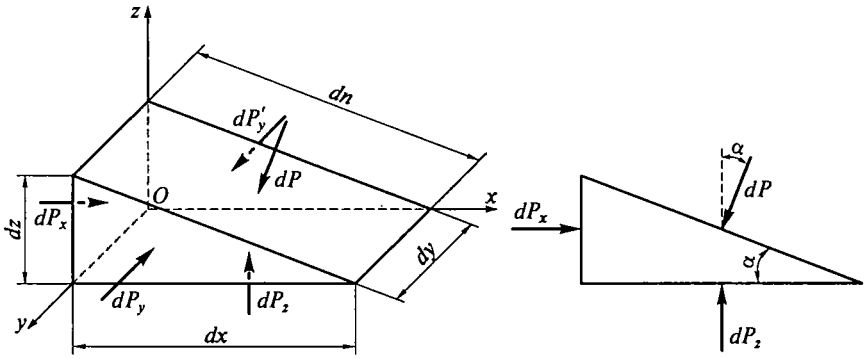


Рис. 2.2. Силы гидростатического давления, действующие на элементарную призму:

dx, dy, dz, dn — размеры сторон призмы; $dP_x, dP_y, dP_z, dP_y', dP$ — силы гидростатического давления на грани призмы; α — угол между двумя гранями призмы

Для доказательства этого свойства вырежем из жидкости элементарную призму с бесконечно малыми сторонами dx, dy, dz, dn , площади граней которой соответственно равны $dS_{xy} = dx dy, dS_{yz} = dy dz, dS_{xz} = (1/2) dx dz, dS_n = dy dn$ (рис. 2.2), и запишем для нее условия равновесия.

На грани призмы действуют силы гидростатического давления:

$$\begin{aligned} dP_x &= p_x dS_{yz}; & dP_y &= -(1/2) p_y dS_{xz}; & dP_y' &= (1/2) p_y dS_{xz}; \\ dP_z &= p_z dS_{xy}; & dP &= p dS_n, \end{aligned}$$

где p_x, p_y, p_z, p — давление в центрах тяжести соответствующих граней призмы.

Кроме того, призма находится под действием массовой силы

$$dG = j \rho dV,$$

где j — ускорение, сообщаемое массовой силой; ρ — плотность жидкости; dV — объем призмы:

$$dV = \frac{1}{2} dx dy dz.$$

Спроектировав силы на оси координат x и z и учитывая, что сумма сил dP_y и dP_y' в проекции на эти оси равна нулю и массовой силой как величиной более высокого порядка малости можно пренебречь, получаем

$$\begin{aligned} p dS_n \sin \alpha &= p_x dS_{yz}; \\ p dS_n \cos \alpha &= p_z dS_{xy}. \end{aligned} \tag{2.1}$$

Поскольку $dS_{yz} = dS_n \sin \alpha$, $dS_{xy} = dS_n \cos \alpha$, то из уравнений (2.1) следует $p_x = p$; $p_z = p$:

$$p_x = p_z = p,$$

что и требовалось доказать.

Таким образом, величина гидростатического давления в данной точке одинакова по всем направлениям.

Третье свойство гидростатического давления: гидростатическое давление в точке зависит от ее координат в пространстве, т. е.

$$p = f(x, y, z).$$

2.2. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ГИДРОСТАТИКИ

Система дифференциальных уравнений гидростатики (уравнения Л. Эйлера) имеет следующий вид:

$$\begin{cases} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0; \\ Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = 0; \\ Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = 0, \end{cases} \quad (2.2)$$

где X, Y, Z — проекции ускорения j , сообщаемого массовой силой, на оси координат x, y, z ; ρ — плотность жидкости; p — гидростатическое давление.

Для практического применения вместо системы уравнений удобнее получить одно эквивалентное им уравнение, не содержащее частных производных.

Умножив каждое из этих уравнений соответственно на dx, dy, dz и сложив получившееся, будем иметь

$$Xdx + Ydy + Zdz - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) = 0. \quad (2.3)$$

Поскольку гидростатическое давление p зависит только от трех независимых переменных координат x, y, z , выражение в скобках представляет собой полный дифференциал функции $p = f(x, y, z)$:

$$dp = \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz.$$

Уравнение (2.3) запишем в виде

$$Xdx + Ydy + Zdz - \frac{dp}{\rho} = 0. \quad (2.4)$$

Уравнение (2.4) называется основным дифференциальным уравнением гидростатики.

Поверхность равного давления называют *поверхностью уровня*. Поскольку для этой поверхности $p = \text{const}$, следовательно $dp = 0$, уравнение (2.4) будет иметь вид

$$Xdx + Ydy + Zdz = 0. \quad (2.5)$$

Рассмотрим равновесие жидкости в поле силы тяжести.

Пусть жидкость находится в закрытом сосуде в состоянии абсолютного покоя под действием силы тяжести и давления p_0 на свободной поверхности (рис. 2.3). *Свободная поверхность* — это поверхность уровня, являющаяся границей жидкой и газообразной среды.

Рассмотрим объем жидкости в виде прямоугольного параллелепипеда. Систему координат совместим с тремя гранями параллелепипеда, координатные оси направим по его ребрам.

Поскольку на жидкость действует только сила тяжести, проекции единичной массовой силы на оси x и y будут равны нулю, а на ось z ускорению свободного падения, т. е. $X = 0$; $Y = 0$; $Z = -g$.

Подставив эти значения в уравнение (2.4), получим

$$-gdz - dp/\rho = 0. \quad (2.6)$$

После преобразования и интегрирования уравнения (2.6) в случае однородной жидкости ($\rho = \text{const}$), имеем

$$z + p/(\rho g) = C. \quad (2.7)$$

Уравнение (2.7) называют основным уравнением гидростатики.

Постоянную интегрирования C определяем из граничных условий $z = z_0$, $p = p_0$.

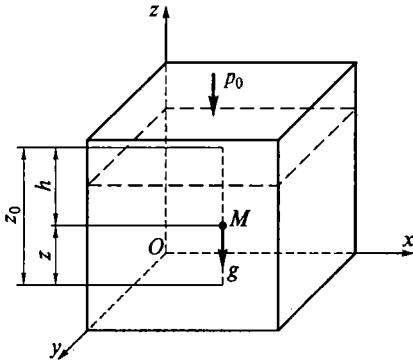


Рис. 2.3. Схема для вывода основного уравнения гидростатики:

M — произвольная точка; h — глубина погружения точки M ; z — координата точки M ; p_0 — давление на свободной поверхности; z_0 — координата свободной поверхности; g — ускорение свободного падения

Следовательно:

$$C = z_0 + p_0/(\rho g)$$

и уравнение (2.7) принимает вид

$$z + p/(\rho g) = z_0 + p_0/(\rho g),$$

откуда

$$p = p_0 + \rho g(z_0 - z). \quad (2.8)$$

Для произвольной точки M с координатой z (см. рис. 2.3) глубина ее погружения под уровень

$$h = z_0 - z.$$

На основании зависимости (2.8) можно написать уравнение

$$p = p_0 + \rho gh, \quad (2.9)$$

которое представляет собой другую форму основного уравнения гидростатики.

Основное уравнение гидростатики является математическим выражением основного закона гидростатики: величина давления жидкости в точке прямо пропорциональна вертикальной координате, т. е. глубине погружения точки под уровень.

Из формулы (2.9) следует, что полное гидростатическое давление в данной точке покоящейся жидкости равно сумме внешнего давления p_0 и веса столба жидкости ρgh высотой h , равной глубине погружения точки под уровень, и площадью основания, равной единице. Внешнее давление p_0 может быть давлением на свободной поверхности жидкости или давлением, создаваемым поршнем или другой внешней силой.

Дифференциальное уравнение поверхности уровня (2.5) в поле сил тяжести преобразуется в уравнение

$$-gdz = 0. \quad (2.10)$$

После интегрирования и преобразования уравнения (2.10) получаем

$$gz = C$$

или

$$z = C/g = C_1,$$

откуда следует, что для однородной жидкости, находящейся в состоянии абсолютного покоя под действием силы тяжести, поверхности уровня являются горизонтальными поверхностями.

2.3. АБСОЛЮТНОЕ И ИЗБЫТОЧНОЕ ДАВЛЕНИЕ. ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКАЯ И ВАКУУММЕТРИЧЕСКАЯ ВЫСОТА

Давление, отсчитываемое от абсолютного нуля, называется абсолютным и обозначается $p_{абс}$. Абсолютный нуль давления соответствует отсутствию сжимающих напряжений.

Разность между абсолютным давлением $p_{абс}$ и атмосферным p_a называют избыточным:

$$p_{изб} = p_{абс} - p_a.$$

Если $p_{абс} > p_a$, то избыточное давление $p_{изб}$ положительно, показывает избыток давления над атмосферным и его называют манометрическим $p_{ман}$. Если $p_{абс} < p_a$, то избыточное давление отрицательно, показывает недостаток до атмосферного давления и его называют вакуумметрическим:

$$p_{вак} = p_a - p_{абс};$$

$$p_{вак} = -p_{изб}.$$

Максимальный вакуум возможен, если абсолютное давление станет равным давлению насыщенного пара, т. е. $p_{абс} = p_{н.п.}$ Отсюда

$$p_{вак\max} = p_a - p_{н.п.}$$

Если пренебречь давлением насыщенного пара $p_{н.п.}$, то

$$p_{вак\max} = p_a.$$

Единицей измерения давления в системе СИ является Па ($1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$, $10^3 \text{ Па} = 1 \text{ кПа}$; $10^6 \text{ Па} = 1 \text{ МПа}$), в технической — техническая атмосфера ($1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 10^4 \text{ кгс/м}^2 = 10 \text{ тс/м}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па} = 98,1 \text{ кПа} = 98,1 \cdot 10^{-3} \text{ МПа}$).

При решении задач принимается атмосферное давление равным $1 \text{ ат} = 98,1 \text{ кПа}$.

Рассмотрим резервуар с жидкостью, находящейся в состоянии абсолютного покоя с абсолютным давлением на свободной поверхности $p_0 > p_a$ (рис. 2.4). Подсоединим к резервуару на уровне точки A (на глубине h_1) стеклянную трубку, открытую в атмосферу. Поскольку давление на свободной поверхности в резервуаре $p_0 > p_a$, а на свободной поверхности в трубке давление атмосферное, жидкость в трубке поднимется на высоту $h > h_1$.

Абсолютное давление в точке A по основному закону гидростатики (2.9)

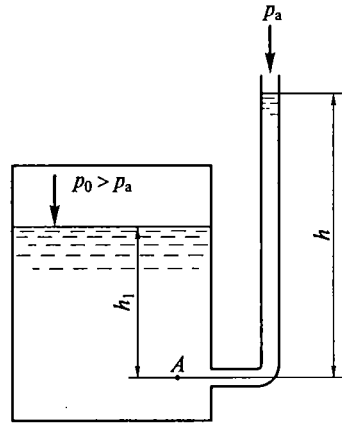
$$p_{абс} = p_0 + \rho g h_1,$$

или

$$p_{абс} = p_a + \rho g h,$$

Рис. 2.4. Схема пьезометра, измеряющего манометрическое давление:

p_a — атмосферное давление; p_0 — абсолютное давление на свободной поверхности в резервуаре; h_1 — глубина погружения точки A ; h — высота подъема жидкости в пьезометре



поскольку в рассматриваемом случае поверхности уровня горизонтальны.

Избыточное давление в точке A

$$p_{\text{изб}} = p_{\text{абс}} - p_a = p_a + \rho gh - p_a = \rho gh > 0.$$

Значит, $p_{\text{изб}} = p_{\text{ман}}$, откуда следует, что

$$h = (p_{\text{абс}} - p_a) / (\rho g) = p_{\text{ман}} / (\rho g).$$

Высота h , называемая *манометрической*, или *пьезометрической*, *высотой*, является мерой манометрического давления. Стеклоанная трубка, открытая с одного конца, а вторым присоединенная к резервуару, представляет собой простейший прибор для измерения давления — пьезометр.

Пользуясь пьезометром, по высоте подъема в нем жидкости известной плотности можно определить величину давления в точке, к которой он подсоединен. Чтобы уменьшить ошибку в величине измеряемого давления за счет капиллярного поднятия жидкости в пьезометре, его внутренний диаметр должен быть не менее 10 мм.

Рассмотрим случай, когда абсолютное давление на свободной поверхности в резервуаре будет меньше атмосферного ($p_0 < p_a$) (рис. 2.5). Тогда уровень в пьезометре опустится относительно свободной поверхности на величину $h_{\text{вак}}$, которая называется *вакуумметрической высотой*.

Запишем уравнение для поверхности уровня, совпадающей со свободной поверхностью в пьезометре:

$$p_{\text{абс}} = p_0 + \rho gh_{\text{вак}},$$

где $p_{\text{абс}}$ — абсолютное давление на поверхности уровня 2; $h_{\text{вак}}$ — величина, на которую опустился уровень в пьезометре.

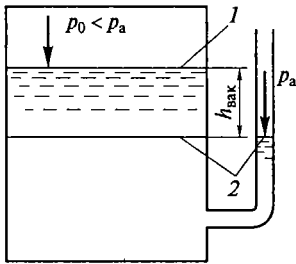


Рис. 2.5. Схема пьезометра, измеряющего вакуумметрическое давление на свободной поверхности в резервуаре:

1 — свободная поверхность; 2 — поверхность уровня; p_a — атмосферное давление; p_0 — абсолютное давление на свободной поверхности в резервуаре; $h_{\text{вак}}$ — величина снижения уровня в пьезометре

Избыточное давление на свободной поверхности в рассматриваемом резервуаре будет отрицательным, т. е. вакуумметрическим:

$$p_{\text{изб}} = p_0 - p_a = -\rho g h_{\text{вак}} < 0. \quad (2.11)$$

Из выражения (2.11) получаем

$$h_{\text{вак}} = (p_a - p_0)/(\rho g) = p_{\text{вак}}/(\rho g).$$

Видно, что вакуумметрическая высота является мерой вакуумметрического давления.

Пьезометр может применяться для измерения манометрического и вакуумметрического давления.

2.4. ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКИЙ НАПОР

По основному уравнению гидростатики (2.7) определяют *гидростатический напор*:

$$H = z + p/(\rho g). \quad (2.12)$$

Если давление равно избыточному ($p = p_{\text{изб}}$), величину

$$H_p = z + p_{\text{изб}}/(\rho g) \quad (2.13)$$

называют *пьезометрическим напором*, а произвольную горизонтальную плоскость, относительно которой записывают выражения (2.12) и (2.13), — *плоскостью сравнения*.

Согласно уравнению (2.7) напоры H и H_p являются постоянными для всех точек данной покоящейся жидкости относительно произвольно выбранной плоскости сравнения. На этом основании уровни в пьезометрах, подключенных к разным точкам рассматриваемого объема жидкости, установятся в одной горизонтальной плоскости П — П, называемой пьезометрической (рис. 2.6).

Пьезометрический напор в данном случае

$$H_p = z_1 + p_{\text{изб}1}/(\rho g) = z_2 + p_{\text{изб}2}/(\rho g) = \text{const},$$

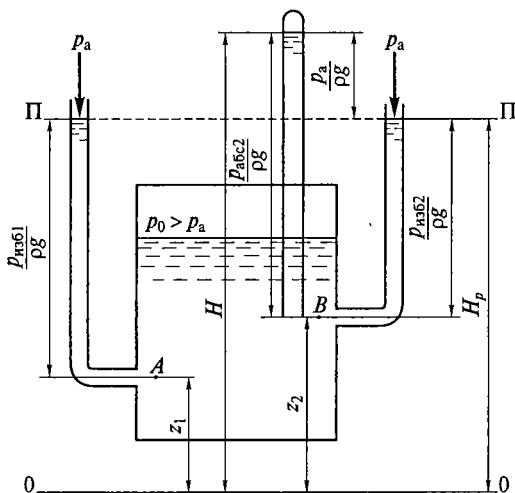


Рис. 2.6. Схема к определению гидростатического и пьезометрического напора:

0—0 — плоскость сравнения; П—П — пьезометрическая плоскость; z_1 и z_2 — координаты точек A и B относительно плоскости сравнения 0—0; $p_{абс2}/(\rho g)$ — высота подъема жидкости в закрытой трубке относительно точки B ; $p_{изб1}/(\rho g)$, $p_{изб2}/(\rho g)$ — пьезометрическая высота для точек A и B соответственно; H — гидростатический напор; H_p — пьезометрический напор; остальные обозначения см. на рис. 2.5

где z_1 и z_2 — координаты точек A и B относительно плоскости сравнения 0—0; $p_{изб1}/(\rho g)$ и $p_{изб2}/(\rho g)$ — пьезометрическая высота для точек A и B соответственно.

Пьезометрический напор H_p — это сумма геометрической высоты z точки относительно произвольно выбранной плоскости сравнения и пьезометрической высоты, является постоянной величиной для любой точки данной покоящейся жидкости относительно плоскости сравнения.

Если в сосуд (см. рис. 2.6) опустить до точки B закрытую сверху трубку, давление в которой равно нулю, то жидкость поднимается в ней на высоту

$$p_{абс2}/(\rho g) = p_a/(\rho g) + p_{изб2}/(\rho g),$$

где $p_{абс2}$ — абсолютное давление в точке B , равное $p_a + p_{изб2}$.
Величина

$$H = z_2 + \frac{p_{абс2}}{\rho g}$$

будет являться гидростатическим напором.

Пьезометрический (гидростатический) напор, т.е. основное уравнение гидростатики, имеет энергетический смысл.

Рассмотрим объем жидкости массой δm , сосредоточенный в окрестности точки A (см. рис. 2.6). В момент присоединения пьезометра к точке A рассматриваемый объем жидкости под действием гидростатического давления в этой точке поднимется в пьезометре на высоту $p_{изб1}/(\rho g)$. Потенциальная энергия этой массы относительно плоскости сравнения $0-0$, т.е. работа, которую может совершить объем жидкости массой δm при свободном падении, будет определяться высотой положения z_1 и пьезометрической высотой $p_{изб1}/(\rho g)$:

$$E_{п} = \delta m g (z_1 + p_{изб1})/(\rho g).$$

Удельная потенциальная энергия

$$E_{п.уд} = \frac{E_{п}}{\delta m g} = (z_1 + p_{изб1})/(\rho g) = H_p.$$

Таким образом, с энергетической точки зрения пьезометрический напор представляет собой удельную потенциальную энергию, состоящую из удельной энергии положения z и удельной энергии давления $p/(\rho g)$, и является постоянной величиной для любой точки данной жидкости относительно выбранной плоскости сравнения, т.е.

$$H_p = z + p/(\rho g) = \text{const.}$$

2.5. ЭПЮРЫ ДАВЛЕНИЯ

Диаграммы распределения давления жидкости по поверхности называют эпюрами давления, построение которых основано на свойствах гидростатического давления.

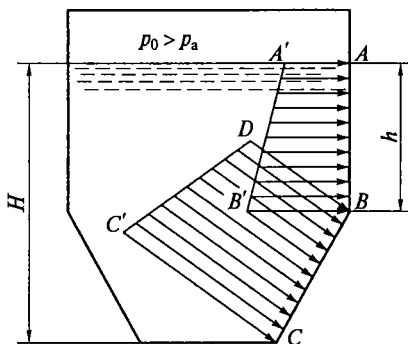
Рассмотрим построение эпюр давления на стенки AB и BC резервуара с жидкостью (рис. 2.7). Стенки резервуара имеют прямоугольное очертание. На свободной поверхности абсолютное давление p_0 больше атмосферного p_a .

Учитывая, что давление прямо пропорционально глубине погружения, достаточно определить давление в точках A , B и C . На стенки резервуара с внутренней стороны действует давление на свободной поверхности p_0 и давление жидкости, с внешней — атмосферное давление p_a . Результирующее давление в каждой точке равно абсолютному давлению p , определяемому по основному уравнению гидростатики (2.9), за вычетом атмосферного давления p_a , т.е. избыточному:

$$p_{изб} = p - p_a.$$

Рис. 2.7. Эпюры давления:

$A'ABB'$, $DBCC'$ — эпюры давления; h , H — глубина погружения точек B и C соответственно; остальные обозначения см. на рис. 2.5



Таким образом, чтобы построить эпюры давления следует определить избыточное давление в характерных точках.

В точке A с внутренней стороны резервуара действует только давление p_0 , которое по условию больше атмосферного, поэтому избыточное давление в этой точке

$$p_{избA} = p_0 - p_a > 0.$$

В точках B и C избыточное давление определяется по формулам

$$p_{избB} = p_0 + \rho gh - p_a;$$

$$p_{избC} = p_0 + \rho gH - p_a.$$

Согласно первому свойству гидростатического давления действует по внутренней нормали к площадке действия, поэтому от соответствующих точек перпендикулярно стенкам откладываем в выбранном масштабе рассчитанные значения избыточного давления:

$$p_{избA} = |AA'|; p_{избB} = |BB'| = |BD|; p_{избC} = |CC'|.$$

2.6. ЗАКОН ПАСКАЛЯ

Основное уравнение гидростатики является аналитическим выражением закона Паскаля.

Запишем основное уравнение гидростатики (2.7) для двух точек A и B покоящейся жидкости (см. рис. 2.6):

$$z_1 + p_1/(\rho g) = z_2 + p_2/(\rho g). \quad (2.14)$$

Если в точке A давление изменится на величину Δp , то давление в точке B , как следует из уравнения (2.14), должно измениться на ту же величину Δp , т.е.

$$z_1 + (p_1 + \Delta p)/(\rho g) = z_2 + (p_2 + \Delta p)/(\rho g).$$

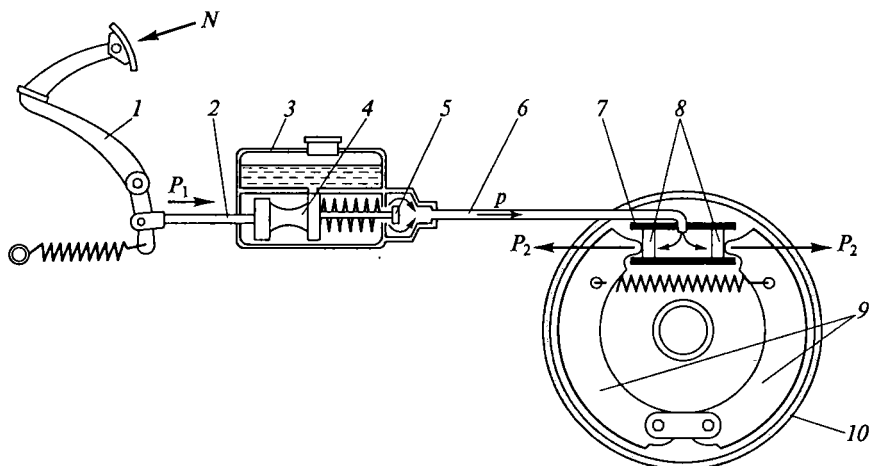


Рис. 2.8. Схема гидравлической тормозной системы задних колес автомобиля:

1 — ножная педаль; 2 — толкатель; 3 — главный тормозной цилиндр; 4 — поршень; 5 — клапан; 6 — трубопровод; 7 — колесный тормозной цилиндр; 8 — поршни; 9 — тормозные колодки; 10 — тормозной барабан; N — сила, приложенная к педали 1; p — давление в системе; P_1 — сила, действующая на поршень 4; P_2 — сила, создаваемая поршнями 8

В случае изменения внешнего давления p_0 на величину Δp_0 давление во всех точках жидкости, находящейся в равновесии, изменится согласно уравнению (2.9) на ту же величину Δp_0 :

$$p_1 = p_0 + \Delta p_0 + \rho gh.$$

Закон Паскаля можно сформулировать следующим образом: любое изменение давления в какой-либо точке покоящейся жидкости, не нарушающее ее равновесие, передается в остальные ее точки без изменения. Закон Паскаля указывает на способность жидкости передавать усилие на расстояние, что широко используется в технике. На законе Паскаля основана работа гидравлических домкратов, прессов, мультипликаторов, тормозов, объемного гидропривода, систем гидропневмоавтоматики и т. п.

Приведем пример использования закона Паскаля.

На рис. 2.8 представлена схема гидравлической тормозной системы задних колес автомобиля.

Сила, приложенная к педали 1, передается через толкатель 2 поршню 4 главного тормозного цилиндра 3, в котором создается давление

$$p = \frac{P_1}{\pi d_1^2 / 4},$$

где P_1 — сила, действующая на поршень 4; d_1 — диаметр поршня 4.

Вытесняемая жидкость поступает по трубопроводу 6 к колесному тормозному цилиндру 7 и действует на поршни 8, которые развивают силу

$$P_2 = p\pi d_2^2 / 4,$$

где p — давление, создаваемое в главном тормозном цилиндре; d_2 — диаметр поршней 8.

Поршни 8, перемещаясь, прижимают колодки 9 к тормозному барабану 10, осуществляя торможение колеса.

2.7. ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ ПОКОЙ ЖИДКОСТИ

Рассмотрим жидкость, находящуюся в резервуаре, который движется равноускоренно с горизонтальным ускорением a (рис. 2.9). Выберем систему координат с началом в точке пересечения свободной поверхности жидкости с передней стенкой резервуара. Давление на свободной поверхности p_0 . Рассмотрим произвольную точку K , в которой сосредоточен объем жидкости единичной массы, находящейся под действием силы тяжести $G = g$ и силы инерции от горизонтального перемещения $F = a$. Ускорение от действия массовых сил

$$\vec{j} = \vec{g} + \vec{a}.$$

Проекция ускорения \vec{j} на соответствующие оси составляют

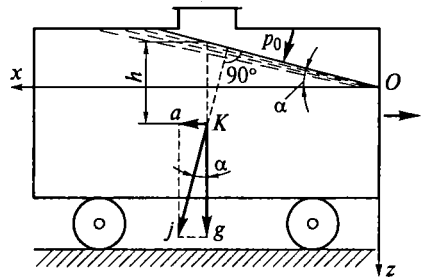
$$X = a; Y = 0; Z = g.$$

Для рассматриваемого объема жидкости дифференциальное уравнение равновесия (2.4) имеет следующий вид:

$$adx + gdz - dp/\rho = 0.$$

Рис. 2.9. Схема к определению давления жидкости в резервуаре при прямолинейном равноускоренном движении:

a — ускорение перемещения резервуара; g — ускорение свободного падения; j — суммарное ускорение; h — глубина погружения произвольной точки K ; p_0 — давление на свободной поверхности; α — угол наклона поверхности уровня к горизонту



После интегрирования получаем

$$ax + gz - p/\rho = C.$$

Используя граничные условия

$$x = 0; z = 0; p = p_0,$$

определяем

$$C = -p_0/\rho.$$

Тогда

$$ax + gz - p/\rho = -p_0/(\rho g).$$

Давление в любой точке жидкости в рассматриваемом случае

$$p = p_0 + \rho g (ax/g + z),$$

где $a/g = \operatorname{tg} \alpha$.

Видим, что давление является функцией координат точки:

$$p = f(x, z).$$

Обозначив

$$h = x \operatorname{tg} \alpha + z,$$

получим основное уравнение гидростатики

$$p = p_0 + \rho gh,$$

где h — глубина погружения точки K под уровень (см. рис. 2.9).

Для поверхности уровня $dp = 0$, и уравнение (2.4) записывается в виде

$$adx + gdz = 0.$$

После интегрирования получаем

$$ax + gz = C. \tag{2.15}$$

При $x = 0$ и $z = 0$ $C = 0$, и уравнение (2.15) принимает вид

$$ax + gz = 0$$

или

$$z = -ax/g,$$

откуда следует, что поверхность уровня, в том числе свободная поверхность, есть плоскость, наклоненная к горизонту под углом

$$\alpha = \arctg (-a/g),$$

а равнодействующая массовых сил перпендикулярна поверхности уровня.

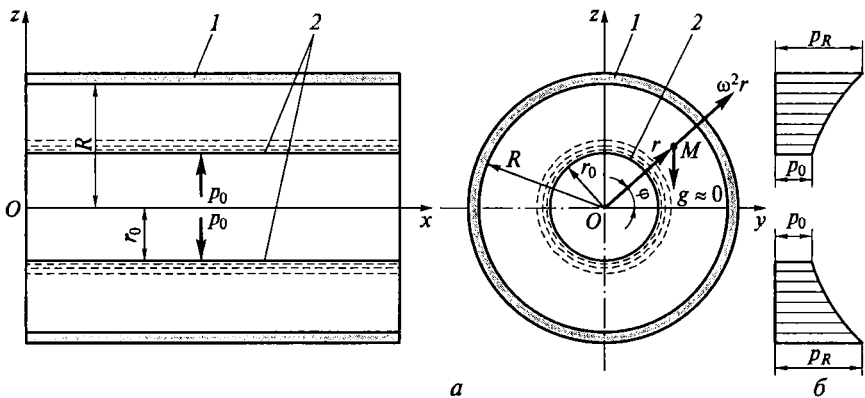


Рис. 2.10. Вращение цилиндра с жидкостью вокруг горизонтальной оси с постоянной угловой скоростью:

a — схема к определению давления жидкости на стенки цилиндра: 1 — цилиндр; 2 — свободная поверхность; r_0 — радиус свободной поверхности; r — радиус произвольной точки M ; R — внутренний радиус цилиндра; φ — угол между направлением радиуса r и координатной плоскостью xOy ; ω — угловая скорость цилиндра; b — эпюры давления: p_R — давление на стенку цилиндра; остальные обозначения см. на рис. 2.9

Определим, чему равно давление и какой вид имеет поверхность уровня при вращении цилиндра с жидкостью вокруг горизонтальной оси с постоянной угловой скоростью ω . Рассмотрим случай, когда ускорение силы тяжести пренебрежимо мало по сравнению с центробежным ускорением. Давление на свободной поверхности жидкости p_0 ; внутренний радиус цилиндра R ; радиус свободной поверхности r_0 .

Рассмотрим произвольную точку M на расстоянии r от оси цилиндра (рис. 2.10), в которой сосредоточен объем жидкости единичной массы, находящейся под действием центробежной силы и силы тяжести $G = g$, которая пренебрежимо мала по сравнению с центробежной силой.

Центробежная сила

$$F = v^2/r, \quad (2.16)$$

где v — окружная скорость:

$$v = \omega r; \quad (2.17)$$

ω — угловая скорость вращения; r — радиус точки M .

Из формул (2.16) и (2.17) следует, что центробежная сила

$$F = \omega^2 r.$$

Проекция ускорения, сообщаемого массовой силой, на координатные оси составляют

$$X = 0; Y = \omega^2 r \cos \varphi; Z = \omega^2 r \sin \varphi,$$

где φ — угол между направлением радиуса r и координатной плоскостью xOy .

Учитывая, что

$$y = r \cos \varphi; z = r \sin \varphi,$$

получаем

$$Y = \omega^2 y; Z = \omega^2 z.$$

Для рассматриваемого случая уравнение равновесия (2.4) преобразуется в уравнение

$$\omega^2 y dy + \omega^2 z dz - dp/\rho = 0. \quad (2.18)$$

Интегрируя уравнение (2.18) и учитывая, что

$$r^2 = y^2 + z^2, \quad (2.19)$$

будем иметь

$$\omega^2 r^2/2 - p/\rho = C.$$

Используя граничные условия $r = r_0; p = p_0$, определяем постоянную интегрирования

$$C = \omega^2 r_0^2/2 - p_0/\rho$$

и получаем

$$\omega^2 r^2/2 - p/\rho = \omega^2 r_0^2/2 - p_0/\rho$$

или

$$p = p_0 + \rho \omega^2 (r^2 - r_0^2)/2. \quad (2.20)$$

Из уравнения (2.20) видно, что давление в жидкости изменяется по параболическому закону и зависит от координат рассматриваемой точки.

Давление на стенку цилиндра определяется по формуле

$$p_R = p_0 + \rho \omega^2 (R^2 - r_0^2)/2. \quad (2.21)$$

На рис. 2.10, б показано распределение давления в жидкости.

Для поверхности уровня в дифференциальной форме уравнение равновесия имеет вид

$$\omega^2 y dy + \omega^2 z dz = 0. \quad (2.22)$$

Интегрируя уравнение (2.22) и используя выражение (2.19), получаем уравнение для поверхности уровня

$$\omega^2 r^2 / 2 = C,$$

из которого следует, что поверхности уровня — это цилиндрические поверхности.

Уравнение (2.21) позволяет определить осевую нагрузку на рабочее колесо консольного центробежного насоса, схема которого изображена на рис. 2.11. Видно, что осевая нагрузка возникает в основном из-за асимметричности рабочего колеса [4].

Положим, что в пространстве 3 между рабочим колесом 2 и отводом 4 жидкость вращается как твердое тело с угловой скоростью ω и в пространстве 3 с обеих сторон рабочего колеса один и тот же закон распределения давления (поэтому силой осевого давления будет являться сила давления на кольцевую поверхность с радиусом входа в рабочее колесо r_1 и радиусом вала r_0).

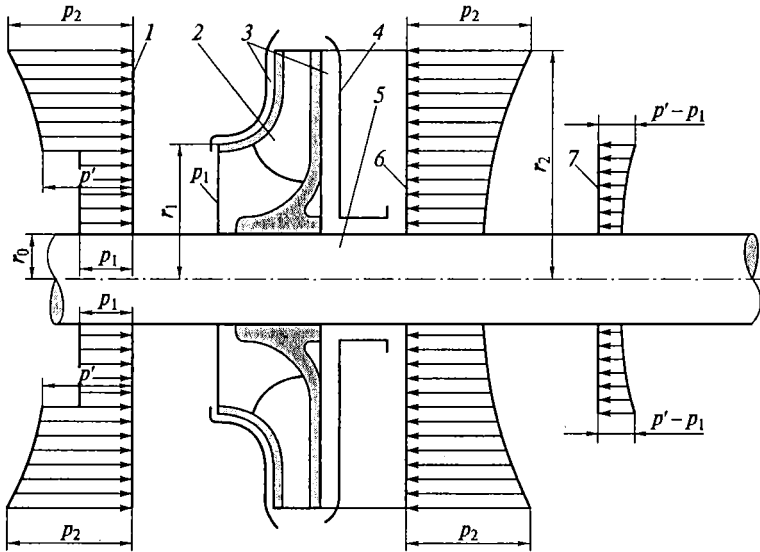


Рис. 2.11. Схема рабочего колеса консольного центробежного насоса и эпюры давления:

1 — эпюра давления на рабочее колесо слева; 2 — рабочее колесо; 3 — пространство между рабочим колесом и отводом; 4 — отвод; 5 — вал; 6 — эпюра давления на рабочее колесо справа; 7 — результирующая эпюра давления на рабочем колесе; r_0 — радиус вала; r_1 — радиус входа в рабочее колесо; r_2 — радиус рабочего колеса; p_1 , p_2 — давление на входе в рабочее колесо и на выходе из него соответственно; p' — давление в подводе в сечении, совпадающем со входом в рабочее колесо

Используя уравнение (2.21), определим давление на расстоянии r от оси вращения рассматриваемой кольцевой поверхности:

$$p = p_2 - p_1 - \rho\omega^2 (r_2^2 - r^2)/2,$$

где p_1 и p_2 — давление на входе в рабочее колесо и на выходе из него соответственно; ω — угловая скорость вращения жидкости; r_2 — радиус на выходе из рабочего колеса.

Осевая сила, стремящаяся сдвинуть рабочее колесо вместе с валом, на который оно насажено, определяется как

$$P = \int_{r_0}^{r_1} p dS = \int_{r_0}^{r_1} \left[p_2 - p_1 - \frac{\rho\omega^2}{2} (r_2^2 - r^2) \right] 2\pi r dr,$$

где $dS = 2\pi r dr$ — площадь элементарной кольцевой площадки.

Таким образом:

$$P = \pi (r_1^2 - r_0^2) \left[p_2 - p_1 - \frac{\rho\omega^2}{2} \left(r_2^2 - \frac{r_1^2 + r_0^2}{2} \right) \right].$$

2.8. СИЛА ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ НА ПЛОСКУЮ СТЕНКУ

Для определения силы давления жидкости на плоскую стенку, наклоненную к горизонту под углом α , используем основное уравнение гидростатики (2.9). Давление на свободной поверхности p_0 . Расположим систему координат так, что стенка будет находиться в координатной плоскости yOz , ось Oz пройдет вдоль стенки, начало координат O поместим в точку пересечения свободной поверхности и стенки (рис. 2.12).

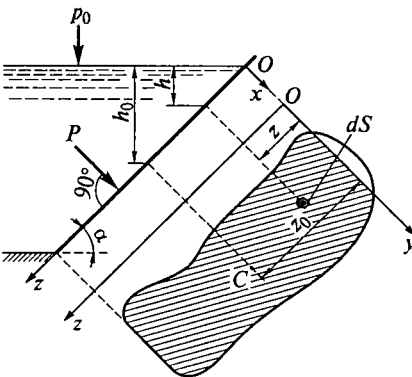


Рис. 2.12. Схема к определению силы давления жидкости на плоскую стенку:

dS — площадь элементарной площадки; h , z — глубина погружения и координата центра тяжести элементарной площадки; C — центр тяжести смоченной поверхности стенки; h_0 , z_0 — глубина погружения и координата центра тяжести смоченной поверхности стенки; p_0 — давление на свободной поверхности; P — сила давления на плоскую стенку; α — угол наклона стенки к горизонту

Выделим на смоченной поверхности стенки элементарную площадку dS , в центре тяжести которой давление

$$p = p_0 + \rho gh = p_0 + \rho gz \sin \alpha,$$

где p_0 — давление на свободной поверхности жидкости; h — глубина погружения центра тяжести площадки; z — координата центра тяжести.

Сила полного гидростатического давления на площадку dS составит

$$dP = pdS = (p_0 + \rho gz \sin \alpha)dS.$$

Сила полного гидростатического давления на плоскую стенку

$$P = \int_S pdS = \int_S (p_0 + \rho gz \sin \alpha)dS = \int_S p_0 dS + \rho g \sin \alpha \int_S z dS. \quad (2.23)$$

Интеграл $\int_S z dS$ является статическим моментом площади смоченной поверхности стенки относительно оси y :

$$\int_S z dS = z_0 S, \quad (2.24)$$

где z_0 — координата центра тяжести смоченной поверхности стенки; S — площадь смоченной поверхности.

На рис. 2.12 площадь смоченной поверхности показана штриховкой.

После интегрирования уравнения (2.23) с учетом (2.24) получим

$$P = p_0 S + \rho g z_0 S \sin \alpha.$$

Принимая во внимание, что

$$z_0 = h_0 / \sin \alpha,$$

где h_0 — глубина погружения центра тяжести смоченной поверхности, можно записать

$$P = (p_0 + \rho g h_0) S = p_0 S, \quad (2.25)$$

где p_0 — полное гидростатическое давление в центре тяжести смоченной поверхности.

Таким образом, сила полного гидростатического давления на плоскую стенку равна произведению площади смоченной поверхности стенки на величину полного гидростатического давления в центре тяжести этой площади.

Результирующая сила давления на стенку — это разность сил давления на стенку с двух сторон. Если с одной стороны на стенку действует полное гидростатическое давление p_0 и давление жид-

кости ρgh_0 , а с другой — атмосферное давление p_a , то результирующая сила

$$R = (p_0 + \rho gh_0)S - p_a S = (p_0 + \rho gh_0 - p_a)S$$

представляет собой силу избыточного давления, т. е.

$$R = p_{\text{изб0}} S, \quad (2.26)$$

где

$$p_{\text{изб0}} = p_0 + \rho gh_0 - p_a$$

является избыточным давлением в центре тяжести смоченной поверхности.

2.9. ПОЛОЖЕНИЕ ЦЕНТРА ИЗБЫТОЧНОГО ДАВЛЕНИЯ

Точка приложения силы гидростатического давления называется *центром давления*. Положение центра избыточного давления определим из равенства суммы моментов составляющих силы избыточного давления $\sum M_y$ относительно оси y моменту равнодействующей силы M относительно той же оси (рис. 2.13):

$$\sum M_y = M.$$

Расположим систему координат так, что стенка будет находиться в координатной плоскости yOz , ось Oz пройдет вдоль стенки, начало координат O поместим в точку пересечения пьезометрической плоскости $\Pi - \Pi$ и следа стенки.

Предположим, что центр избыточного давления находится в точке D с координатой z_D . Тогда момент равнодействующей силы избыточного давления относительно оси y

$$M = Pz_D = \rho gh_0 S z_D, \quad (2.27)$$

где h_0 — расстояние от центра тяжести смоченной поверхности до пьезометрической плоскости.

Момент составляющих силы избыточного давления относительно той же оси

$$\sum M_y = \int_S p z dS = \int_S \rho g h z dS,$$

где h — расстояние от центра тяжести элементарной площадки dS до пьезометрической плоскости; z — координата ее центра тяжести.

Поскольку

$$h = z \sin \alpha,$$

$$\sum M_y = \rho g \sin \alpha \int_S z^2 dS. \quad (2.28)$$

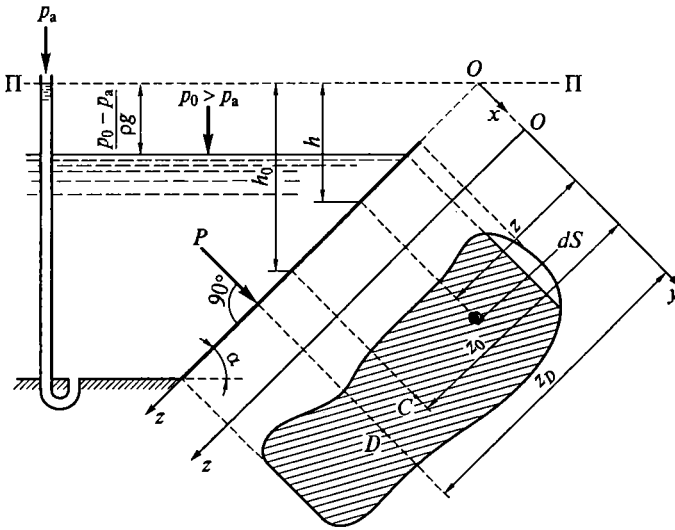


Рис. 2.13. Схема к определению центра давления:

D — центр давления смоченной поверхности стенки; z_D — координата центра давления смоченной поверхности стенки; $(p_0 - p_a)/(\rho g)$ — пьезометрическая высота; остальные обозначения см. на рис. 2.5, 2.6, 2.12

Интеграл

$$\int_S z^2 dS = J_y$$

представляет собой момент инерции рассматриваемой смоченной поверхности (на рис. 2.13 заштрихованная часть стенки) относительно оси y . Таким образом:

$$\sum M_y = \rho g J_y \sin \alpha. \quad (2.29)$$

Из равенства выражений (2.27) и (2.29)

$$\rho g h_0 S z_D = \rho g J_y \sin \alpha$$

получим

$$z_D = J_y \sin \alpha / (h_0 S) = J_y / (z_0 S),$$

где z_0 — координата центра тяжести смоченной поверхности.

Выражая момент инерции J_y через центральный момент инерции смоченной поверхности J_0 :

$$J_y = J_0 + z_0^2 S,$$

определим координату центра избыточного давления

$$z_D = \frac{J_0 + z_0^2 S}{z_0 S} = z_0 + \frac{J_0}{S}. \quad (2.30)$$

Из формулы (2.30) видно, что в общем случае центр давления не совпадает с центром тяжести рассматриваемой смоченной поверхности.

2.10. ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ И ЦЕНТРА ДАВЛЕНИЯ

Силу давления и центр давления можно определить по эпюре давления. Построим эпюру давления на стенку (рис. 2.14), учитывая, что на свободной поверхности атмосферное давление p_a , глубина жидкости h , с одной стороны на стенку действует атмосферное давление и давление жидкости ρgh , с другой — атмосферное давление.

Результирующее давление в точках O и B будет избыточным:
в точке O

$$P_{\text{изб}O} = P_{\text{абс}O} - p_a = p_a - p_a = 0;$$

в точке B

$$P_{\text{изб}B} = P_{\text{абс}B} - p_a = p_a + \rho gh - p_a = \rho gh.$$

Откладываем по нормали к стенке в точке B в выбранном масштабе величину $P_{\text{изб}B}$ и соединяем конец ординаты с точкой O .

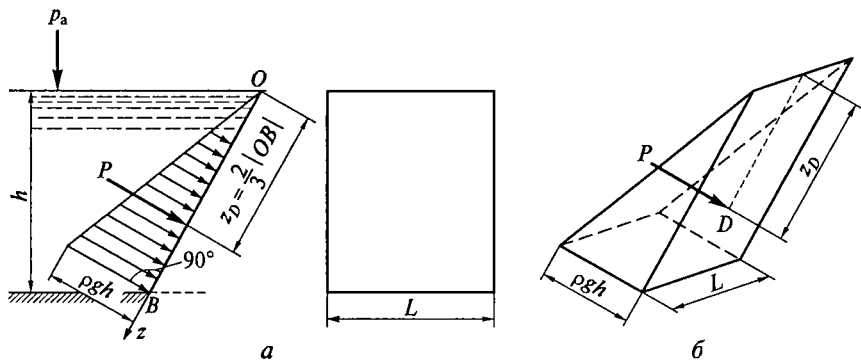


Рис. 2.14. Определение силы и центра давления графоаналитическим методом:

a — схема (стенка прямоугольная); b — объемная эпюра; h — глубина жидкости; $|OB|$ — высота стенки; L — длина стенки; ρgh — давление в точке B ; остальные обозначения см. на рис. 2.5, 2.12, 2.13

Получаем эпюру давления в виде треугольника (рис. 2.14, *a*). Если такую эпюру построить в каждой точке по длине стенки L , будет иметь место объемная эпюра, представляющая собой призму, основание которой треугольник (рис. 2.14, *б*).

Сила давления P на стенку равна весу жидкости в объеме полученной призмы:

$$P = \Omega_{\text{эп}} L,$$

где $\Omega_{\text{эп}}$ — площадь основания призмы, т. е. площадь плоской эпюры; L — длина стенки.

В данном случае площадь эпюры — это площадь треугольника. Тогда сила давления на стенку

$$P = \rho gh |OB| L/2,$$

где h — глубина жидкости; $|OB|$ — высота стенки.

Линия действия силы давления P будет проходить через центр тяжести пространственной эпюры давления и проектироваться на центр тяжести основания (в данном случае треугольника), который отстоит от вершины треугольника на $2/3$ его высоты, т. е. $z_D = 2|OB|/3$.

Определим силу давления и центр давления аналитически.

Согласно (2.26)

$$P = p_{\text{избС}} S = \rho gh |OB| L/2,$$

где $p_{\text{избС}} = \rho gh/2$; $S = |OB| L$.

Определим центр давления по формуле (2.30):

$$z_D = z_0 + \frac{J_0}{z_0 S} = \frac{|OB|}{2} + \frac{L|OB|^3}{12|OB||OB|L} = \frac{2}{3}|OB|.$$

Таким образом, результаты определения силы давления и центра давления по эпюре давления и аналитически совпадают.

2.11. СИЛА ДАВЛЕНИЯ НА КРИВОЛИНЕЙНУЮ ПОВЕРХНОСТЬ

Рассмотрим цилиндрическую поверхность AB (рис. 2.15) в условиях, когда на свободной поверхности жидкости давление p_0 ($p_0 > p_a$), а на поверхность AB с одной стороны действует полное гидростатическое давление p_0 и давление жидкости ρgh , а с другой — атмосферное давление. Необходимо определить силу избыточного давления на цилиндрическую поверхность.

Начало координат расположим на пьезометрической плоскости $\Pi - \Pi$, которую совместим с координатной плоскостью xOy . Координатную ось Oz направим перпендикулярно оси Ox . Выделим на цилиндрической поверхности AB элементарную площадку ab площадью dS с центром тяжести, находящимся на расстоянии h относительно пьезометрической плоскости (см. рис. 2.15).

Избыточное давление в центре тяжести площадки

$$p_{\text{изб}} = \rho gh.$$

Элементарная сила избыточного давления

$$dP = \rho gh dS$$

направлена по нормали к площадке действия, проведенной через центр тяжести площадки.

Разложим силу избыточного давления на вертикальную dP_v и горизонтальную dP_r составляющие:

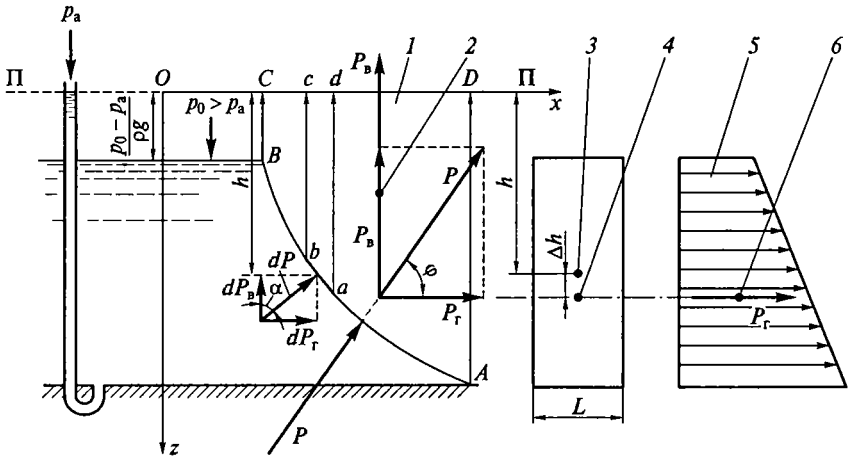


Рис. 2.15. Схема к определению силы давления жидкости на криволинейную поверхность:

1 — тело давления $ABCD$ — эпюра вертикальной составляющей силы давления P_v ; 2 — центр тяжести тела давления; 3 — центр тяжести вертикальной проекции криволинейной стенки; 4 — центр давления горизонтальной составляющей силы давления; 5 — эпюра горизонтальной составляющей силы давления P_r ; 6 — центр тяжести эпюры горизонтальной составляющей силы давления P_r ; AB — след криволинейной поверхности; ab — след элементарной площадки; $abcd$ — элементарное тело давления; L — длина вертикальной проекции криволинейной стенки; dP — сила давления на элементарную площадку; dP_v и dP_r — вертикальная и горизонтальная составляющие силы давления на элементарную площадку; P — сила давления на криволинейную стенку; P_v и P_r — вертикальная и горизонтальная составляющие силы давления на криволинейную стенку; α — угол между вертикалью и направлением силы dP ; φ — угол наклона силы P к горизонту; Δh — смещение центра давления; остальные обозначения см. на рис. 2.5, 2.6, 2.12, 2.13

$$\begin{aligned} dP_B &= dP \cos \alpha = \rho gh dS \cos \alpha; \\ dP_T &= dP \sin \alpha = \rho gh dS \sin \alpha, \end{aligned} \quad (2.31)$$

где α — угол между вертикалью и направлением силы dP .

Выражения $dS \cos \alpha$ и $dS \sin \alpha$ представляют собой площади проекции элементарной площадки dS на горизонтальную плоскость xOz и вертикальную плоскость yOz :

$$dS_{xy} = dS \cos \alpha; \quad dS_{yz} = dS \sin \alpha.$$

Тогда (2.31) можно представить в виде

$$dP_B = \rho gh dS_{xy}; \quad dP_T = \rho gh dS_{yz}.$$

Вертикальная составляющая силы избыточного давления

$$P_B = \int_{S_{xy}} \rho gh dS_{xy} = \rho g \int_{S_{xy}} h dS_{xy} = \rho g V_{ABCD} = \rho g V_{T.д.},$$

где

$$h dS_{xy} = V_{abcd}$$

представляет собой элементарный объем, полученный в результате проведения вертикальных образующих через точки периметра элементарной площадки dS до пьезометрической плоскости;

$$\int_{S_{xy}} h dS_{xy} = V_{ABCD} = V_{T.д.}$$

представляет собой объем, называемый телом давления.

Тело давления $V_{T.д.}$ — это объем, ограниченный криволинейной поверхностью, пьезометрической плоскостью и вертикальной проектирующей поверхностью, построенной на контуре криволинейной стенки.

Вертикальная составляющая силы давления на криволинейную поверхность равна весу жидкости в объеме тела давления:

$$P_B = \rho g V_{T.д.} \quad (2.32)$$

Тело давления является объемной эпюрой вертикальной составляющей силы давления, каждая ордината которой отнесена к удельному весу жидкости:

$$h = p/\gamma,$$

где γ — удельный вес жидкости, $\gamma = \rho g$.

Линия действия силы P_B проходит через центр тяжести объема $V_{T.д.}$

Горизонтальная составляющая силы давления

$$P_{\Gamma} = \int_{S_{yz}} \rho g h dS_{yz} = \rho g \int_{S_{yz}} h dS_{yz} = \rho g h_0 S_{yz}, \quad (2.33)$$

где

$$\int_{S_{yz}} h dS_{yz} = h_0 S_{yz} = h_0 S_{\text{в.пр}}$$

представляет собой статический момент площади проекции криволинейной поверхности AB на вертикальную плоскость yOz относительно оси y ; h_0 — координата центра тяжести вертикальной проекции криволинейной поверхности, т. е. расстояние по вертикали от центра тяжести вертикальной проекции стенки до пьезометрической плоскости; S_{yz} — площадь вертикальной проекции криволинейной стенки AB , обозначаемая $S_{\text{в.пр}}$.

Таким образом, горизонтальная составляющая силы давления равна силе давления на вертикальную проекцию криволинейной стенки:

$$P_{\Gamma} = \rho g h_0 S_{\text{в.пр}}.$$

Линия действия силы P_{Γ} проходит через центр давления вертикальной проекции стенки и смещена относительно центра тяжести этой проекции на расстояние

$$\Delta h = J_0 / (h_0 S_{\text{в.пр}}),$$

где J_0 — центральный момент инерции вертикальной проекции криволинейной стенки.

Эпюра горизонтальной составляющей для цилиндрической поверхности в рассматриваемом случае будет иметь вид трапеции и линия действия силы давления P_{Γ} будет проходить через центр тяжести эпюры (см. рис. 2.15).

Полная сила гидростатического давления на рассматриваемую цилиндрическую поверхность равна геометрической сумме ее составляющих:

$$\vec{P} = \vec{P}_{\text{в}} + \vec{P}_{\Gamma}; \quad P = \sqrt{P_{\text{в}}^2 + P_{\Gamma}^2}. \quad (2.34)$$

Линия действия полной силы давления на криволинейную поверхность проходит через точку пересечения линий действия составляющих $P_{\text{в}}$ и P_{Γ} . Угол наклона φ равнодействующей силы P к горизонту определяется из формулы

$$\varphi = \text{arctg} \frac{P_{\text{в}}}{P_{\Gamma}}.$$

У стенок постоянной кривизны (цилиндрических, сферических) сила давления P проходит через центр или ось кривизны.

Если рассматривать пространственную задачу, сила давления жидкости на криволинейные поверхности, симметричные относительно вертикальной плоскости, определяется геометрической суммой трех составляющих:

$$\bar{P} = \bar{P}_{xy} + \bar{P}_{yz} + \bar{P}_{xz}; \quad P = \sqrt{P_{xy}^2 + P_{yz}^2 + P_{xz}^2},$$

где P_{xy} — вертикальная составляющая, определяемая по формуле (2.32); P_{yz} — горизонтальная составляющая — сила давления на вертикальную проекцию криволинейной поверхности на плоскости yOz , определяемая по формуле (2.33); P_{xz} — горизонтальная составляющая — сила давления на вертикальную проекцию криволинейной поверхности на плоскость xOz .

Составляющая P_{xz} вычисляется по формуле, аналогичной формуле (2.33):

$$P_{xz} = \rho g h_0 S_{xz},$$

где h_0 — расстояние по вертикали от центра тяжести вертикальной проекции криволинейной стенки на плоскость xOz до пьезометрической плоскости; S_{xz} — площадь вертикальной проекции криволинейной стенки на плоскость xOz .

Точку приложения равнодействующей силы P можно определить с помощью уравнения моментов.

2.12. ЗАКОН АРХИМЕДА

Определим силу давления жидкости на погруженное в нее тело (рис. 2.16), поверхность которого будем рассматривать как замкнутую криволинейную поверхность (например, цилиндр радиусом r , ось которого погружена на глубину h относительно пьезометрической плоскости).

Силу давления на данную криволинейную поверхность можно определить по формуле (2.34).

Горизонтальная составляющая силы давления в рассматриваемом случае равна нулю, так как левая P_{r1} и правая P_{r2} составляющие численно равны и направлены в противоположные стороны:

$$P_r = P_{r1} - P_{r2} = 0.$$

Сила давления на поверхность погруженного тела равна вертикальной составляющей:

$$P = \sqrt{P_B^2 + P_r^2} = \sqrt{P_B^2} = P_B,$$

которая является результирующей двух сил:

$$P_B = P_{B1} - P_{B2},$$

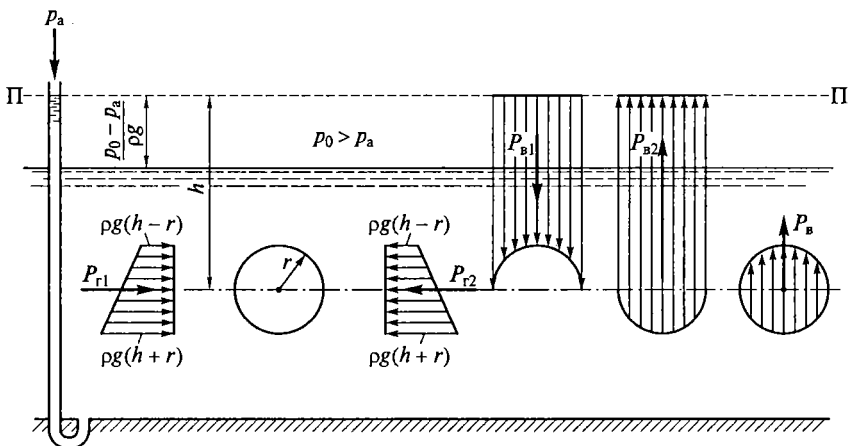


Рис. 2.16. Схема к выводу закона Архимеда:

r — радиус цилиндра; h — глубина погружения оси цилиндра; $\rho g(h - r)$, $\rho g(h + r)$ — давление на глубине $h - r$ и $h + r$ соответственно; P_{r1} и P_{r2} — горизонтальные составляющие силы давления на цилиндрическую поверхность; P_{B1} и P_{B2} — вертикальные составляющие силы давления на верхнюю и нижнюю части погруженного тела; P_B — вертикальная составляющая силы давления на погруженное тело; остальные обозначения см. на рис. 2.5, 2.6, 2.13

где P_{B1} и P_{B2} — вертикальные составляющие, действующие соответственно на верхнюю и нижнюю части погруженного тела.

Определим разность сил P_{B1} и P_{B2} . Рассечем погруженное тело горизонтальной плоскостью по диаметральной плоскости и построим тела давления на верхнюю и нижнюю части, а затем графически определим результирующее тело давления.

По рис. 2.16 видно, что результирующим телом давления является объем рассматриваемого цилиндра, и вертикальная составляющая силы давления равна весу жидкости в объеме, вытесненном погруженным телом:

$$P_B = \rho g V,$$

где V — объем тела.

Полученная формула выражает закон Архимеда: на погруженное в жидкость тело действует направленная вверх сила, численно равная весу вытесненной телом жидкости. Эта сила называется выталкивающей, или архимедовой, силой.

Если вес тела больше архимедовой силы, тело погружается в жидкость; если вес тела меньше выталкивающей силы, оно поднимается вверх.

При выходе тела на свободную поверхность капельной жидкости выталкивающая сила уменьшается вследствие уменьшения

объема погруженной части тела, и тело будет плавать на свободной поверхности. Условием плавания является выражение

$$G = \rho g V_n,$$

где G — вес тела; V_n — объем погруженной части тела.

С помощью этой формулы рассчитывается поплавковое устройство.

Если при полностью погруженном теле вес тела равен архимедовой силе, оно плавает в жидкости.

3.1. ЗАДАЧИ ГИДРОДИНАМИКИ

Гидродинамикой называется раздел механики жидкости, в котором изучают законы движения жидкости и их практическое использование. Основной задачей гидродинамики является определение величин, характеризующих движение жидкости: скорости течения и гидродинамического давления.

Движение жидкости отличается от движения твердого тела значительно большей сложностью. Связано это с тем, что жидкость (см. гл. 1) рассматривается как сплошная, легко деформируемая среда, в которой отдельные частицы жидкости движутся по различным траекториям и по своим законам. Изучение этих законов и их математическое описание связано с большими трудностями.

При изучении законов движения жидкости важно установить различие двух понятий: точка пространства и частица жидкости. *Точка пространства*, как и во всех других дисциплинах, — это геометрический образ, не имеющий размеров; положение ее определяется координатами x , y , z . *Частица жидкости* — это физический образ, который представляется как бесконечно малая масса жидкости, занимающая бесконечно малый объем и обладающая всеми физическими свойствами жидкости.

В общем виде скорость течения жидкости и давления, возникающие в ней, зависят не только от времени t . При движении жидкости возникают касательные напряжения; это приводит к тому, что сжимающие напряжения могут быть разными в разных направлениях. В гидродинамике вводится понятие *гидродинамического давления* с теми же свойствами, что и в гидростатике, т. е. постоянным по всем направлениям в данной точке и равным среднему арифметическому значению сжимающих напряжений по трем взаимно-перпендикулярным площадкам, взятое с обратным знаком:

$$p = -(p_{xx} + p_{yy} + p_{zz})/3.$$

Скорость течения частиц жидкости обозначим буквой u , а проекции скорости на координатные оси соответственно u_x , u_y , u_z . Так как величины u , p и их компоненты являются функциями

координат и времени, решение гидродинамической задачи сводится к определению непрерывных функций:

$$\begin{cases} u_x = f_1(x, y, z, t); \\ u_y = f_2(x, y, z, t); \\ u_z = f_3(x, y, z, t); \\ p = f_4(x, y, z, t), \end{cases} \quad (3.1)$$

где x, y, z — координаты точки; t — время.

К изучению движения жидкости следовало бы отнести и ее плотность ρ , поскольку она также может являться функцией координат и времени. Однако мы рассматриваем только капельные жидкости (практически несжимаемые), поэтому принимаем плотность жидкости ρ постоянной.

Гидравлика обычно изучает реальные (вязкие) жидкости. Но из-за сложности учета сил трения, которые оказывают существенное влияние на движение жидкости, изучение гидродинамики начинают с рассмотрения идеальной, т. е. невязкой жидкости. Полученные уравнения движения идеальной жидкости корректируются введением соответствующих поправок и эмпирических коэффициентов для учета сил трения реальных жидкостей. Определение указанных зависимостей (3.1) и установление взаимосвязи между ними при разных видах движения жидкости и составляет основную задачу гидродинамики.

3.2. ПОНЯТИЕ СТРУЙНОЙ МОДЕЛИ ПОТОКА

Движение жидкостей может быть разделено на два основных вида — установившееся и неустановившееся.

Движение называется *установившимся*, если каждая неподвижная точка пространства, занятого движущейся жидкостью, характеризуется определенной скоростью течения и давлением, неизменными во времени по величине и направлению. Аналитически это условие запишется следующим образом:

$$u = f_1(x, y, z); \quad p = f_2(x, y, z);$$
$$\frac{\partial u_x}{\partial t} = 0; \quad \frac{\partial u_y}{\partial t} = 0; \quad \frac{\partial u_z}{\partial t} = 0; \quad \frac{\partial p}{\partial t} = 0.$$

Примерами установившегося движения могут служить истечение жидкости из сосуда, в котором поддерживается постоянный уровень, и движение жидкости в трубопроводе, которое создается центробежным насосом с постоянной частотой вращения.

Неустановившимся называется такое движение, при котором скорость и давление в любой точке пространства, занятого жидкостью, изменяются с течением времени:

$$u = f_1(x, y, z, t); p = f_2(x, y, z, t).$$

Примерами неустановившегося движения жидкости могут служить опорожнение сосуда с жидкостью через отверстие в стенке сосуда или движение жидкости в трубопроводе, создаваемое работой поршневого насоса, поршень которого совершает возвратно-поступательное движение.

Исследование установившегося движения гораздо проще, чем неустановившегося. В дальнейшем будем рассматривать в основном установившееся движение жидкости, но даже для этого простого случая движение жидкости представляет собой очень сложное физическое явление из-за большого числа переменных величин, определяющих движение жидкости, сложности наблюдаемых при этом явлений и трудности их математического описания. Действительное движение жидкости обычно заменяется некоторой условной, упрощенной схемой, являющейся основой гидродинамики, логически наиболее хорошо отвечающей естественным представлениям о движении жидкости и рассматривающей поток жидкости состоящим из отдельных элементарных струек. Для изучения кинематических и динамических характеристик такого потока вводятся понятия линии тока и элементарной струйки.

Линия тока — кривая, проведенная внутри потока, так что в данный момент времени векторы скорости во всех точках этой кривой касательны к ней. Линия тока дает мгновенную картину поля скоростей различных частиц жидкости, находящихся на ней в данный момент времени (рис. 3.1)

Необходимо отличать линию тока от траектории частицы. *Траектория жидкой частицы* — это геометрическое место точек, являющихся последовательными положениями движущейся частицы жидкости.

При неустановившемся движении величина скорости и ее направление будут изменяться с течением времени, поэтому траектория движущейся частицы жидкости не совпадает с линией тока. При установившемся движении жидкости траектория движущейся частицы совпадает с линией тока, потому что при движении

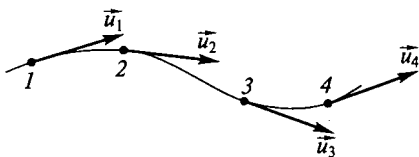
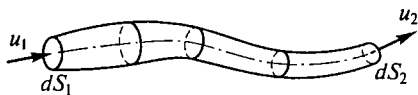


Рис. 3.1. Линия тока:

$\vec{u}_1 - \vec{u}_4$ — векторы скоростей движения частиц жидкости в данный момент времени в точках 1—4

Рис. 3.2. Элементарная струйка:

u_1, u_2 — скорость потока в сечениях dS_1 и dS_2 соответственно



частицы жидкости от точки 1 до точек 2, 3, 4, ... скорость в этих точках по величине и направлению не будет изменяться с течением времени. Поэтому каждая движущаяся частица жидкости, проходя через точки 1, 2, 3, 4, ..., будет последовательно повторять путь, совпадающий с линией тока.

Если в движущейся жидкости построить достаточно малый замкнутый контур и через все его точки провести линии тока, образуется трубчатая поверхность, которая называется *трубкой тока*. Поскольку скорости направлены по касательной к трубке тока, а нормальные составляющие скорости на поверхности трубки тока отсутствуют (или равны нулю), между внутренней и внешней сторонами поверхности тока отсутствует обмен частиц. Следовательно, трубка тока ведет себя как трубка с непроницаемыми стенками. Часть потока, заключенная внутри трубки тока, называется *элементарной струйкой* (рис. 3.2).

При установившемся движении:

- элементарная струйка не меняет своей формы и ориентации в пространстве, а трубку тока можно рассматривать как жесткую трубку с непроницаемыми стенками;
- нормальные сечения струйки dS_1, dS_2 малы, но не одинаковы в разных сечениях. Иначе говоря, пучок линий тока внутри трубки может сгущаться и расширяться;
- ввиду малости поперечного сечения струйки скорости во всех точках этого сечения можно считать одинаковыми, однако при переходе от одного сечения к другому они изменяются.

Таким образом, используя струйную модель потока, можно заменить реальный поток совокупностью элементарных струек, движущихся с различными скоростями; соседние струйки в потоке жидкости могут скользить одна по другой, нигде не перемешиваясь друг с другом.

3.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПОТОКА

При изучении потоков жидкости вводятся понятия, характеризующие потоки с гидравлической и геометрической точек зрения: площадь живого сечения потока, смоченный периметр и гидравлический радиус.

Живое сечение потока — поверхность, проведенная нормально к линиям тока и находящаяся внутри потока. Поскольку распределение скоростей в потоках неравномерно, линии тока в них не

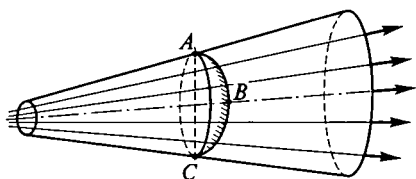


Рис. 3.3. Живое сечение ABC потока

параллельны друг другу и живые сечения в общем случае представляют собой криволинейную поверхность. Например, при движении жидкости в конической расходящейся трубе (рис. 3.3), когда поток состоит из ряда расходящихся элементарных струек, живое сечение представляет

собой криволинейную поверхность ABC .

Площадь живого сечения обозначается буквой S . Живое сечение может быть ограничено твердыми стенками полностью или частично. Если стенки ограничивают поток полностью, он называется напорным. Движение жидкости в таком потоке происходит под влиянием давления, сообщаемым каким-либо внешним источником (напорным резервуаром, насосом и т. п.). Безнапорным называется поток со свободной поверхностью, в котором жидкость перемещается только под действием силы тяжести. Примером безнапорного движения является движение воды в реках и каналах.

Струи представляют собой потоки, ограниченные со всех сторон жидкой или газообразной средой. При этом движение жидкости происходит по инерции под влиянием начальной скорости, созданной давлением или силой тяжести.

Смоченным периметром называется линия соприкосновения жидкости с твердыми стенками (со стенками русла) в данном живом сечении. Длина смоченного периметра обозначается буквой χ .

При напорном движении жидкости смоченный периметр равен полному периметру живого сечения. В случае же безнапорного движения жидкости часть периметра поперечного сечения потока, не смоченная жидкостью, не является смоченным периметром и при подсчете последнего исключается. Например, в случае напорного трубопровода (рис. 3.4, *а*) смоченный периметр $\chi = \pi D$, а для безнапорного потока (рис. 3.4, *б*) смоченный периметр $\chi = b + 2h$.

Гидравлический радиус R представляет собой отношение площади живого сечения потока S к его смоченному периметру χ :

$$R = S/\chi. \quad (3.2)$$

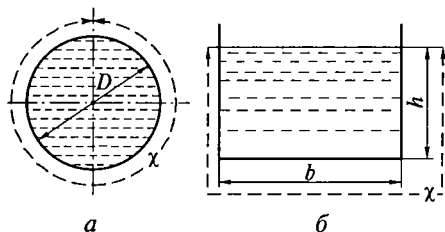


Рис. 3.4. Смоченный периметр для круглого (*а*) и прямоугольного (*б*) поперечного сечения потока:

D , b , h — геометрические параметры потока; χ — смоченный периметр

Для напорного потока (см. рис. 3.4, а)

$$R = \pi D^2 / (4\pi D) = D/4,$$

где D — диаметр потока.

Для безнапорного потока (см. рис. 3.4, б)

$$R = bh / (2h + b),$$

где b и h — размеры потока.

3.4. РАСХОД И СРЕДНЯЯ СКОРОСТЬ

Расходом называется количество жидкости, протекающей через живое сечение потока (струйки) в единицу времени, которое можно измерять в единицах объема, веса или массы. Различают объемный Q , весовой Q_G и массовый Q_M расходы. Между ними существует следующая зависимость:

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{Q_G}{\rho g} = \frac{Q_M}{\rho},$$

где V — количество (объем) жидкости; ρ — плотность жидкости; g — ускорение свободного падения.

В гидравлике чаще всего используют объемный расход.

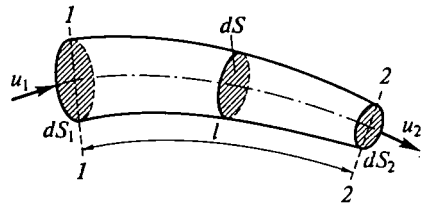
Расход элементарной струйки может быть определен следующим образом. Рассмотрим участок элементарной струйки (рис. 3.5), ограниченный сечениями 1—1 и 2—2. Количество жидкости, которое протекает внутри элементарной струйки за время dt , остается постоянным по ее длине, что следует из условия непроницаемости трубки тока. Следовательно, за время dt от живого сечения 1—1 до живого сечения 2—2 пройдет количество жидкости, равное объему цилиндра:

$$dV = l/dS,$$

где l — расстояние между сечениями 1—1 и 2—2; dS — площадь живого сечения.

Рис. 3.5. Схема к выводу уравнения расхода для элементарной струйки:

dS — площадь живого сечения потока; u_1, u_2 — скорость потока в сечениях площадью dS_1, dS_2 соответственно; l — расстояние между сечениями



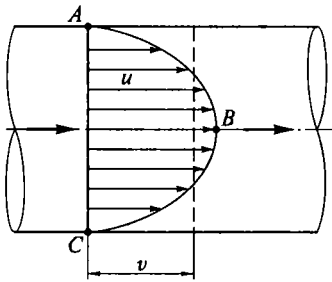


Рис. 3.6. Эпюры скоростей потока:
ABC — эпюра действительной скорости *u*;
v — средняя скорость

Если это количество жидкости отнести к единице времени, получим

$$dQ = \frac{dV}{dt} = \frac{ldS}{dt} = udS, \quad (3.3)$$

где dQ — элементарный объемный расход, т. е. количество жидкости, проходящее в единицу времени через живое сечение элементарной струйки.

Уравнение (3.3) называется уравнением расхода для элементарной струйки.

Если рассматривать поток жидкости как совокупность большого числа элементарных струек, общий расход Q для всего потока в целом можно определить как сумму элементарных расходов всех отдельных струек, из которых состоит поток:

$$Q = \int_S dQ = \int_S udS. \quad (3.4)$$

Чтобы вычислить расход по формуле (3.4), нужно знать аналитическое выражение закона распределения скоростей в отдельных точках живого сечения или непосредственно измерять местные скорости течения в этих точках с последующим графическим интегрированием, что значительно усложняет расчет. Для практических расчетов вводится понятие средней скорости потока v — скорости, с которой через данное живое сечение должны проходить все частицы жидкости, чтобы расход Q для рассматриваемого живого сечения оказался равным расходу, имеющему место при действительных скоростях, неравномерно распределенных по живому сечению. На рис. 3.6 показаны эпюра действительных скоростей и эпюра средних скоростей течения v . В общем виде уравнение расхода для потока

$$Q = \int_S udS = vS. \quad (3.5)$$

Из уравнения (3.5) определяем среднюю скорость:

$$v = \int_S u dS / S = Q / S.$$

Таким образом, расход в данном сечении потока равен произведению площади его живого сечения на среднюю скорость в этом сечении.

Среднюю скорость по живому сечению потока следует рассматривать как абстрактное понятие, введение которого позволяет изучать поток как отдельную струйку, что значительно упрощает изучение движения жидкости.

Если движение жидкости установившееся и одновременно с этим размеры и форма сечений, а также направление течения вдоль потока не изменяются, движение называется *равномерным*. Примером равномерного движения может служить движение жидкости в трубе постоянного диаметра без изменения направления течения и при постоянном расходе. При равномерном движении эпюра распределения скоростей по живым сечениям вдоль потока и средняя скорость остаются постоянными. Линии тока равномерного потока параллельны, поэтому его называют параллельно струйным.

Если по длине потока изменяется его поперечное сечение или направление потока, а следовательно, и эпюра распределения скоростей, движение называется *неравномерным*, например движение жидкости в трубе переменного сечения.

При рассмотрении неравномерного движения жидкости пользуются понятием о плавно изменяющемся движении — движении жидкости, при котором кривизной линий тока и углом расхождения между ними можно пренебречь; в противном случае движение называют резко изменяющимся.

Плавно изменяющееся движение жидкости должно удовлетворять следующим двум условиям (рис. 3.7):

- радиус кривизны элементарных струек велик и стремится к бесконечности: $r \rightarrow \infty$;
- угол расхождения элементарных струек мал и стремится к нулю: $\alpha \rightarrow 0$.

Следует отметить, что живое сечение потока, удовлетворяющего свойствам плавно изменяющегося движения, можно считать плоским и принять гидростатический закон распределения давления в живых сечениях потока.

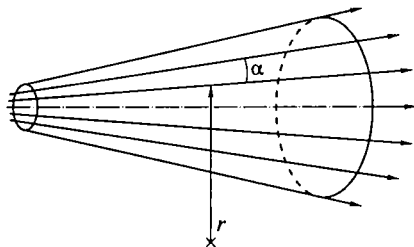


Рис. 3.7. Схема к понятию о плавно изменяющемся движении жидкости:

r , α — радиус кривизны и угол расхождения элементарных струек

3.5. УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ

Уравнение неразрывности для элементарной струйки и потока является математическим выражением условия сплошности потока при установившемся течении жидкости. Выделим в потоке элементарную струйку и рассмотрим участок между сечениями $1-1$ и $2-2$ (рис. 3.8). За время dt в выделенный участок войдет количество жидкости, равное объему цилиндра с площадью основания dS_1 . Аналогично через сечение $2-2$ вытекает объем жидкости, равный $u_2 dt dS_2$. Учитывая свойства, которыми обладает элементарная струйка (подразд. 3.2) — несжимаемость жидкости и отсутствие в ней пустот и разрывов (гл. 1), запишем равенство $u_1 dt dS_1 = u_2 dt dS_2$, откуда

$$u_1 dS_1 = u_2 dS_2. \quad (3.6)$$

Для других сечений струйки можно получить такие же соотношения:

$$u_1 dS_1 = u_2 dS_2 = u_3 dS_3 = \dots = u_n dS_n = \dots = \text{const} = dQ.$$

Данное уравнение выражает условие неразрывности элементарной струйки, из которого видно, что через все ее сечения в единицу времени протекает один и тот же объем жидкости. Из уравнения (3.6) следует, что

$$u_1/u_2 = dS_2/dS_1.$$

Таким образом, скорости течения в двух сечениях элементарной струйки обратно пропорциональны площадям этих сечений.

Уравнение неразрывности для потока можно получить, проинтегрировав уравнение (3.6) в пределах соответствующих сечений (см. рис. 3.8):

$$\int_{S_1} u_1 dS_1 = \int_{S_2} u_2 dS_2.$$

Согласно уравнению (3.5) $\int_{S_1} u_1 dS_1 = v_1 S_1$, $\int_{S_2} u_2 dS_2 = v_2 S_2$, поэтому $v_1 S_1 = v_2 S_2$. Так как сечения $1-1$ и $2-2$ выбраны произвольно, то для любых других сечений можно записать

$$v_1 S_1 = v_2 S_2 = v_3 S_3 = \dots = v_n S_n = \dots = Q = \text{const}. \quad (3.7)$$

Уравнение (3.7) есть уравнение неразрывности потока, или уравнение постоянства расхода, которое показывает, что объемный расход несжимаемой жидкости при установившемся движении сохраняется постоянным вдоль всего потока, т.е. $vS = Q = \text{const}$, и равен произведению площади живого сечения потока на среднюю скорость.

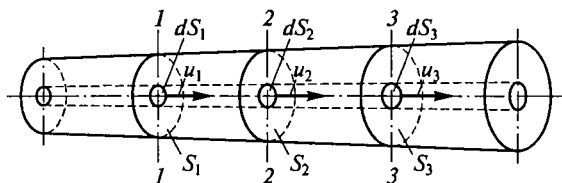


Рис. 3.8. Схема к выводу уравнения неразрывности для потока несжимаемой жидкости:

$u_1 - u_3$ — скорости потока в сечениях площадью $S_1 - S_3$; $dS_1 - dS_3$ — площади элементарных струек в сечениях 1—3

Из уравнения (3.7) следует, что $v_1/v_2 = S_2/S_1$, т.е. средние скорости потока обратно пропорциональны площадям соответствующих живых сечений.

3.6. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДИНАМИКИ ЖИДКОСТИ

Для получения дифференциальных уравнений движения воспользуемся уравнениями равновесия Л. Эйлера (см. подразд. 2.2), утя согласно постулату Д'Аламбера силы инерции. Силы давления и массовые силы, входящие в дифференциальные уравнения равновесия, представлены в виде проекций X, Y, Z на соответствующие координатные оси, причем эти проекции отнесены к единице массы. Проекция сил инерции, также отнесенные к единице массы, должны быть присоединены к уравнениям равновесия (2.2)

в виде $-\frac{du_x}{dt}; -\frac{du_y}{dt}; -\frac{du_z}{dt}$. Знак «-» показывает, что силы инерции направлены в сторону, противоположную ускорению. Тогда

$$\begin{cases} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{du_x}{dt}; \\ Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{du_y}{dt}; \\ Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{du_z}{dt}. \end{cases} \quad (3.8)$$

Система уравнений (3.8) есть дифференциальные уравнения движения невязкой жидкости, выведенные Л. Эйлером в 1775 г. и ставшие основными уравнениями гидродинамики.

Уравнения (3.8) могут быть преобразованы путем умножения каждого уравнения системы на соответствующую проекцию элементарного перемещения частиц dx, dy, dz и сложением получен-

ных уравнений, сгруппировав слагаемые соответствующим образом:

$$\begin{aligned} Xdx + Ydy + Zdz - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) = \\ = \frac{du_x}{dt} dx + \frac{du_y}{dt} dy + \frac{du_z}{dt} dz. \end{aligned} \quad (3.9)$$

Для установившегося движения линии тока совпадают с траекторией движения частиц, поэтому

$$\frac{dx}{dt} = u_x; \quad \frac{dy}{dt} = u_y; \quad \frac{dz}{dt} = u_z. \quad (3.10)$$

Подставив выражения (3.10) в правую часть уравнения (3.9), получим

$$u_x dx + u_y dy + u_z dz = \frac{1}{2} d(u_x^2 + u_y^2 + u_z^2) = \frac{1}{2} du^2. \quad (3.11)$$

В выражении (3.11) u представляет собой полную скорость в данной точке. Преобразуем левую часть уравнения (3.9). Сумма первых трех слагаемых представляет собой силовую функцию:

$$Xdx + Ydy + Zdz = d\Pi(x, y, z), \quad (3.12)$$

где $\Pi(x, y, z)$ — силовая функция.

Трехчлен в скобках (3.9) — полный дифференциал давления dp :

$$\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) = \frac{1}{\rho} dp. \quad (3.13)$$

Учитывая (3.11), (3.12), (3.13), уравнение (3.9) можно привести к виду

$$-d\Pi(x, y, z) + (1/\rho)dp + (1/2)du^2 = 0. \quad (3.14)$$

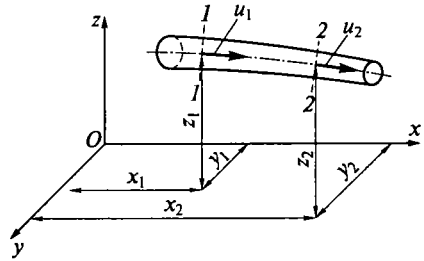
Проинтегрировав уравнение (3.14), получим

$$-\Pi(x, y, z) + \int dp/\rho + u^2/2 = \text{const}. \quad (3.15)$$

Уравнение (3.15) называется интегралом Бернулли — Эйлера и устанавливает связь между скоростью частицы u , давлением p и силовой функцией Π . Если движение происходит под действием только силы тяжести, координатная ось z направлена вверх (рис. 3.9), а жидкость считать несжимаемой (плотность $\rho = \text{const}$), то $\Pi(x, y, z) = -gz$ и $\int dp/\rho = p/\rho$. Разделив каждое слагаемое уравнения (3.15) на ускорение свободного падения g , получим

Рис. 3.9. Схема к выводу уравнения Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости:

$x_1, x_2, y_1, y_2, z_1, z_2$ — координаты точек потока в сечениях 1 и 2; u_1, u_2 — скорости потока в сечениях 1 и 2



$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} = \text{const.} \quad (3.16)$$

Таким образом, для любых других поперечных сечений вдоль элементарной струйки (см. рис. 3.9) можно записать

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} = H_d = \text{const}, \quad (3.17)$$

где H_d — гидродинамический напор.

Уравнение (3.17) есть уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной (невязкой) жидкости, полученное им в 1738 г. и имеющее большое практическое применение.

3.7. ФИЗИЧЕСКАЯ СУЩНОСТЬ И ГРАФИЧЕСКОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ

Уравнение Бернулли, устанавливающее зависимость между давлением и скоростью в движущемся потоке жидкости, является важным уравнением гидравлики. Всем членам уравнения Бернулли (3.17) можно дать объяснение с физической точки зрения.

Пусть частица жидкости массой δm движется по оси элементарной струйки со скоростью u (рис. 3.10). Величина кинетической энергии этой частицы $E_k = \delta m u^2 / 2$.

Если подсоединить пьезометр, то под действием давления p рассматриваемая частица жидкости поднимется на высоту $h = p / (\rho g)$. Относительно плоскости сравнения величина потенциальной энергии частицы массой δm $E_n = \delta m g [z + p / (\rho g)]$.

Полная энергия частицы

$$E = E_n + E_k = [z + p / (\rho g)] \delta m + \delta m u^2 / 2.$$

В гидравлике для характеристики удельной энергии обычно пользуются понятием напора, под которым понимают энергию жидкости, отнесенную к единице силы тяжести (веса), как это

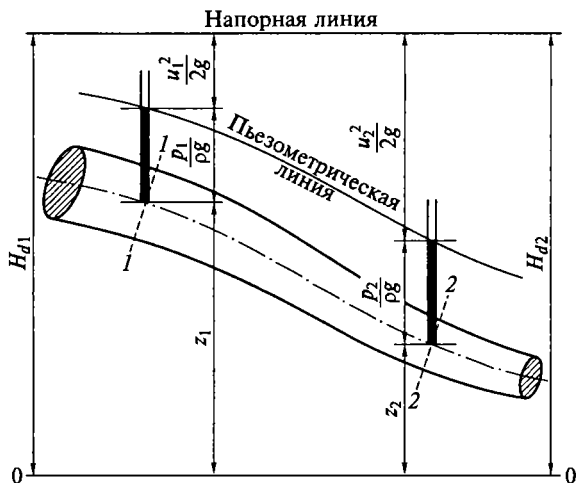


Рис. 3.10. Графическое представление уравнения Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости:

0—0 — плоскость сравнения; 1—1, 2—2 — сечения потока; $p_1/(\rho g)$, $p_2/(\rho g)$ — пьезометрическая высота; $u_1^2/(2g)$, $u_2^2/(2g)$ — скоростной напор; z_1 , z_2 — геометрическая высота; H_{d1} , H_{d2} — гидродинамический напор; нижний индекс соответствует номеру сечения

было сделано при выводе уравнения Бернулли (3.17). В соответствии с этим получим

$$E_{уд} = \frac{E}{\delta mg} = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} = \text{const},$$

где z — удельная энергия положения (ее величина зависит от положения центра тяжести рассматриваемого сечения струйки над плоскостью сравнения 0—0); $p/(\rho g)$ — удельная энергия давления (ее величина зависит от высоты столба жидкости в пьезометре, который находится над центром тяжести рассматриваемого сечения струйки); $u^2/(2g)$ — удельная кинетическая энергия (энергия движения).

Сумма $z + p/(\rho g)$ представляет собой удельную потенциальную энергию жидкости. Следовательно, с энергетической точки зрения $z + p/(\rho g) + u^2/(2g)$ — полная удельная механическая энергия потока жидкости.

Физический смысл уравнения Бернулли для установившегося движения невязкой жидкости в том, что это уравнение — закон сохранения механической энергии жидкости. Сумма удельной энергии положения z , удельной энергии давления $p/(\rho g)$ и удельной кинетической энергии $u^2/(2g)$ для невязкой жидкости есть вели-

чина постоянная по длине элементарной струйки. При движении жидкости один из видов энергии может переходить в другой, но этот переход совершается так, что сумма механической энергии вдоль потока невязкой жидкости не меняется.

Рассмотрим элементарную струйку (см. рис. 3.10) относительно выбранной плоскости сравнения и проведем два сечения: 1—1 и 2—2. Если в сечениях 1—1 и 2—2 вставить пьезометры, то по ним жидкость поднимется над центрами тяжести сечений. Величины $p_1/(\rho g)$ и $p_2/(\rho g)$, представляющие собой высоту столба жидкости в пьезометрах, называют пьезометрическими высотами, они определяют запас удельной потенциальной энергии, обусловленный давлением. Координаты z_1 и z_2 , определяющие высоту положения частицы жидкости над плоскостью сравнения 0—0, называют геометрическими высотами, они определяют запас удельной потенциальной энергии, обусловленный положением частицы. Суммы этих двух величин $z_1 + p_1/(\rho g) = H_{p1}$ и $z_2 + p_2/(\rho g) = H_{p2}$, называемых пьезометрическими напорами, определяют полный запас потенциальной энергии единицы веса жидкости.

Величины $u_1^2/(2g)$ и $u_2^2/(2g)$ представляют собой высоту столба жидкости, эквивалентную части статического напора, под действием которого происходит движение жидкости, и называются скоростными напорами H_v — удельная кинетическая энергия, отнесенная к единице веса жидкости.

Сумма пьезометрического напора H_p и скоростного напора H_v называется гидродинамическим напором H_d :

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} = H_d = \text{const} \quad (3.18)$$

или

$$H_{p1} + H_{v1} = H_{p2} + H_{v2} = H_d = \text{const.}$$

Следовательно для элементарной струйки идеальной жидкости гидродинамический напор, т.е. сумма пьезометрического и скоростного напоров, есть величина постоянная во всех ее сечениях.

Если в каждом сечении (см. рис. 3.10) от плоскости сравнения отложить вверх величину $H_d = z + p/(\rho g) + u^2/(2g)$ и соединить между собой концы отрезков H_d , получим горизонтальную линию, которая называется напорной линией. *Напорная линия* — линия, показывающая изменение гидродинамического напора (полной удельной энергией) жидкости по длине потока.

Для невязкой жидкости запас полной удельной энергии жидкости вдоль потока остается неизменным ($H_d = \text{const}$), напорная линия параллельна плоскости сравнения и, следовательно, для идеальной жидкости всегда горизонтальна. Линия, соединяющая уровни жидкости в пьезометрах, называется *пьезометрической ли-*

нией и показывает изменение пьезометрического напора H_p по длине потока. Пьезометрический напор откладывается от плоскости сравнения вверх.

Итак, с геометрической точки зрения уравнение Бернулли (3.18) показывает, что для идеальной жидкости сумма трех высот — геометрической z , пьезометрической $p/(\rho g)$ и скоростной $u^2/(2g)$ есть величина постоянной вдоль струйки, т.е. линия полного напора является линией, параллельной плоскости сравнения. Пьезометрическая линия отделяет область изменения потенциальной энергии от области изменения кинетической энергии. Все члены уравнения Бернулли имеют линейную размерность:

$$\text{скоростной напор } \left[\frac{u^2}{2g} \right] = \frac{(\text{м/с})^2}{\text{м/с}^2} = \text{м};$$

$$\text{пьезометрическая высота } \left[\frac{p}{\rho g} \right] = \frac{\text{Н/м}^2}{(\text{кг/м}^3)(\text{м/с}^2)} = \text{м}.$$

3.8. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ ДЛЯ ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТРУЙКИ И ПОТОКА ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ

В случае реальной (вязкой) жидкости полная удельная механическая энергия по длине струйки будет убывать, так как часть энергии будет затрачиваться на преодоление сил сопротивления движению, обусловленных внутренним трением в вязкой жидкости. В связи с этим для элементарной струйки реальной жидкости гидродинамический напор (полная удельная энергия) в сечении $1-1$ (см. рис. 3.10) будет всегда больше, чем гидродинамический напор в следующем за ним сечении $2-2$, на величину затрат энергии на преодоление сил сопротивления движению, т.е. $H_{d1} > H_{d2}$.

Обозначим потери напора на преодоление сил сопротивления через h_f . Тогда в соответствии с законом сохранения механической энергии можно записать

$$H_{d1} = H_{d2} + h_{f1-2}$$

или

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_{f1-2}, \quad (3.19)$$

где h_{f1-2} — потери напора, или потери удельной энергии, между сечениями $1-1$ и $2-2$ элементарной струйки, т.е. удельная работа сил сопротивления — часть механической энергии, которая в результате трения переходит в теплоту.

На рис. 3.11 представлена диаграмма для элементарной струйки вязкой жидкости, на котором видно, что гидродинамический напор по длине струйки уменьшается.

Уравнение (3.19) можно применить для потока с поперечным сечением конечных размеров для случая плавно изменяющегося течения, по характеру близкому к параллельно струйному.

У плавно изменяющегося потока (см. рис. 3.7) угол расхождения линий токов настолько мал, что проекциями скоростей и ускорений на плоскость, перпендикулярную общему направлению потока, как и кривизной линии тока, можно пренебречь. В этом случае распределение давления в плоскости поперечного сечения потока подчиняется гидростатическому закону, т. е. величина $z + p_1/(\rho g) = \text{const}$ для всех точек поперечного сечения.

Данное положение можно подтвердить, анализируя дифференциальные уравнения Эйлера (3.8) для потока вязкой жидкости при условии плавно изменяющегося движения. При этом будем считать, что на жидкость действует только сила тяжести.

Построим систему координатных осей: ось x направлена в сторону движения; ось z разместим в плоскости чертежа; ось y проведем перпендикулярно плоскости zOx .

Поскольку рассматривается поток вязкой жидкости, следует учитывать силы сопротивления движению (силы внутреннего трения). Однако нужно иметь в виду, что силы сопротивления, действующие на поверхности соприкосновения соседних струек, будут

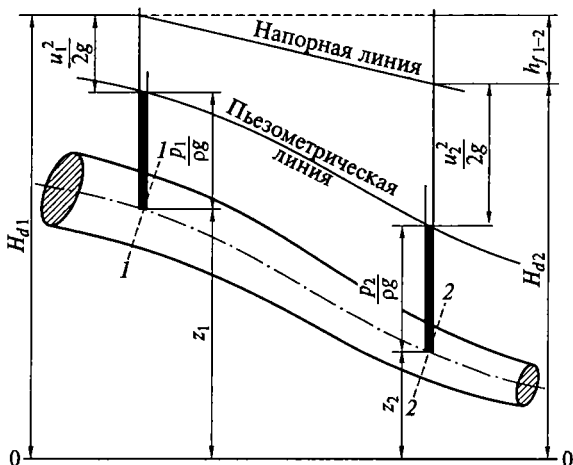


Рис. 3.11. Графическое представление уравнения Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости:

h_{f1-2} — потери напора; остальные обозначения см. на рис. 3.10

направлены вдоль потока, поэтому эти силы перпендикулярны плоскости zOy , а их проекции оси Oz и Oy равны нулю.

При принятом расположении осей скорости течения будут практически параллельны оси x и перпендикулярны осям y и z , поэто-

му $u_y \approx u_z \approx 0$ и $\frac{du_y}{dt} \approx \frac{du_z}{dt} \approx 0$. Тогда система уравнений Эйлера примет вид

$$\begin{cases} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{du_x}{dt}; \\ Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = 0; \\ Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = 0. \end{cases}$$

Легко видеть, что в плоскости zOy (перпендикулярной направлению потока) распределение давления p определяется двумя последними уравнениями Эйлера, которые совпадают с соответствующими уравнениями равновесия жидкости. Таким образом, при плавно изменяющемся движении распределение давления в поперечном сечении потока происходит по гидростатическому закону: $z + p/(\rho g) = \text{const}$.

Для иллюстрации сказанного приведем примеры плавно изменяющегося движения и движения, которое не отвечает его условиям (рис. 3.12).

Пьезометры, подключенные в разных точках живого сечения (рис. 3.12, *а*), показывают одинаковую высоту поднятия жидкости, т. е. выполняется гидростатический закон распределения давления. Для потоков, где живые сечения не будут плоскими (рис. 3.12, *б*), в вертикальном сечении появляются составляющие скорости разной величины, а значит, и ускорения. Силы инерции, соответствующие ускорениям, изменяют гидростатический закон распределения давления.

При поворотах потока (рис. 3.12, *в*) центробежные силы увеличивают или уменьшают давление по сравнению с гидростатическим, что также нарушает условие плавно изменяющегося движения.

На рис. 3.13 линиями $A-A$ показаны сечения, для которых выполняются условия плавно изменяющегося движения, линиями $B-B$ — сечения, для которых это условие не выполняется.

Поток представляет собой совокупность элементарных струек, поэтому уравнение Бернулли для целого потока реальной (вязкой) жидкости может быть получено суммированием полных энергий всех элементарных струек, составляющих поток, и потерь энергий, в них происходящих.

Весовой расход струйки $\rho g d Q$. Тогда полная удельная энергия струйки в любом живом сечении

$$\int_S \left(z + \frac{p}{\rho g} \right) \rho g dQ + \int_S \frac{u^2}{2g} \rho g dQ = H_d.$$

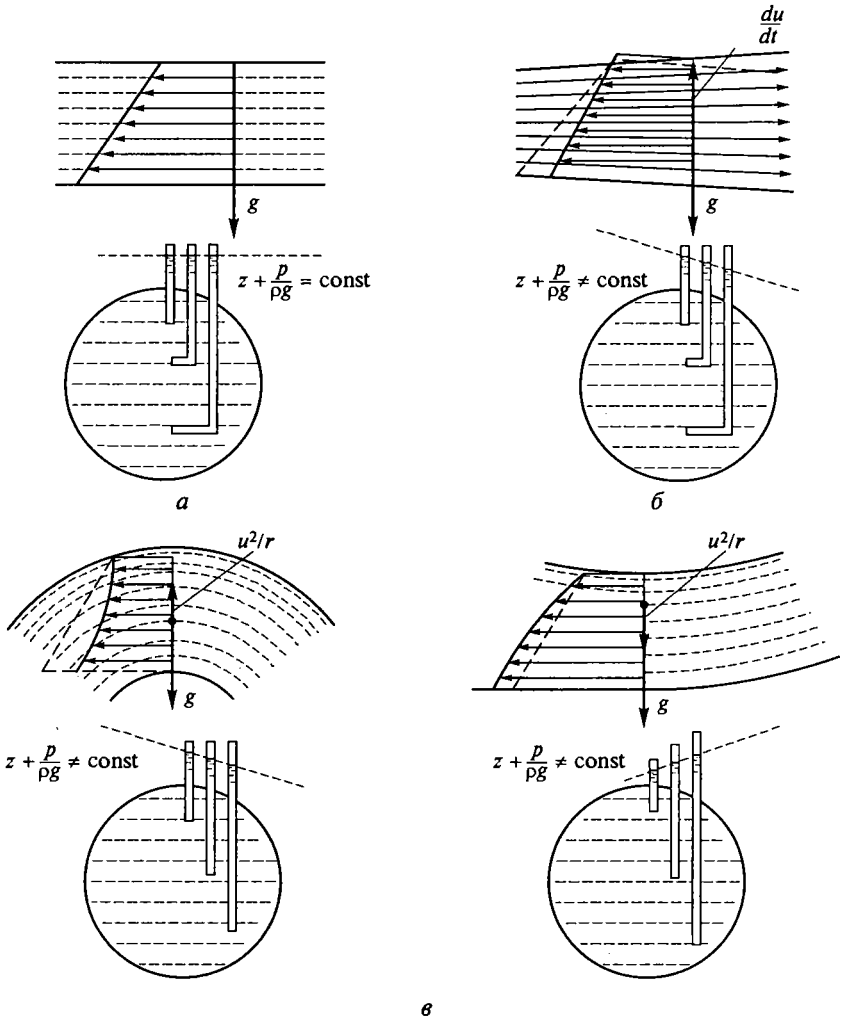


Рис. 3.12. Виды движения жидкости:

a — плавно изменяющееся; *б* — резко изменяющееся; $\frac{du}{dt}$ — ускорение; *в* — с искривленными струйками; u^2/r — центробежная сила, отнесенная к единице массы; g — сила веса, отнесенная к единице массы; $z + p/(\rho g)$ — пьезометрический напор

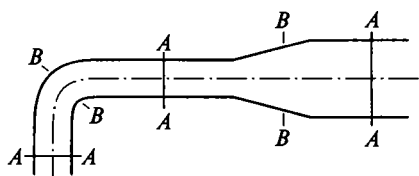


Рис. 3.13. Пример сечений, удовлетворяющих (A—A) и не удовлетворяющих (B—B) условиям плавно изменяющегося движения

Вычислим первый интеграл уравнения:

$$\int_S \left(z + \frac{p}{\rho g} \right) \rho g dQ = \rho g \int_S \left(z + \frac{p}{\rho g} \right) u dS = \left(z + \frac{p}{\rho g} \right) \rho g Q.$$

Величина $z + p/(\rho g)$ представляет собой пьезометрический напор, который одинаков (в данном плоском живом сечении) для всех элементарных струек, пересекающих это сечение.

Удельная потенциальная энергия потока жидкости

$$\frac{\left[z + p/(\rho g) \right] \rho g Q}{\rho g Q} = z + \frac{p}{\rho g} = H_p = \text{const},$$

т. е. при установившемся плавно изменяющемся движении жидкости удельная потенциальная энергия во всех точках плоского живого сечения одинакова.

Второй интеграл представляет собой суммарную кинетическую энергию всех элементарных струек, пронизывающих площадь живого сечения потока S . Учитывая, что $dQ = u dS$, запишем этот интеграл следующим образом:

$$\int_S \frac{u^2}{2g} \rho g dQ = \frac{1}{2} \rho \int_S u^3 dS. \quad (3.20)$$

Полученный интеграл является выражением для кинетической энергии всего потока в рассматриваемом живом сечении, а $u = f(x, y)$ представляет собой местную скорость, величина которой в пределах живого сечения потока переменна. Для вычисления интеграла (3.20) необходимо знать закон распределения скоростей по живому сечению потока. В гидравлике при интегрировании выражения (3.20) используется понятие средней скорости (см. формулу (3.5)).

Умножив и разделив интеграл в выражении (3.20) на $v^3 S$, где v — средняя скорость потока, перепишем его следующим образом:

$$\frac{\rho \int_S u^3 dS}{v^3 S} = v^2 v S. \quad (3.21)$$

Обозначив в выражении (3.21)

$$\frac{\int u^3 dS}{v^3 S} = \alpha,$$

получим безразмерный коэффициент α , учитывающий неравномерность распределения скоростей по живому сечению потока и представляющий собой отношение действительной кинетической энергии потока к кинетической энергии, вычисленной по средней скорости. Коэффициент α определяется экспериментально на основании специальных измерений скоростей в различных точках исследуемого потока жидкости. Выражение для удельной кинетической энергии потока запишем следующим образом

$$\frac{\frac{1}{2} \rho \int u^3 dS}{\rho g Q} = \frac{\frac{1}{2} \rho \alpha v^2 v S}{2 \rho g Q} = \frac{\alpha v^2}{2g}.$$

Полная удельная энергия потока (полный гидродинамический напор) в любом плоском живом сечении

$$H_d = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}.$$

Вследствие работы сил трения полная удельная механическая энергия жидкости вдоль потока (вниз по течению) должна уменьшаться. Тогда для реальной (вязкой) жидкости можно записать

$$H_{d1} > H_{d2} \text{ или } H_{d1} = H_{d2} + h_{f1-2},$$

где h_{f1-2} — суммарная потеря полного напора на участке между рассматриваемыми сечениями.

Учитывая вышесказанное, уравнение Бернулли для потока реальной жидкости можно представить в следующем виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{f1-2}. \quad (3.22)$$

Члены этого уравнения имеют тот же энергетический и геометрический смысл, что и члены уравнения Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости.

Графически уравнение Бернулли для потока реальной жидкости можно представить в виде диаграммы подобно тому, как это выполняли для идеальной жидкости, но с учетом потерь напора. Последние на диаграмме представлены некоторой высотой, которая увеличивается вдоль потока (рис. 3.14).

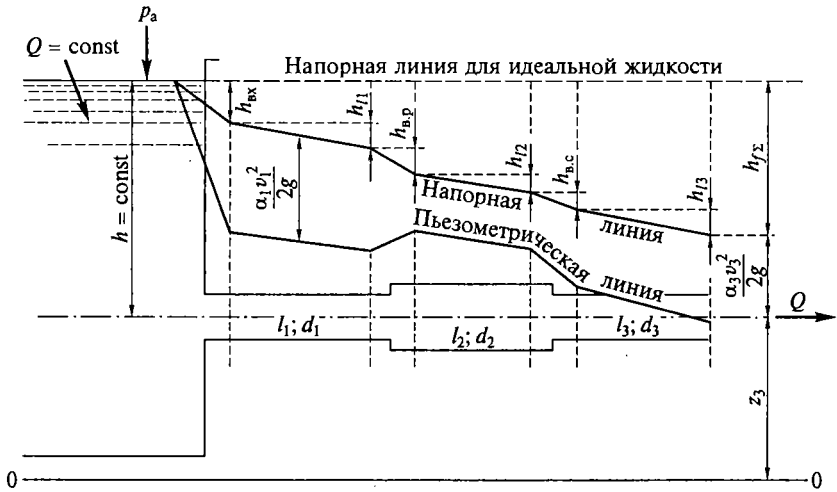


Рис. 3.14. Диаграмма уравнения Бернулли для потока реальной жидкости: 0—0 — плоскость сравнения; l_1 — l_3 , d_1 — d_3 — геометрические параметры участков потока; h — глубина; Q — расход; p_a — атмосферное давление; $h_{вх}$ — потери напора на входе в трубу; $h_{в.р}$, $h_{в.с}$ — потери потока при внезапном расширении и сужении потока; $h_{л1}$ — $h_{л3}$ — потери потока по длине; $h_{f\Sigma}$ — суммарные потери полного напора; z_3 — удельная энергия положения; $\alpha_1 v_1^2 / (2g)$, $\alpha_3 v_3^2 / (2g)$ — удельная кинетическая энергия потока на участках длины l_1 и l_3 соответственно

Если для элементарной струйки идеальной жидкости уравнение Бернулли представляет собой закон сохранения механической энергии, то для потока реальной жидкости оно является уравнением баланса энергии с учетом потерь. Механическая энергия, теряемая жидкостью на рассматриваемом участке течения, не исчезает бесследно, а превращается в тепловую. Так как удельная теплоемкость жидкости обычно велика по сравнению с потерями удельной энергии и тепловая энергия непременно рассеивается, повышение температуры жидкости малозаметно. Процесс преобразования механической энергии в тепловую является необратимым — превращение тепловой энергии в механическую невозможно.

Уравнение Бернулли (3.22) является важнейшим уравнением гидродинамики, дающим возможность установить зависимость между тремя основными параметрами движущейся жидкости: p , v , z .

Уменьшение полной удельной энергии вдоль потока, отнесенное к единице его длины, называется *гидравлическим уклоном* i :

$$i = \frac{(z_1 + p_1/(\rho g) + \alpha_1 v_1^2/(2g)) - (z_2 + p_2/(\rho g) + \alpha_2 v_2^2/(2g))}{l} = \frac{h_{f1-2}}{l}.$$

Изменение удельной потенциальной энергии жидкости вдоль потока, отнесенное к единице длины, называется *пъезометрическим уклоном* I_p :

$$I_p = \frac{[z_1 + p_1/(\rho g)] - [z_2 + p_2/(\rho g)]}{l}.$$

Пъезометрический уклон может быть положительным и отрицательным, гидравлический уклон всегда положителен. Очевидно, что в трубе постоянного диаметра с неизменным распределением скоростей пъезометрический и гидравлический уклоны одинаковы.

3.9. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ

При движении жидкости в трубе возникают дополнительные силы сопротивления, в результате чего частицы жидкости, прилегающие к поверхности трубы, тормозятся. Такое торможение благодаря наличию вязкости передается следующим слоям, причем скорость движения частиц по мере удаления их от оси трубы постепенно уменьшается. Равнодействующая сил сопротивления направлена в сторону, противоположную движению, параллельна направлению движения и является силой гидравлического трения (силой сопротивления движению).

Для преодоления силы гидравлического трения и поддержания поступательного движения жидкости необходимо, чтобы на жидкость действовала сила, направленная в сторону ее движения и равная силе сопротивления, т. е. необходимо затрачивать энергию.

Энергия, необходимая для преодоления сил сопротивления, называется *потерянной энергией*. Именно эти потери энергии (потери напора) учитывают в уравнении Бернулли (3.22).

Потери удельной энергии (потери напора), или, как часто их называют, гидравлические потери, зависят от формы и размеров русла, скорости течения и вязкости жидкости, шероховатости стенок трубопровода.

Гидравлические потери обычно подразделяют на потери напора по длине и местные потери напора.

Потери напора по длине — это потери энергии, которые возникают в прямых трубах постоянного сечения, зависят от длины трубопровода и обусловлены силами вязкости и влиянием стенок, ограничивающих поток. Потери напора, возникающие по длине l потока, обозначают h_f .

Местные потери напора обусловлены местными гидравлическими сопротивлениями, которые возникают в результате деформации потока, вызванной фасонными частями арматуры трубо-

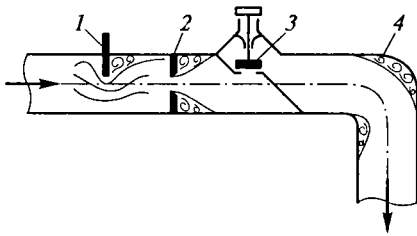


Рис. 3.15. Виды местных гидравлических сопротивлений в трубопроводе:

1 — задвижка; 2 — диафрагма; 3 — вентиль; 4 — поворот

провода. При протекании жидкости через местные сопротивления изменяется ее скорость и обычно возникают крупные вихри. Последние образуются за местом отрыва потока от стенок и представляют собой области, в которых частицы жидкости движутся в основном по замкнутым кривым или близким к ним траекториям (рис. 3.15). Местные потери напора обозначают h_m .

Таким образом, потери напора при движении жидкости складываются из потерь напора по длине и потерь на местные сопротивления:

$$h_f = h_l + h_m.$$

3.10. ПРИМЕРЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ

Трубка Пито—Прандтля. Рассмотрим трубку полного напора (трубку Пито), служащую для измерения скорости потока. В простейшем случае трубка Пито (рис. 3.16, а) представляет собой изогнутую под прямым углом трубку небольшого диаметра, устанавливаемую в потоке открытым нижним концом навстречу движению.

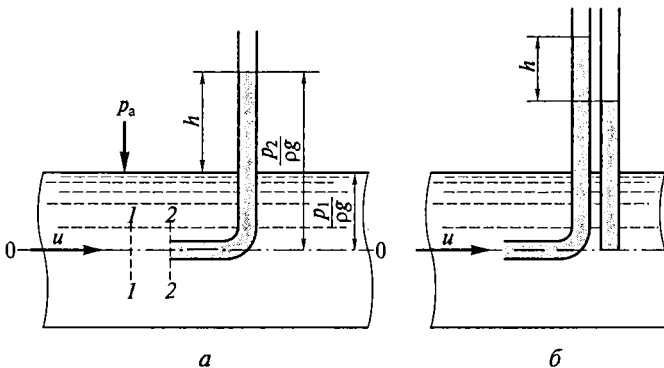


Рис. 3.16. Схемы трубки Пито (а) и трубки Пито—Прандтля (б):

0—0 — плоскость сравнения; h — уровень жидкости в трубках; p_a — атмосферное давление; $p_1/(\rho g)$, $p_2/(\rho g)$ — удельная энергия давления в сечениях 1—1 и 2—2; u — скорость движения жидкости

Если такую трубку установить в открытом потоке, например в канале, жидкость поднимется в ней над свободной поверхностью на высоту, равную скоростному напору. Для доказательства этого запишем уравнение Бернулли для элементарной струйки, набегающей на трубку вдоль ее оси, а затем растекающейся по ее поверхности. Пусть плоскость сравнения расположена по оси трубы. Тогда учитывая, что скорость частиц жидкости, попадающих в отверстие трубки, уменьшается до нуля, уравнение Бернулли для сечений 1—1 и 2—2 можно записать следующим образом:

$$p_1/(\rho g) + u_1^2/(2g) = p_2/(\rho g) + h_{f1-2}; \quad u_2 = 0.$$

Пренебрегая потерями напора h_{f1-2} и учитывая, что $p_2/(\rho g) - p_1/(\rho g) = h$, получим $h = u_1^2/(2g)$. Отсюда скорость движения жидкости

$$u_1 = \sqrt{2gh}. \quad (3.23)$$

Действительная скорость несколько отличается от вычисленной по формуле (3.23) вследствие потерь напора. В связи с этим для определения действительной скорости трубкой Пито необходимо в формулу (3.23) ввести коэффициент φ . Тогда получим

$$u = \varphi\sqrt{2gh},$$

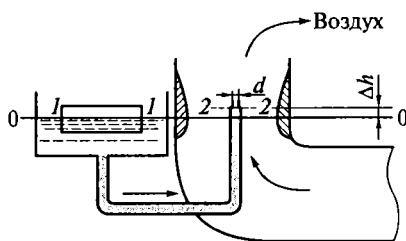
где коэффициент φ для различных конструкций трубки определяется экспериментальным путем при тарировании трубки по другому прибору, принимаемому за эталон.

Для измерения скорости движения жидкости в напорных трубопроводах применяется трубка Пито—Прандтля, которая представляет собой совмещенные в один прибор трубку Пито и обычный пьезометр (рис. 3.16, б). Разность уровней жидкости в обеих трубках h дает значение скоростного напора $u^2/(2g)$, по которому и определяется скорость.

Карбюратор. Примером простейшего карбюратора (рис. 3.17) является карбюратор поршневых двигателей внутреннего сгорания. Выходное сечение жиклера карбюратора расположено выше уровня бензина в поплавковой камере на величину Δh , вакуум в

Рис. 3.17. Схема простейшего карбюратора:

0—0 — плоскость сравнения; 1—1 — уровень бензина; 2—2 — выходное сечение жиклера; d — диаметр жиклера; Δh — разность уровней бензина в камере и жиклере



диффузоре $p_{\text{вак}}$. Пренебрегая потерями напора, необходимо определить расход бензина Q , если диаметр жиклера d , плотность бензина ρ .

Поток воздуха, засасываемого в двигатель, сужается в том месте, где установлен распылитель бензина (обрез трубки диаметром d). Скорость воздуха в этом сечении возрастает, а давление согласно уравнению Бернулли для потока рабочей жидкости падает. Благодаря пониженному давлению бензин впрыскивается в поток воздуха. Капельки бензина, попадая в движущуюся струю воздуха, размельчаются и, смешиваясь с воздухом, образуют горючую смесь.

Запишем уравнение Бернулли для сечений 1—1 и 2—2 относительно плоскости сравнения 0—0, совпадающей со свободной поверхностью бензина в поплавковой камере, без учета потерь полной механической энергии:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g},$$

где $v_1 = 0$; $p_1 = p_a$; $z_1 = 0$; $p_2 = p_a - p_{\text{вак}}$; $z_2 = \Delta h_1$; $\alpha = 1$; p_a — атмосферное давление.

$$\frac{p_a}{\rho g} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_{\text{вак}}}{\rho g} + \Delta h.$$

Отсюда скорость истечения бензина

$$v_2 = \sqrt{2g [p_{\text{вак}} / (\rho g) - \Delta h]}.$$

Расход бензина

$$Q = v_2 \pi d^2 / 4.$$

3.11. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ РАВНОМЕРНОГО ДВИЖЕНИЯ

Между силами трения T и потерями напора для равномерного движения (местные потери отсутствуют) существует определенная зависимость, которая называется основным уравнением равномерного движения жидкости.

Рассмотрим равномерное движение жидкости в напорной круглой цилиндрической трубе (рис. 3.18) длиной l , ограниченной сечениями 1—1 и 2—2. В этом случае пьезометрическая линия параллельна напорной и поэтому падение пьезометрической линии на длине трубы (пьезометрический уклон) выражает потерю напора h_f .

Обозначим давление в центрах тяжести живых сечений потока 1—1 и 2—2 соответственно через p_1 и p_2 , геометрические высоты

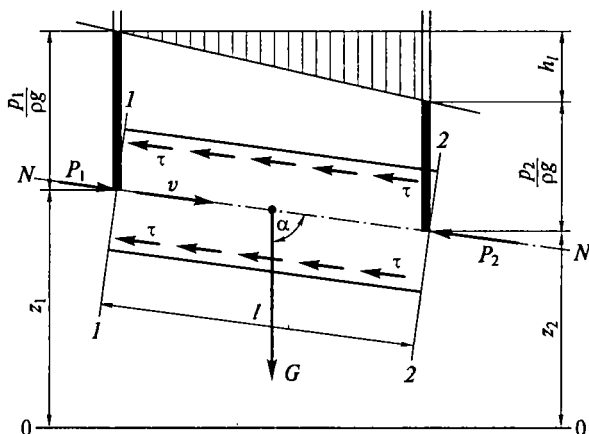


Рис. 3.18. К выводу основного уравнения равномерного движения:

0—0 — плоскость сравнения; 1—1, 2—2 — сечения трубы длиной l ; $N—N$ — ось трубы; G — сила тяжести объема потока; P_1, P_2 — сила давления в соответствующих сечениях; h_1 — потери напора; $p_1/(\rho g), p_2/(\rho g)$ — удельная энергия давления; v — скорость течения; z_1, z_2 — геометрическая высота соответствующего сечения; α — угол наклона трубы; τ — напряжение трения на стенках трубы

их центров тяжести над плоскостью сравнения через z_1 и z_2 . Из рис. 3.18 видно, что $l = (z_1 - z_2)/\sin\alpha$.

В условиях равномерного движения внешние силы, приводящие жидкость в движение, должны быть равны силам сопротивления движения, поскольку равномерное движение может происходить только при взаимном уравнивании всех действующих сил. Следовательно, сумма проекций внешних сил на ось потока (ось движения) должна быть равна сумме проекций сил сопротивления на ту же ось. Определим проекции всех сил на ось потока $N—N$. На участок трубы между сечениями 1—1 и 2—2 будут действовать следующие силы: сила давления P в сечениях 1—1 и 2—2, сила тяжести объема жидкости G , сила сопротивления движению T (сила трения на стенке).

Силы давления в сечениях 1—1 и 2—2 соответственно P_1 и P_2 определяются по формуле (2.25), поскольку при равномерном плавно изменяющемся движении жидкости гидродинамическое давление распределяется по гидростатическому закону:

$$P_1 = p_1 S_1; \quad P_2 = p_2 S_2, \quad (3.24)$$

отметим, что сила P_2 направлена против движения.

Сила тяжести G объема жидкости длиной l равна $\rho g S l$, где S — площадь живого сечения потока. Сила тяжести приложена в центре тяжести объема и направлена по вертикали вниз. Проекция силы

тяжести на ось потока $G_N = S/\rho g \sin \alpha$, где α — угол наклона оси трубы к горизонту. Из чертежа видно, что $l \sin \alpha = z_1 - z_2$, поэтому

$$G_N = \rho g S(z_1 - z_2). \quad (3.25)$$

Сила трения на стенке T приложена со стороны стенок трубы к боковой поверхности потока, направлена против движения и проектируется на ось $N-N$ потока без искажения:

$$T = \chi l \tau, \quad (3.26)$$

где τ — напряжение трения на стенке (сила трения, приходящаяся на единицу длины участка между сечениями 1—1 и 2—2); χ — смоченный периметр (длина контура живого сечения, по которому жидкость соприкасается со стенками).

Запишем уравнение равновесия сил, действующих на объем между сечениями 1—1 и 2—2 относительно оси потока:

$$P_1 + P_2 + G \sin \alpha - T = 0.$$

С учетом выражений (3.24), (3.25) и (3.26) получим

$$\rho g S(z_1 - z_2) + p_1 S_1 - p_2 S_2 - \chi l \tau = 0. \quad (3.27)$$

Разделим выражение (3.27) на $\rho g S$:

$$(z_1 - z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} - \frac{T}{\rho g S} = 0$$

или

$$\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} \right) = \frac{\tau \chi l}{\rho g S}. \quad (3.28)$$

Из рис. 3.18 видно, что кинетическая энергия $\alpha v^2 / (2g)$ в сечениях 1—1 и 2—2 одинакова, тогда левая часть уравнения (3.28) выражает потерю полной удельной энергии по длине участка.

Можно записать

$$h_f = \frac{\tau \chi l}{\rho g S} \quad (3.29)$$

или

$$\frac{h_f}{l} = \frac{\tau \chi}{\rho g S}. \quad (3.30)$$

Так как $h_f/l = i$ — гидравлический уклон и $S/\chi = R$ — гидравлический радиус, окончательно получим

$$i = \tau / (\rho g R)$$

или

$$\tau = \rho g R i. \quad (3.31)$$

Зависимость (3.31) есть основное уравнение равномерного движения жидкости, которое показывает, что касательные напряжения, отнесенные к удельному весу жидкости, равны произведению гидравлического радиуса R на гидравлический уклон i .

Из уравнения (3.29) можно получить общее выражение для потерь напора при равномерном движении:

$$h_{f1-2} = \frac{\tau l}{\rho g R}.$$

Для круглой напорной трубы

$$\tau/(\rho g) = r i/2, \quad (3.32)$$

где r — радиус трубы.

При $r = 0$ касательные напряжения τ равны нулю. Максимальные значения касательные напряжения имеют на стенке трубы. Следовательно, по сечению трубопровода касательные напряжения изменяются по линейному закону.

Из основного уравнения равномерного движения следует также, что касательные напряжения прямо пропорциональны потерям напора. Чем больше касательные напряжения, тем больше потери напора. опыты показывают, что касательные напряжения, а следовательно, и потери напора зависят от скорости течения жидкости.

РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

4.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ. КРИТЕРИЙ РЕЙНОЛЬДСА

В природе существуют два режима движения жидкости: ламинарный и турбулентный. При *ламинарном режиме* частицы жидкости движутся не перемешиваясь, образуя струйчатое (слоистое) движение. При *турбулентном режиме* частицы жидкости наряду с основным движением осуществляют поперечные перемещения, создающие перемешивание жидкости. Траектории движения частиц имеют сложную форму и пересекаются между собой.

Ламинарный режим имеет место при движении жидкостей большой вязкости (смазочные масла, мазут, нефть), при фильтрации воды в порах грунта, при движении крови в кровеносных сосудах.

Турбулентный режим встречается чаще. Течение воды в реках, каналах, водопроводных трубах является турбулентным.

Визуально наблюдать режимы движения можно в прозрачной стеклянной трубке по краске, которая вводится тонкой струйкой в поток жидкости одинаковой с ней плотности.

При малых скоростях движения потока четко выделяется окрашенная струйка. Остальная жидкость остается неокрашенной. Если вводить несколько параллельных струек краски, получится несколько окрашенных струек, не пересекающихся между собой. Это доказывает, что частицы жидкости движутся по параллельным траекториям и имеет место струйчатое (слоистое), т.е. ламинарное, течение.

При увеличении средней скорости течения жидкости в трубке до некоторого предела вид струйки не меняется. При дальнейшем непрерывном увеличении скорости струйка приобретает сначала волнистый характер, потом у нее появляются разрывы, затем в какой-то момент краска полностью смешивается с жидкостью, и вся жидкость в трубке оказывается равномерно окрашенной. Это свидетельствует о том, что наступил турбулентный режим, который характеризуется интенсивным перемешиванием жидкости.

Как показывают опыты, переход ламинарного режима в турбулентный происходит при определенном значении средней скорости, которое зависит от диаметра трубки и вязкости жидкости. Если проводить опыт в обратной последовательности: установить

сначала турбулентный режим, а затем постоянно уменьшать скорость течения жидкости, ламинарный режим наступит при меньшем значении средней скорости.

Таким образом, при медленном увеличении средней скорости ламинарный режим переходит в турбулентный в рассматриваемой трубке при большем значении скорости, чем при изменении скорости от большего значения к меньшему.

Скорости, соответствующие смене режимов, называют *критическими*. Наибольшая скорость перехода ламинарного режима в турбулентный называется верхней критической скоростью $v_{в.кр}$, а наименьшая скорость смены турбулентного режима ламинарным называется нижней критической скоростью $v_{н.кр}$.

Таким образом, существует некоторый диапазон скоростей (переходная область), в котором при соответствующих условиях может быть или ламинарный режим, или турбулентный. Однако ламинарный режим в переходной области неустойчив, достаточно малейшего возмущения потока, чтобы он перешел в турбулентный.

Впервые экспериментальные исследования о существовании двух режимов движения жидкости и условий их смены были проведены английским ученым О. Рейнольдсом, который в 1883 г. опубликовал результаты своих исследований.

На основании опытов и анализа размерностей О. Рейнольдс предложил безразмерный критерий, который впоследствии был назван *числом Рейнольдса*:

$$Re = vdp/\mu,$$

где v — средняя скорость движения жидкости; d — диаметр трубки; ρ — плотность жидкости; μ — динамический коэффициент вязкости.

Учитывая соотношение $\rho/\mu = \nu$, критерий Рейнольдса принимает вид

$$Re = vd/\nu, \quad (4.1)$$

где ν — коэффициент кинематической вязкости.

Вместо диаметра в критерий Рейнольдса может входить другой линейный параметр, являющийся характерным для рассматриваемого случая.

Для труб некруглой формы характерным линейным размером является гидравлический радиус R , определяемый соотношением (3.2), или эквивалентный (гидравлический) диаметр d_s

$$d_s = 4R.$$

Число Рейнольдса для любой формы поперечного сечения потока, в том числе для случая безнапорного движения, имеет вид

$$Re = vR/\nu,$$

где R — гидравлический радиус;
или

$$Re = vd_3/\nu, \quad (4.2)$$

где d_3 — эквивалентный диаметр.

Число Рейнольдса, определяемое по нижней критической скорости $v = v_{н.кр}$, называется нижним критическим числом, а по верхней критической скорости $v = v_{в.кр}$ — верхним критическим числом.

На основании опытов для круглых труб при напорном движении нижнее критическое число Рейнольдса принято равным 2300. Верхнее критическое число Рейнольдса изменяется в широких пределах от 4000 до 50 000.

Нижнее критическое число Рейнольдса, записанное по гидравлическому радиусу:

$$Re_{н.кр} = v_{н.кр}R/\nu \approx 580.$$

При практических расчетах для определения режима движения жидкости исходят из значения нижнего критического числа Рейнольдса, считая, что для круглых напорных труб ламинарный режим имеет место при $Re_d < 2300$, в остальных случаях при $Re_R < 580$, а турбулентный соответственно при $Re_d > 2300$ и $Re_R > 580$.

Исследования показывают, что при числах Рейнольдса $Re_d = 2000 \dots 4000$ периодически происходит смена ламинарного и турбулентного режимов, т.е. наблюдается так называемая перемежающаяся турбулентность. Поэтому более точным условием существования ламинарного режима следует считать соотношение $Re_d < 2000$, а турбулентного $Re_d > 4000$.

Режимов движения жидкости при числах Рейнольдса $Re = 2000 \dots 4000$ следует избегать из-за неустойчивости режима течения и возможности появления в гидросистеме колебательных процессов.

Приведенные данные о критических числах Рейнольдса относятся к равномерному движению жидкости и отличаются от значений $Re_{кр}$ при неравномерном движении. Так, при уменьшающемся вниз по течению сечении круглой трубы значение нижнего критического числа Рейнольдса $Re_{н.кр}$ возрастает до 20 000, а в расширяющихся трубах становится меньше 2000. Таким образом, на значение числа Рейнольдса Re влияет характер изменения скоростей вдоль течения. Ускорение потока способствует повышению устойчивости движения жидкости. В самом деле, с точки зрения физики критерий Рейнольдса можно рассматривать как отношение сил инерции F потока к силам трения T :

$$Re = F/T.$$

Сила инерции

$$F = \rho V \frac{dv}{dt}, \quad (4.3)$$

где V — объем жидкости; dv/dt — ускорение.

Сила трения

$$T = \mu S \frac{dv}{dy}, \quad (4.4)$$

где S — площадь соприкосновения слоев; dv/dy — градиент скорости.

Принимая во внимание формулы (1.16), (4.3) и (4.4), получаем

$$\text{Re} = \frac{\rho V \frac{dv}{dt}}{\mu S \frac{dv}{dy}} = \frac{\frac{dy}{dt} V}{\nu S} = \frac{vL}{\nu},$$

где L — характерный линейный размер; для круглых труб $L = d$.

В сужающихся трубах увеличиваются силы инерции, а значит, повышается устойчивость потока, возрастает значение критического числа Рейнольдса.

Для практических расчетов определение режима движения жидкости имеет важное значение. Исследования показывают, что потери напора по длине при ламинарном режиме пропорциональны средней скорости течения в первой степени:

$$h_l = k_l v,$$

где k_l — коэффициент пропорциональности;

а при турбулентном режиме пропорциональны средней скорости в степени n :

$$h_l = k_T v^n,$$

где k_T — коэффициент пропорциональности; n — показатель степени, $n = 1,75 \dots 2$.

С увеличением турбулентности потока возрастает показатель степени, при развитой турбулентности $n = 2$.

4.2. ЛАМИНАРНЫЙ РЕЖИМ

Рассмотрим основные закономерности ламинарного режима при равномерном движении жидкости в круглой трубе, ограничиваясь случаем, когда ось трубы горизонтальна. При этом будем рассматривать уже сформировавшийся поток с устойчивым распре-

делением скоростей по сечению. Как уже говорилось (см. подразд. 4.1), ламинарный режим движения является слоистым течением без перемешивания. Перемещение частиц жидкости происходит только в осевом направлении, поскольку поперечные составляющие скорости отсутствуют. Механизм движения можно представить в виде телескопического выдвигания цилиндров разного диаметра послойно друг из друга. Слои параллельны оси трубы и движутся один внутри другого с разными скоростями, увеличивающимися в направлении от стенок к оси трубы. Слои жидкости, движущиеся быстрее, увлекают за собой слои, движущиеся медленнее, и наоборот слои жидкости, движущиеся медленнее, тормозят слои, движущиеся быстрее. Происходит как бы скольжение цилиндрического слоя, движущегося с большей скоростью, по слою, движущемуся с меньшей скоростью. При этом из-за наличия сцепления частиц жидкости друг с другом и со стенками трубы на смежных поверхностях слоев жидкости возникают касательные напряжения τ сил трения T , величина которых зависит от разности скоростей между движущимися слоями жидкости.

Воспользуемся схемой, изображенной на рис. 4.1, и запишем основное уравнение равномерного движения (3.32) для внутреннего цилиндра радиусом r :

$$\tau/(\rho g) = (r/2)i$$

или

$$\tau = \rho g(r/2)i, \quad (4.5)$$

где τ — касательные напряжения; g — ускорение свободного падения; i — гидравлический уклон.

Касательные напряжения τ на боковой поверхности выделенного цилиндра определим из закона внутреннего трения Ньютона. Поскольку цилиндрические слои имеют общий центр по оси трубы, $dy = dr$ и формула (1.5) принимает вид

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} = -\mu \frac{du}{dr}. \quad (4.6)$$

В данном случае градиент скорости отрицательный, поскольку скорость уменьшается в направлении оси r .

Подставим выражение (4.6) в (4.5):

$$\tau = -\mu \frac{du}{dr} = \rho g(r/2)i. \quad (4.7)$$

Из выражения (4.5) следует, что величина напряжения сил трения τ изменяется по живому сечению трубы по линейному закону; наименьшее значение $\tau = 0$ будет при $r = 0$ на оси трубы, а

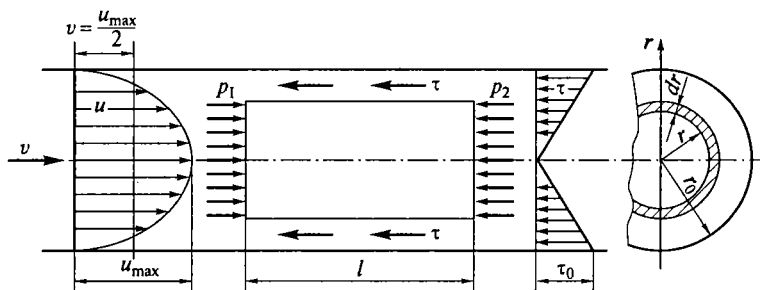


Рис. 4.1. Схема к изучению ламинарного течения жидкости в трубе:

l — длина выделенного объема жидкости; p_1, p_2 — давление на торцы выделенного объема жидкости; r — текущий радиус; dr — приращение радиуса; r_0 — радиус трубы; u, u_{\max} — действительная и максимальная скорость течения жидкости; v — средняя скорость течения жидкости; τ, τ_0 — касательные напряжения, соответствующие текущему радиусу и радиусу трубы

наибольшее значение $\tau = \tau_0$ у стенок при $r = r_0$. Эпюра касательных напряжений τ по живому сечению потока представлена на рис. 4.1.

Из выражения (4.7) дифференциальное уравнение распределения скорости

$$du = -\frac{\rho g i}{2\mu} r dr.$$

Выполнив интегрирование, получим

$$u = -\rho g i r^2 / (4\mu) + C.$$

Постоянную интегрирования C определим из граничных условий на стенке трубы при $r = r_0, u = 0$:

$$C = \rho g i r_0^2 / (4\mu).$$

Тогда скорость по окружности радиусом r

$$u = \rho g i (r_0^2 - r^2) / (4\mu). \quad (4.8)$$

Формула (4.8) представляет собой уравнение параболы; это позволяет сделать вывод, что изменение скорости по живому сечению потока происходит по параболическому закону. Задаваясь разными значениями r в пределах от 0 до r_0 и рассчитывая скорость по формуле (4.8), можно построить эпюру скоростей (см. рис. 4.1). Очевидно, что на оси трубы (при $r = 0$) скорость будет максимальной

$$u_{\max} = \rho g i r_0^2 / (4\mu), \quad (4.9)$$

откуда

$$u = u_{\max} \left(1 - \frac{r^2}{r_0^2} \right).$$

Определим расход жидкости при ламинарном режиме движения жидкости в круглой трубе. Элементарный расход жидкости, проходящей через concentрический слой толщиной dr (см. рис. 4.1), расположенный на расстоянии r от оси трубы:

$$dQ = u dS = 2\pi r \rho g i (r_0^2 - r^2) dr / (4\mu).$$

После интегрирования по всей площади поперечного сечения, т. е. от $r = 0$ до $r = r_0$, получим

$$Q = 2\pi \frac{\rho g i}{4\mu} \int_0^{r_0} (r_0^2 - r^2) r dr = \frac{\rho g i \pi r_0^4}{8\mu}. \quad (4.10)$$

Разделив (4.10) на πr_0^2 , определим среднюю скорость

$$v = \int_S \frac{u dS}{\pi r_0^2} = \frac{\rho g i}{8\mu} r_0^2. \quad (4.11)$$

Сравнение выражения (4.11) с формулой (4.9) позволяет утверждать, что средняя скорость при ламинарном течении в 2 раза меньше максимальной:

$$v = 0,5 u_{\max}.$$

На основании выражения $\alpha = \int_S u^3 dS / (v^3 S)$ и формул (4.8) и (4.11) определяется значение коэффициента Кориолиса α , в данном случае $\alpha = 2$.

Потери напора на трение h_l найдем, воспользовавшись выражением $h_l = il$ и определив гидравлический уклон i по формуле (4.11). Заметив, что $\mu/\rho = \nu$, получим

$$h_l = \frac{8\nu l v}{g r_0^2} = \frac{8\nu l v}{g (d/2)^2}.$$

Умножим и разделим правую часть последнего выражения на $2v$:

$$h_l = \frac{2\nu 8\nu l v}{2\nu g (d/2)^2} = \frac{64\nu}{vd} \frac{l}{2g} \frac{v^2}{d}. \quad (4.12)$$

Поскольку $vd/\nu = \text{Re}$, окончательно запишем

$$h_l = \frac{64}{\text{Re}} \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (4.13)$$

или, обозначив $l = 64/\text{Re}$:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}. \quad (4.14)$$

Формула (4.14) называется формулой Дарси—Вейсбаха, λ — коэффициент сопротивления трения.

Расчетное значение коэффициента λ для ламинарного режима при $\text{Re} < 2300$

$$\lambda = 64\nu/(vd) = 64/\text{Re}. \quad (4.15)$$

С учетом дополнительных сопротивлений, вызываемых в основном искажениями поперечного сечения трубы и охлаждением наружных слоев жидкости, значение λ в практических расчетах следует принять для ламинарного режима $\lambda = 75/\text{Re}$.

Таким образом, коэффициент гидравлического трения при ламинарном режиме обратно пропорционален числу Рейнольдса и не зависит от состояния стенок трубопровода, а потери напора при ламинарном течении согласно формуле (4.12) прямо пропорциональны средней скорости.

Полученные теоретические зависимости хорошо подтверждаются опытами для участков труб с вполне развитым ламинарным режимом и равномерным движением. На практике же, как правило, имеют место случаи неравномерного движения, например на начальных участках трубопроводов.

Развитие ламинарного режима на начальном участке трубы можно представить себе следующим образом. Если жидкость из какого-либо резервуара поступает в прямую трубу постоянного диаметра с закругленными краями и движется в ней ламинарным потоком, скорости во всех точках входного поперечного сечения будут практически одинаковы. По мере удаления от входа слои жидкости, прилегающие к стенке трубы, начинают затормаживаться вследствие трения у стенок, в центральной же части потока, где еще сохраняется равномерное распределение скоростей, движение ускоренное, поскольку расход жидкости остается неизменным. При этом толщина слоев заторможенной жидкости постепенно увеличивается, пока не станет равной радиусу трубы, т.е. пока слои, прилегающие к противоположным стенкам, не сомкнутся на оси трубы (рис. 4.2). После этого формирование ламинарного потока заканчивается, и эпюра скоростей принимает обычную для ламинарного режима параболическую форму.

Участок, на котором происходит формирование профиля скоростей ламинарного режима движения, называется начальным. Для определения длины начального участка можно пользоваться сле-

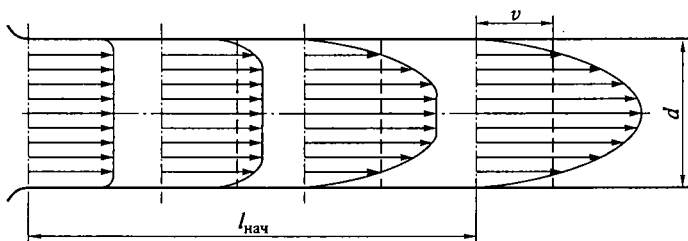


Рис. 4.2. Схема начального участка ламинарного течения в трубе: d — диаметр трубы; $l_{\text{нач}}$ — длина начального участка течения; v — средняя скорость течения

дующей приближенной формулой, выражающей относительную длину как функцию числа Рейнольдса: $l_{\text{нач}}/d = 0,29 \text{ Re}$.

Если в эту формулу подставить $\text{Re}_{\text{кр}} = 2300$, получим максимально возможную длину начального участка, равную $66,5d$.

Сопrotивление на начальном участке трубы больше, чем на основном, поэтому потери напора на участке трубы, длина которого $l \leq l_{\text{нач}}$, определяется по формуле (4.13), но с поправочным коэффициентом $K > 1$, т. е.

$$h_l = K \frac{64}{\text{Re}} \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}.$$

Значения коэффициента K зависят от условий входа в трубу, числа Рейнольдса и многих других факторов.

4.3. ТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ В УЗКИХ ЩЕЛЯХ

Данный тип течения жидкости представляет практический интерес в связи с герметизацией гидроагрегатов, плотность соединения подвижных пар которых зачастую обеспечивается выполнением гарантированного малого (микронного) зазора (щели).

Действие подобных щелевых уплотнений основано на физических свойствах реальных жидкостей оказывать сопротивление деформациям сдвига. Математическая величина искомого сопротивления определяется по формуле (1.5), согласно которой касательное напряжение τ между двумя слоями ламинарного потока пропорционально градиенту скорости du/dy вдоль нормали к оси потока.

Исследованиями установлено, что течение жидкости в капиллярных щелях подчиняется до известного размера щели общим законам гидравлики. Критическое число Рейнольдса, при превы-

шении которого ламинарность потока в щели нарушается, соответствует

$$Re = ua/v \approx 600 \dots 1000,$$

где u и v — соответственно скорость течения и коэффициент кинематической вязкости жидкости; a — номинальная величина щели.

Различают плоские и кольцевые зазоры (щели). Рассмотрим случай *плоского зазора* (рис. 4.3), когда течение жидкости возникает под действием перепада давлений $\Delta p = p_1 - p_2$ (при $p_1 > p_2$); длина зазора l , ширина B , высота δ .

Выделим в зазоре элемент высотой y и запишем условие его равновесия

$$\tau l B = \Delta p B y,$$

где l , B — длина и ширина зазора; Δp — перепад давлений.

Принимая во внимание закон трения Ньютона (1.5), приходим к следующему дифференциальному уравнению:

$$-\mu \frac{du}{dy} = \frac{\Delta p}{l} y.$$

Если принять, что скорость течения на стенках зазора (при $\delta/2$) равна нулю, получим интеграл приведенного уравнения

$$u = \Delta p \delta^2 / (8\mu l) - \Delta p y^2 / (2\mu l),$$

где δ — высота зазора.

Поскольку скорость потока уменьшается соответственно второй степени величины y , распределение скорости по сечению

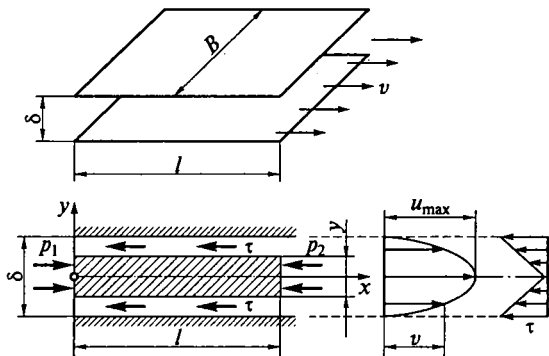


Рис. 4.3. Схема течения жидкости через плоский зазор:

B , l , δ — соответственно ширина, длина, высота зазора; y — высота элемента зазора; остальные обозначения см. на рис. 4.1

потока будет параболическим (см. рис. 4.3). Скорость будет максимальной при $y = 0$:

$$u_{\max} = \Delta p \delta^2 / (8\mu l).$$

Средняя скорость

$$v = 2u_{\max} / 3 = \Delta p \delta^2 / (12\mu l).$$

Расход жидкости в зазоре между пластинами

$$Q = vS = \Delta p \delta^3 B \delta / (12\mu l) = \Delta p \delta^3 B / (12\mu l). \quad (4.16)$$

Если известен расход в зазоре, из выражения (4.16) можно определить перепад давлений Δp :

$$\Delta p = \frac{12v l Q}{g \delta^3 B}. \quad (4.17)$$

Выражение (4.17) получено в предположении, что вязкость ν жидкости в щели постоянна. В действительности кинематическая вязкость зависит от давления и температуры жидкости, которые в свою очередь являются переменными величинами по ходу течения потока. Поскольку кинематическая вязкость с увеличением или уменьшением давления меняется незначительно, в практических расчетах величиной ее изменения пренебрегают. Изменение температуры, а следовательно, и изменение кинематической вязкости жидкости в щели носит сложный характер, который трудно поддается практическому учету. В расчетах величиной изменения кинематической вязкости от температуры обычно пренебрегают или вводят среднее значение кинематической вязкости

$$\nu_{\text{ср}} = (\nu_1 + \nu_2) / 2,$$

где ν_1 и ν_2 — кинематическая вязкость масла при фактических значениях температуры соответственно на входе в щель и выходе из нее.

Если одна из стенок, например верхняя, перемещается параллельно другой с постоянной скоростью u_0 , течение жидкости в зазоре будет более сложным. Поэтому его рассматривают как сумму двух течений: так называемого фрикционного течения, наведенного перемещением верхней стенки, и напорного течения, вызванного перепадом давлений Δp . В этом случае распределение скоростей в зазоре будет зависеть от направления движения стенки (рис. 4.4).

Кольцевые щели образуются двумя соосно расположенными цилиндрическими поверхностями, например цилиндр — поршень (рис. 4.5). Поскольку в подобных соединениях размер щели δ по

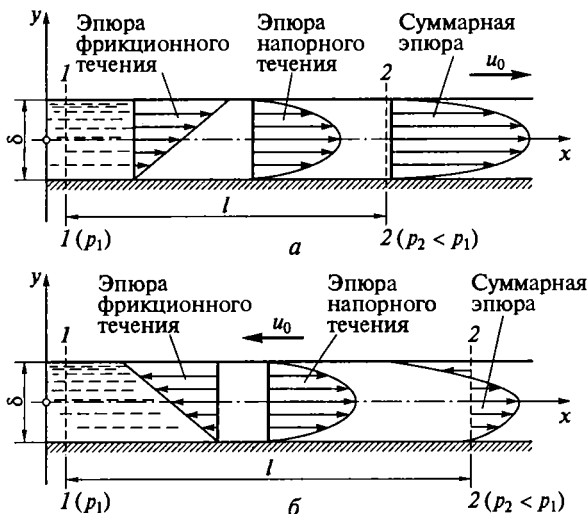


Рис. 4.4. Распределение скоростей в плоском зазоре с движущейся стенкой и перепадом давлений:

a — направление движения стенки совпадает с направлением течения жидкости под действием перепада давлений; *b* — направление движения стенки противоположно течению жидкости; *l* — длина участка между сечениями 1—1 и 2—2; u_0 — скорость движения стенки; остальные обозначения см. на рис. 4.1, 4.3

сравнению с диаметром цилиндра D ничтожно мал, расход через зазор можно определить по формуле (4.16), где $V = \pi D$:

$$Q = \frac{\pi D \Delta p \delta^3}{12 \mu l} \pm \frac{1}{2} v \delta.$$

Знак второго слагаемого зависит от направления движения поршня. Поскольку в парах цилиндр—поршень расход изменяется пропорционально третьей степени величины зазора, важно обеспечить весьма малые зазоры между ними.

Для определения расхода жидкости в кольцевом зазоре, образованном эксцентричными цилиндрическими поверхностями, и в случае весьма длинных кольцевых зазоров можно пользоваться зависимостью

$$Q = \pi d \delta^3 \Delta p (1 + 1,5 \epsilon^2) / (12 \mu l) = Q_0 (1 + 1,5 \epsilon^2),$$

где Q_0 — расход в зазоре при соосном расположении поршня в цилиндре; d — диаметр поршня, $d = 2r$; $\epsilon = \chi / \delta$ — относительный эксцентриситет; χ — величина эксцентриситета; δ — номинальный зазор.

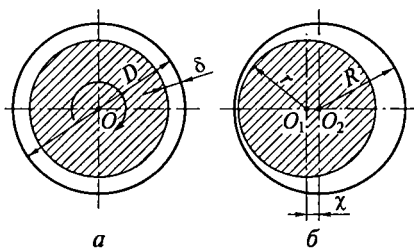


Рис. 4.5. Схема концентричного (а) и эксцентричного (б) зазора плунжерной пары:

D, R — диаметр и радиус цилиндра; r — радиус поршня; δ — толщина зазора; χ — эксцентриситет

При максимальном значении эксцентриситета $\chi = \delta$ или $\epsilon = 1$ расход через щель увеличивается в 2,5 раза по сравнению с концентричным зазором:

$$Q = 2,5 Q_0.$$

Поскольку в соединениях, применяемых в гидроагрегатах, эксцентричность практически определить невозможно, расход жидкости через щель будет определяться в пределах расхода, соответствующего концентричной щели и щели, получаемой при максимальном эксцентриситете осей поршня и цилиндра.

4.4. ОСНОВЫ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ СМАЗКИ

Трение в машинах и влияние на него смазывающей жидкости является одной из основных проблем современного машиностроения.

При наличии смазочного материала между трущимися поверхностями создается слой, который участвует в движении вместе со смазываемыми поверхностями. Даже при вращении цапфы в подшипнике между поверхностью цапфы и внутренней поверхностью вкладышей подшипника создается и поддерживается слой смазки. При расчете валов делается проверка на невыдавливание смазочного материала из подшипника, поскольку в противном случае вместо трения смазываемых поверхностей возникает сухое трение, что может привести к перегреву подшипника и последний выйдет из строя.

Основы гидродинамической теории смазки были изложены в труде профессора Н. П. Петрова «Трение в машинах и влияние на него смазывающей жидкости» (1883).

Согласно его теории сила трения, возникающая между движущимися смазываемыми поверхностями, определяется не родом трущихся поверхностей, а физическими свойствами смазочного материала. Поэтому при изучении движения жидкости в слое смазки следует механическую задачу о трении заменить на гидродинамическую задачу об изучении движения вязкой жидкости.

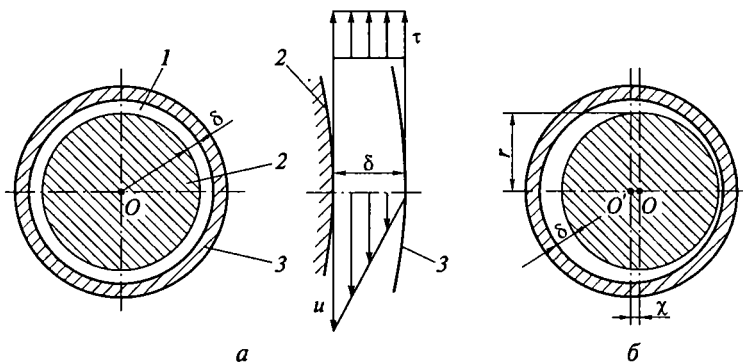


Рис. 4.6. Схема вращения цапфы в подшипнике при соосном расположении (а) и с эксцентриситетом (б):

l — слой смазочного материала; 2 — цапфа; 3 — подшипник; r — радиус цапфы; u — окружная скорость цапфы; δ — толщина зазора; χ — эксцентриситет

Для краткого ознакомления с теорией смазки рассмотрим трение цапфы радиусом r и длиной l в подшипнике при ее концентричном вращении (рис. 4.6, а).

Предположим, что слой смазочного материала, покрывающий цапфу, имеет одинаковую толщину δ . При вращении цапфы с окружной скоростью u частицы смазочного материала на поверхности цапфы будут иметь ту же скорость. По мере удаления от цапфы эта скорость будет уменьшаться и на поверхности подшипника станет равной нулю. Пусть τ — напряжение, вызванное силой трения цапфы о смазочный материал, на единицу поверхности между слоями смазочного материала. Согласно (1.5)

$$\tau = \mu \frac{du}{dr}.$$

Сила трения между цапфой и смазочным материалом

$$T = \tau S = \mu S \frac{du}{dr} = 2\pi r l \mu \frac{du}{dr},$$

где $S = 2\pi r l$ — площадь поверхности цапфы.

Приняв, что скорость вращения частиц смазочного материала на толщине слоя δ линейно изменяется от u до нуля, можно определить градиент скорости как $du/dr = u/\delta$. Тогда

$$T = 2\pi r l \mu u / \delta. \quad (4.18)$$

Н. П. Петров получил более точное выражение для силы трения цапфы

$$T = \mu \frac{2\pi r l u}{\delta + \mu/\lambda_1 + \mu/\lambda_2}, \quad (4.19)$$

где λ_1 и λ_2 — коэффициенты трения для внутреннего и внешнего цилиндров.

Опыты показывают, что коэффициенты λ_1 и λ_2 достаточно велики, поэтому членами μ/λ_1 и μ/λ_2 можно пренебречь, и тогда формула (4.19) будет иметь вид (4.18).

Учтя, что $u = \omega r$, а угловая скорость вращения $\omega = \pi n/30$, где n — число оборотов вала, получим

$$T = \mu \pi^2 r^2 n l / (15\delta). \quad (4.20)$$

Следовательно, сила трения T прямо пропорциональна вязкости жидкости и числу оборотов и обратно пропорциональна толщине смазывающего слоя.

Момент сил трения цапфы относительно оси вращения

$$M = Tr = \mu \pi^2 r^3 n l / (15\delta). \quad (4.21)$$

Работа сил трения в единицу времени

$$A = M\omega = \mu \pi^3 r^3 n^2 l / (450\delta). \quad (4.22)$$

Предложенная Н. П. Петровым гидродинамическая теория смазки в дальнейшем была развита Н. Е. Жуковским и С. А. Чаплыгиным в труде «О трении смазочного слоя между шипом и подшипником».

4.5. ТУРБУЛЕНТНЫЙ РЕЖИМ

Общие сведения. Турбулентное движение характеризуется непрерывным перемешиванием частиц жидкости. Частицы, движущиеся в осевом направлении, имеют и поперечные перемещения. Траектории их движения чрезвычайно сложны.

Турбулентное движение по существу является неустановившимся, так как скорости в любой точке потока непрерывно и постоянно изменяются во времени, т. е. пульсируют по величине и направлению относительно среднего значения. Пульсации скоростей являются самым характерным свойством турбулентного течения, их влияние велико. Пульсации скоростей проявляются как бы в увеличении вязкости осредненного движения по сравнению с молекулярной вязкостью.

У стенок, ограничивающих поток, пульсации затухают, так как поперечные перемещения частиц затруднены. Поэтому у стенок частицы движутся по извилистым траекториям, почти параллельно стенкам.

Скорости и касательные напряжения. Скорость в данной точке в данный момент времени называют *мгновенной*, мгновенные изменения величин и направлений скоростей — пульсацией.

При изучении турбулентного потока пользуются понятием осредненной скорости. *Осредненная скорость* — это средняя по времени скорость в данной точке, полученная за достаточно большой период времени:

$$\bar{u} = \frac{1}{T} \int_0^T u dt,$$

где T — достаточно длинный период осреднения; u — мгновенная скорость в точке.

На рис. 4.7 приведен график изменения мгновенной скорости во времени. Величина осредненной скорости равна высоте прямоугольника, построенного на отрезке от O до T и равновеликого по площади фигуре, ограниченной кривой изменения скорости во времени.

Отклонение мгновенной скорости u от ее осредненного значения \bar{u}

$$u' = u - \bar{u}$$

называется *пульсационной скоростью*.

Разложив мгновенную скорость в данной точке на три составляющие по координатным осям u_x , u_y , u_z , можно получить компоненты осредненных по времени скоростей:

$$\bar{u}_x = \frac{1}{T} \int_0^T u_x dt; \quad \bar{u}_y = \frac{1}{T} \int_0^T u_y dt; \quad \bar{u}_z = \frac{1}{T} \int_0^T u_z dt.$$

Каждую компоненту мгновенной скорости, изменяющуюся во времени, можно представить следующим образом:

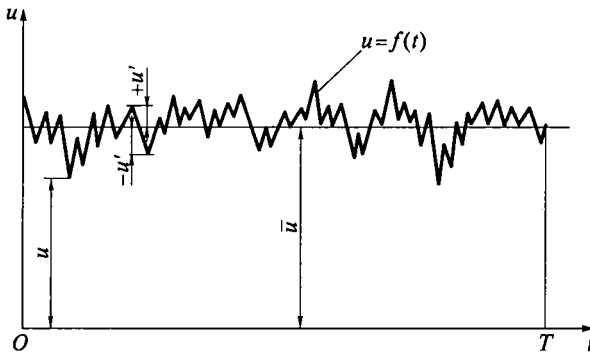


Рис. 4.7. График изменения мгновенной скорости u во времени:

\bar{u} — осредненная скорость; u' — пульсационная скорость; T — период осреднения

$$u_x = \bar{u}_x + u'_x; \quad u_y = \bar{u}_y + u'_y; \quad u_z = \bar{u}_z + u'_z,$$

где u'_x, u'_y, u'_z — пульсационные составляющие скорости, которые условно называют компонентами пульсационной скорости.

Если рассматривать течение с постоянным расходом, то за достаточно большой период осреднения осредненные во времени компоненты пульсационных скоростей равны нулю:

$$\bar{u}'_x = \frac{1}{T} \int_0^T u'_x dt = 0; \quad \bar{u}'_y = \frac{1}{T} \int_0^T u'_y dt = 0; \quad \bar{u}'_z = \frac{1}{T} \int_0^T u'_z dt = 0.$$

Кроме того, равны нулю и осредненные во времени поперечные составляющие скоростей, т.е. $\bar{u}_y = 0$ и $\bar{u}_z = 0$. Продольная составляющая \bar{u}_x (при условии, если ось x совпадает с направлением течения) имеет конечное значение.

Если определить осредненные продольные скорости для точек по живому сечению, можно получить эпюру осредненных продольных скоростей. При неизменном расходе такая эпюра не будет изменяться во времени, что является признаком установившегося движения. Если при этом будут оставаться постоянными форма, размер поперечного сечения, направление потока, шероховатость стенок, то эпюра осредненных скоростей будет сохраняться по длине потока, что является признаком равномерного движения.

Осредненную скорость в точке можно рассматривать как скорость элементарной струйки, и турбулентный поток с хаотичным движением частиц жидкости можно заменить струйной моделью, т.е. представить турбулентный поток совокупностью элементарных струек. Таким образом, замена поля мгновенных скоростей на поле осредненных дает возможность применить для турбулентного потока понятия элементарной струйки, установившегося и равномерного движения.

Впервые понятие осредненной скорости предложил Ж. Буссинеск (1867). Струйная модель турбулентного потока названа моделью Буссинеска. Развил понятие об осредненной скорости О. Рейнольдс.

Касательные напряжения в турбулентном потоке возникают вследствие пульсаций — обмена количества движения между соседними слоями вследствие турбулентного перемешивания.

Из теоретических исследований получено, что осредненные касательные напряжения можно определить по формуле

$$\tau_T = -\rho \overline{u'_x u'_y}, \quad (4.23)$$

где $\overline{u'_x u'_y}$ — осредненное произведение компонент пульсационной скорости.

Знак «-» показывает, что сила сопротивления имеет направление, противоположное продольной пульсации.

Ж. Буссинеск предложил записывать турбулентные напряжения, вызванные пульсацией, по аналогии с законом трения Ньютона в виде

$$\tau_{\tau} = \mu_{\tau} \frac{d\bar{u}_x}{dy}, \quad (4.24)$$

где μ_{τ} — турбулентная вязкость, имеющая ту же размерность, что и динамическая вязкость μ .

Учитывая формулу (4.23), турбулентную вязкость можно представить в виде

$$\mu_{\tau} = \frac{\overline{\rho u'_x u'_y}}{\frac{d\bar{u}_x}{dy}}.$$

Следует подчеркнуть, что турбулентная вязкость не является свойством жидкости, а характеризует интенсивность турбулентного перемешивания и зависит от кинематических характеристик потока и расстояний от границ потока.

В результате теоретических исследований Л. Прандтль представил турбулентные напряжения в виде

$$\tau_{\tau} = \rho l^2 \left(\frac{d\bar{u}_x}{dy} \right)^2, \quad (4.25)$$

где l — параметр, имеющий линейную размерность, названный длиной пути перемешивания, или пути смешения.

Параметр l характеризует расстояние перемещения жидких частиц, вызванное турбулентным перемешиванием, и близок понятию масштаба турбулентности.

Л. Прандтль принял, что длина пути перемешивания пропорциональна расстоянию от стенки y , т. е.

$$l = \alpha y, \quad (4.26)$$

где α — коэффициент пропорциональности, определяемый экспериментально; y — расстояние от стенки.

Сопоставляя формулы (4.24) и (4.25), получаем, что турбулентная вязкость

$$\mu_{\tau} = \rho l^2 \frac{d\bar{u}_x}{dy}.$$

В турбулентном потоке кроме касательных напряжений, обусловленных турбулентным перемешиванием, появляются, главным образом вблизи стенок, напряжения, вызванные действием сил

вязкости. Поэтому полное касательное напряжение в турбулентном потоке равно сумме

$$\tau = \tau_{\text{в}} + \tau_{\text{т}},$$

где $\tau_{\text{в}}$ — вязкостное напряжение, определяемое согласно закону трения Ньютона формулой

$$\tau_{\text{в}} = \pm \mu \frac{d\bar{u}_x}{dy},$$

где μ — динамическая, или молекулярная, вязкость; $\tau_{\text{т}}$ — турбулентное напряжение, описываемое формулой (4.25).

Следует отметить, что турбулентная вязкость $\mu_{\text{т}}$ существенно превышает молекулярную и изменяется по сечению потока.

Доля вязкостных и пульсационных (турбулентных) напряжений изменяется по поперечному сечению потока. Вблизи стенок пульсации затухают и доля турбулентных напряжений незначительна, существенными являются вязкостные напряжения. Область вблизи стенок трубы, где в большей степени проявляются вязкостные напряжения, называется ламинарным (вязким) подслоем. Толщина ламинарного подслоя $\delta_{\text{л}}$ невелика и может составлять доли миллиметра [16]. Считают, что $\delta_{\text{л}} \approx (0,001 \dots 0,01)r_0$ (r_0 — радиус трубы). В пределах этого подслоя принимают, что касательное напряжение

$$\tau \approx \tau_0 = \mu \frac{d\bar{u}_x}{dy},$$

где τ_0 — касательное напряжение на стенке.

По мере удаления от стенки турбулентные пульсации возрастают и турбулентные напряжения становятся больше вязкостных, т. е. $\tau_{\text{т}} > \tau_{\text{в}}$.

Рассматривая движение между горизонтальными параллельными стенками, А. Н. Патрашев установил, что касательное напряжение в осредненном движении изменяется по живому сечению потока по линейному закону (рис. 4.8).

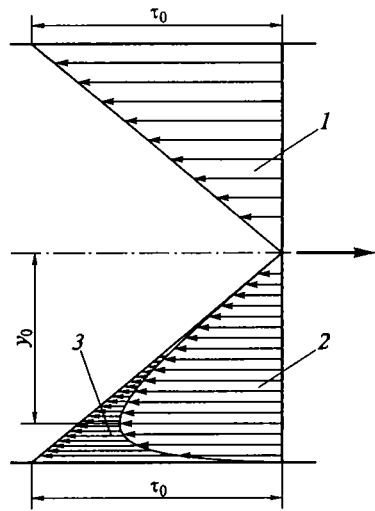
На стенке касательное напряжение имеет максимальную величину, а на оси потока оно равно нулю. А. Н. Патрашев получил зависимость изменения пульсационного напряжения $\tau_{\text{т}}$, согласно которой это напряжение равно нулю на стенке и на оси потока.

Максимальное значение $\tau_{\text{т}}$ находится на некотором расстоянии y_0 от оси потока. Отсюда следует, что вязкостное напряжение $\tau_{\text{в}}$ изменяется от нуля на оси потока до максимального τ_0 на границе потока.

Л. Прандтль предложил модель турбулентного потока, состоящую из тонкого ламинарного подслоя, где скорость течения по

Рис. 4.8. Эпюры касательных напряжений в турбулентном потоке:

1 — суммарных; 2 — пульсационных; 3 — вязкостных; y_0 — расстояние от оси потока до максимального пульсационного напряжения; τ_0 — касательное напряжение на стенке



его сечению изменяются линейно, и турбулентного ядра с логарифмическим законом распределения скорости по сечению.

В дальнейшем стали считать, что между этими областями существует переходный подслой, в котором турбулентные напряжения соизмеримы с вязкостными. Ламинарный и переходной подслои образуют слой, который называют вязким, или пограничным. Толщина пограничного слоя в круглой трубе $\delta \approx 0,01r_0$ (r_0 — радиус трубы).

Логарифмический закон распределения скорости при турбулентном движении был получен Прандтлем. Считая, что касательное напряжение в турбулентном ядре постоянно и равно напряжению на стенке ($\tau = \tau_0$) и принимая во внимание допущение (4.26), из уравнения (4.25)

$$d\bar{u}_x = \sqrt{\frac{\tau_0/\rho}{\alpha}} \frac{dy}{y}. \quad (4.27)$$

Введя обозначение

$$u^* = \sqrt{\tau_0/\rho},$$

уравнение (4.27) будет следующим:

$$d\bar{u}_x = \frac{u^*}{\alpha} \frac{dy}{y}. \quad (4.28)$$

Величина u^* имеет размерность скорости и называется *динамической скоростью*.

После интегрирования уравнения (4.28) получается зависимость

$$\bar{u}_x = \frac{u^*}{\alpha} \ln y + C, \quad (4.29)$$

выражающая логарифмический закон распределения скоростей по поперечному сечению в турбулентном ядре.

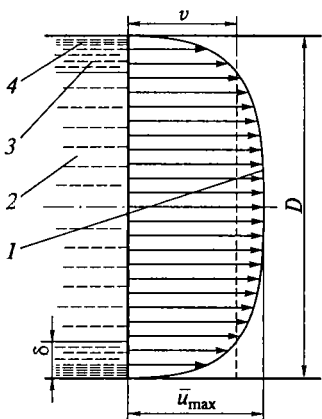


Рис. 4.9. Схема течения жидкости в трубе при турбулентном режиме:

1 — эпюра распределения осредненных скоростей; 2 — турбулентное ядро; 3 — переходной подслои; 4 — ламинарный подслой; D — диаметр трубы; $\bar{u}_{x\max}$ — максимальная осредненная скорость; v — средняя скорость потока; δ — толщина пограничного слоя

На оси трубы $y = r_0$ и осредненная скорость равна максимальному значению: $\bar{u}_x = \bar{u}_{x\max}$.

На рис. 4.9 приведена эпюра распределения осредненных скоростей по сечению трубы при равномерном движении.

В турбулентном ядре скорости изменяются незначительно. Выравниванию скоростей способствует интенсивное перемешивание жидкости, поэтому средняя скорость мало отличается от максимальной: $\bar{u}_{x\max} = (1,1 \dots 1,33)v$.

Значение коэффициента Кориолиса, т.е. коэффициента кинетической энергии, для равномерного потока близко к единице ($\alpha = 1,05 \dots 1,1$).

Результаты экспериментов по измерению осредненных скоростей, выполненные различными исследователями, подтверждают справедливость зависимости (4.29).

Толщину пограничного (вязкого) слоя можно определить по формуле

$$\delta = \frac{Nd\sqrt{8}}{\text{Re}\sqrt{\lambda}}, \quad (4.30)$$

где N — число Никурадзе:

$$N = \frac{u^*\delta}{v} = 10,5 \dots 11;$$

d — диаметр трубы; Re — число Рейнольдса; λ — коэффициент гидравлического трения.

Из формулы (4.30) следует, что толщина вязкого слоя прямо пропорциональна диаметру трубы и обратно пропорциональна скорости потока. По мере увеличения скорости и повышения степени турбулизации потока толщина пограничного слоя уменьшается, а при увеличении диаметра трубы растет.

4.6. ГИДРАВЛИЧЕСКИ ГЛАДКИЕ И ШЕРОХОВАТЫЕ ПОВЕРХНОСТИ

Общие сведения. Если толщина ламинарного подслоя значительно больше высоты выступов шероховатости поверхности, т. е. когда он полностью покрывает неровности, такие поверхности называют гидравлически гладкими, или гладкими (рис. 4.10, *а*). В этом случае возмущения, вызванные шероховатостью, в ламинарном подслое сразу же гасятся, поэтому шероховатость не влияет на сопротивление движению жидкости.

Если же толщина ламинарного подслоя меньше выступов шероховатости (рис. 4.10, *б*), такие поверхности называют гидравлически шероховатыми, или шероховатыми. Возникающие при обтекании выступов шероховатости вихри, отрываясь и попадая в поток, способствуют его перемешиванию, тем самым усиливая его турбулентность, и, следовательно, существенно влияют на сопротивление и потери энергии.

Понятие гладкой и шероховатой поверхности является относительным, так как толщина ламинарного подслоя, как было показано ранее, зависит от числа Рейнольдса и диаметра трубы.

Потери напора по длине. На основании уравнения (4.25) касательное напряжение у стенки трубы можно выразить соотношением

$$\tau_0 = k\rho v^2, \quad (4.31)$$

где k — эмпирический коэффициент; v — средняя скорость потока.

Принимая во внимание уравнение (3.31) и выражая потери напора для участка равномерного потока длиной l как $h_l = il$, а гидравлический радиус через диаметр $R = d/4$, потери напора по длине можно записать в следующем виде:

$$h_l = 4\tau_0 l / (\rho g d).$$

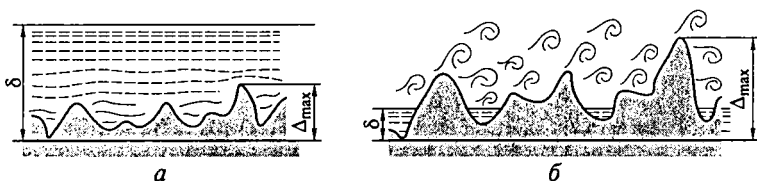


Рис. 4.10. Схемы течения жидкости вблизи стенок при турбулентном режиме:

а — гидравлически гладкие поверхности; *б* — гидравлически шероховатые поверхности; δ — толщина пограничного слоя; Δ_{\max} — высота выступа шероховатости

Используя уравнение (4.31), получаем

$$h_l = 4k \frac{l}{d} \frac{v^2}{g} = 8k \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

или

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (4.32)$$

где $\lambda = 8k$ — коэффициент гидравлического трения, или коэффициент Дарси.

Таким образом, для определения потерь напора в шероховатых трубах при турбулентном движении жидкости получена та же формула Дарси — Вейсбаха, что и для ламинарного режима (см. подразд. 4.2).

Формулу Дарси — Вейсбаха, выраженную через эквивалентный (гидравлический) диаметр:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d_s} \frac{v^2}{2g}, \quad (4.33)$$

где $d_s = 4R$, можно использовать для труб любого поперечного сечения.

КОЭФФИЦИЕНТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ В ТЕХНИЧЕСКИХ ТРУБАХ

5.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ

Общие сведения. Технические трубы — это трубы с естественной шероховатостью стенок, т.е. с шероховатостью, обусловленной материалом стенок, технологией изготовления труб, условиями и продолжительностью их эксплуатации. Очевидно, что средняя абсолютная величина выступа шероховатости не может являться полной характеристикой шероховатости поверхности, поскольку выступы одинаковой высоты у различных поверхностей могут иметь разную конфигурацию и разное распределение по поверхности. Поэтому введено понятие эквивалентной шероховатости. *Эквивалентная шероховатость* — это высота выступа воображаемой равнозернистой шероховатости, при которой потери напора и значения коэффициента Дарси такие же, как и для реальной шероховатости.

Эквивалентная шероховатость Δ , определяется опытным путем и характеризует среднюю высоту и особенности выступов: форму, распределение по поверхности и др.

Потери напора для любого режима движения жидкости выражаются формулой Дарси — Вейсбаха (4.14), (4.33).

Влияние режима и степени шероховатости заключено в коэффициенте гидравлического трения (коэффициенте Дарси).

Приведем формулы для вычисления коэффициента гидравлического трения λ и проанализируем характер зависимости потерь напора от средней скорости потока в различных областях сопротивления. Для этого формулу Дарси — Вейсбаха представим в виде выражения

$$h_f = kv^n, \quad (5.1)$$

где k — коэффициент пропорциональности; v — средняя скорость течения; n — показатель степени, зависящий от области сопротивления.

Для определения режима движения жидкости и области сопротивления число Рейнольдса вычисляется по формуле (4.1) для напорных круглых труб или по формуле (4.2) для труб любой формы поперечного сечения.

Ламинарный режим. Для этого режима число Рейнольдса должно быть менее 2000. Потери напора для круглых напорных труб вычисляют по формуле Дарси — Вейсбаха (4.14), в которой коэффициент Дарси λ определяется по теоретической формуле $\lambda = 64/Re_d$ или по выражению $\lambda = 75/Re_d$ (см. подразд. 4.2). Легко заметить, что потери напора пропорциональны первой степени средней скорости, т. е. в выражении (5.1) показатель степени $n = 1$, а коэффициент Дарси зависит от числа Рейнольдса: $\lambda = f(Re)$.

В формуле для труб любой формы поперечного сечения (4.33) коэффициент λ зависит не только от числа Рейнольдса, но и от формы поперечного сечения трубы и представляется в виде

$$\lambda = A/Re_{d_s},$$

где A — коэффициент формы, значения которого даны в табл. 5.1 [1]; Re_{d_s} — число Рейнольдса, вычисленное по эквивалентному диаметру.

Турбулентный режим. Для данного режима число Рейнольдса $Re > 4000$. В зависимости от соотношения высоты выступов шероховатости и толщины ламинарного подслоя различают три области сопротивления. На основе экспериментов, выполненных многими исследователями, были предложены эмпирические и полуэмпирические формулы для определения коэффициента гидравлического трения в указанных областях сопротивления.

Область гладких труб приблизительно соответствует диапазону чисел Рейнольдса $4000 < Re < 20d/\Delta_s$ (d — диаметр трубы; Δ_s — эквивалентная шероховатость). Отношение d/Δ_s называют отно-

Таблица 5.1

Форма сечения труб	Эквивалентный диаметр d_s	Коэффициент формы A
Круг диаметром d	d	64
Равносторонний треугольник со стороной a	$0,58a$	53
Кольцевой зазор шириной a	$2a$	96
Прямоугольник с отношением сторон a/b :		
0	$2a$	96
0,1	$1,81a$	85
0,2	$1,67a$	76
0,25	$1,6a$	73
0,33	$1,5a$	69
0,5	$1,3a$	62
1	a	57

сительной гладкостью. Для вычисления коэффициента Дарси широкое распространение получила формула Г. Блазиуса

$$\lambda = 0,3164/\text{Re}^{0,25}. \quad (5.2)$$

Из формулы (5.2) следует, что $\lambda = f(\text{Re})$ — как и при ламинарном режиме зависит от вязкости жидкости и ее температуры, диаметра трубы и скорости течения.

Подставляя формулу (5.2) в формулу Дарси — Вейсбаха (4.32), получаем, что потери напора пропорциональны скорости в степени $n = 1,75$.

Переходная область приблизительно находится в пределах чисел Рейнольдса $20d/\Delta_3 < \text{Re} < 500d/\Delta_3$. Наибольшее распространение в нашей стране имеет формула А. Д. Альтшуля [1]

$$\lambda = 0,11(68/\text{Re} + \Delta_3/d)^{0,25}, \quad (5.3)$$

которая показывает, что коэффициент гидравлического трения зависит как от числа Рейнольдса, так и от относительной шероховатости Δ_3/d , т. е. $\lambda = f(\text{Re}, \Delta_3/d)$. Толщина вязкого подслоя соизмерима с высотой выступов шероховатости, причем бугорки шероховатости выступают за пределы ламинарного подслоя, увеличивают турбулентность потока и, следовательно, влияют на сопротивление.

Показатель степени средней скорости в формуле (5.1) находится в пределах $1,75 < n < 2$.

Область совершенно (абсолютно) шероховатых труб имеет место при $\text{Re} > 500d/\Delta_3$. Толщина вязкого подслоя весьма мала, и выступы шероховатости непосредственно взаимодействуют с турбулентным ядром потока, силы вязкостного трения практически отсутствуют, поэтому коэффициент гидравлического трения зависит только от относительной шероховатости, т. е. $\lambda = f(\Delta_3/d)$, что подтверждает формула Б. Л. Шифринсона

$$\lambda = 0,11(\Delta_3/d)^{0,25}. \quad (5.4)$$

Потери напора пропорциональны квадрату скорости, поэтому область называют также квадратичной.

Формула А. Д. Альтшуля (5.3) является универсальной и может применяться во всех областях турбулентного режима. При $\text{Re} < 20d/\Delta_3$ она практически совпадает с формулой Г. Блазиуса (5.2) для гладких труб, а при условии $\text{Re} > 500d/\Delta_3$ — с зависимостью Б. Л. Шифринсона (5.4) для совершенно шероховатых труб.

При турбулентном режиме для некруглых труб потери напора можно определять по формуле Дарси — Вейсбаха (4.33), в которой диаметр трубы заменен эквивалентным диаметром d_e . Коэффициенты гидравлического трения можно вычислять по формулам для

круглых труб, поскольку, как показали эксперименты, в большинстве случаев коэффициенты λ для некруглых труб мало отличаются от коэффициентов для круглых труб при $d_3 = d$.

5.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКВИВАЛЕНТНОЙ ШЕРОХОВАТОСТИ

Эквивалентную шероховатость определяют экспериментально, используя эмпирическую формулу для коэффициента гидравлического трения (5.4), из которой следует, что эквивалентная шероховатость

$$\Delta_3 = (\lambda/0,11)^4 d. \quad (5.5)$$

Подставляя в формулу (5.5) полученное экспериментально значение коэффициента Дарси $\lambda_{\text{оп}}$, определяют эквивалентную шероховатость материала исследуемой трубы

$$\Delta_3 = (\lambda_{\text{оп}}/0,11)^4 d.$$

Значение коэффициента гидравлического трения $\lambda_{\text{оп}}$ определяют по формуле Дарси — Вейсбаха (4.32)

$$\lambda_{\text{оп}} = \frac{h_{\text{лоп}}}{lv^2/(2gd)},$$

где $h_{\text{лоп}}$ — потери напора, полученные экспериментально на участке рассматриваемой трубы при равномерном движении в квадратичной области сопротивления; l — длина прямолинейного участка трубы постоянного диаметра, которая должна составлять не менее $100d$ и быть удалена от входа в трубу не менее чем на $50d$; v — средняя скорость потока в трубе.

Квадратичную область сопротивления можно определить из графика $\lambda_{\text{оп}} = f(\text{Re})$, построенного по экспериментальным данным. Этой области будет соответствовать участок, на котором $\lambda_{\text{оп}}$ не зависит от числа Рейнольдса (горизонтальный участок).

МЕСТНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

6.1. СТРУКТУРА ПОТОКА В ОБЛАСТИ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Местные сопротивления — это сопротивления, обусловленные изменением размеров, формы живого сечения, направления потока (всякого рода расширения, сужения, повороты потока, препятствия в виде задвижек, кранов, вентилей, диафрагм и т.п.) (рис. 6.1, 6.2). Местные сопротивления вызывают переход механической энергии потока в тепловую — потери энергии (напора) вследствие преодоления касательных напряжений, которые распределяются в потоке весьма неравномерно в отличие от потерь по длине и могут превосходить их на участке той же длины.

При обтекании потоком местного сопротивления искривляются линии тока, изменяется поле скоростей, во многих случаях происходит отрыв потока, образуются области, заполненные мелкими и крупными вихрями, которые называют вихревыми, или водоворотными, областями. На рис. 6.1 и 6.2 эти области представлены в виде осредненных линий тока, а не траекторий частиц жидкости. На рис. 6.2 приведены также эпюры осредненных скоростей до и после диафрагмы. Эпюра за диафрагмой знакопеременная с нулевым значением скорости на стенках трубы и в центре водоворотных областей.

При поворотах потока возникают центробежные силы, вызывающие отклонение распределения давления по сечению от гид-

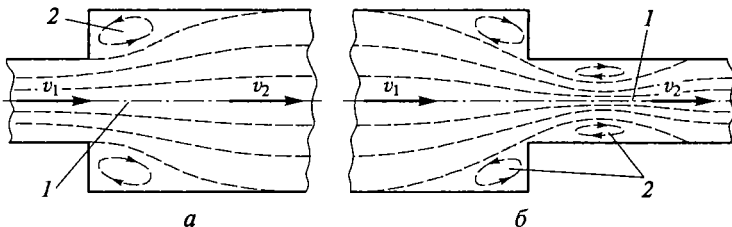


Рис. 6.1. Схемы внезапного расширения (а) и внезапного сужения (б) трубы:

1 — транзитный поток; 2 — вихревые области; v_1 — средняя скорость потока до изменения сечения; v_2 — средняя скорость потока после изменения сечения

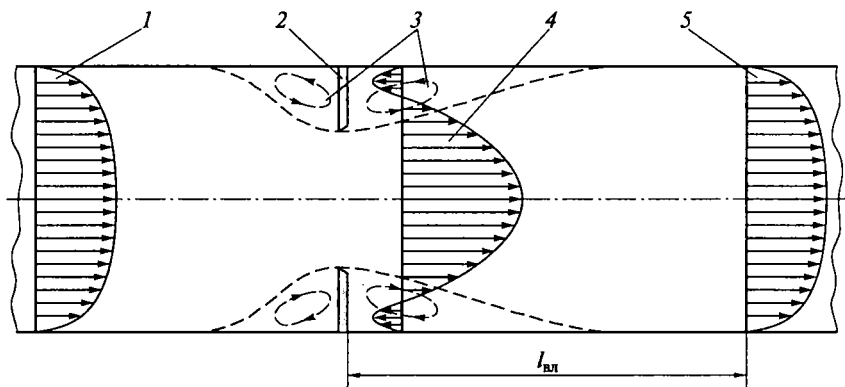


Рис. 6.2. Схема течения жидкости через диафрагму:

1 — эпюра осредненных скоростей до диафрагмы при равномерном движении; 2 — диафрагма; 3 — вихревые области; 4 — эпюра осредненных скоростей за диафрагмой; 5 — эпюра осредненных скоростей в ближайшем за диафрагмой сечении с равномерным движением; $l_{вл}$ — длина влияния

ростатического закона. У стенки с большим радиусом R давление увеличивается, а у стенки с меньшим радиусом r уменьшается и даже может быть отрицательным. В результате образуются вторичные течения, имеющие характер вращательных движений. Возникающая поперечная циркуляция в виде парного вихря (рис. 6.3), взаимодействуя с основным потоком, образует винтовое движение, которое из-за вязкости затухает на некотором расстоянии от поворота.

Движение в вихревой области при турбулентном режиме является неустойчивым и характеризуется повышенной пульсацией вследствие постоянного обмена частицами жидкости с основным (транзитным) потоком — местные сопротивления способствуют турбулизации потока.

Из вихревой области периодически транзитным потоком захватываются отдельные вихри, которые уносятся вниз по течению, а на их место поступает новое количество жидкости. Уносимые по течению вихри дробятся, и с отдалением от местного сопротивления пульсация уменьшается. Одновременно изменяется эпюра скоростей, снижается ее неравномерность. На каком-то расстоянии поток окончательно стабилизируется и приобретает характеристики равномерного движения, если сохраняются условия его существования (постоянными остаются расход, форма и площадь живого сечения, шероховатость поверхности, направление движения). Длина участка, на котором поток, деформированный местным сопротивлением, восстанавливает свои характеристики, называется *длиной влияния* местного сопротивле-

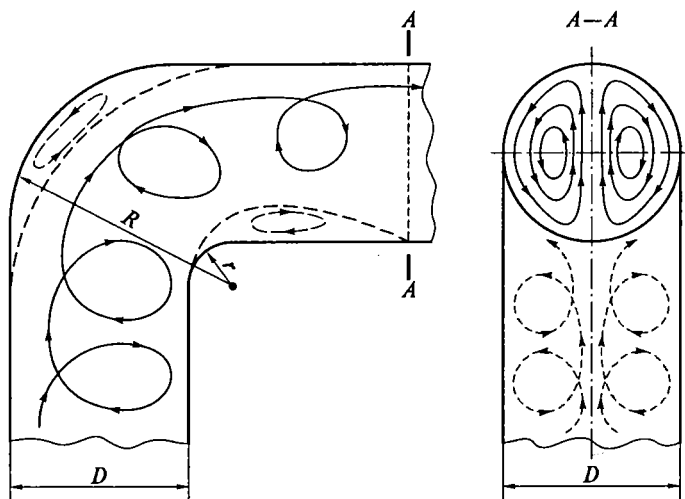


Рис. 6.3. Схема течения жидкости при плавном повороте трубы:
 D — диаметр трубы; R — наибольший радиус закругления трубы; r — наименьший радиус закругления трубы

ния. В общем случае длина влияния зависит от типа местного сопротивления и прямо пропорциональна числу Рейнольдса и относительной шероховатости трубопровода Δ_3/d , где Δ_3 — эквивалентная шероховатость; d — диаметр трубы. При больших числах Рейнольдса длина влияния определяется соотношением

$$l_{\text{вл}} \geq (30 \dots 40)d.$$

Таким образом, причинами потерь энергии вследствие местных сопротивлений являются искривления линий потоков, образование вихревых областей и их взаимодействие с транзитным потоком, вторичные течения.

6.2. ПОТЕРИ НАПОРА И КОЭФФИЦИЕНТ МЕСТНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

Местные потери напора вычисляют по формуле Вейсбаха

$$h_m = \zeta v^2 / (2g),$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления; v — средняя скорость течения в трубе.

В качестве средней скорости обычно принимают скорость за местным сопротивлением v_2 (см. рис. 6.1). Однако при внезапном расширении потока (что соответствует истечению жидкости в ре-

зервуар или водоем больших размеров) в качестве средней скорости выбирают скорость потока перед расширением v_1 .

Коэффициент местного сопротивления ζ учитывает факторы, влияющие на местное сопротивление, и в общем случае зависит от вида местного сопротивления, степени стеснения потока (относительного размера проходного сечения диафрагмы, дросселя, регулирующего расход потока органа и т. п.), числа Рейнольдса и расстояния между смежными сопротивлениями.

Исследованиями установлено, что при ламинарном режиме в трубе коэффициенты местных сопротивлений зависят от числа Рейнольдса, а потери напора зависят от скорости в степени n ($1 \leq n < 2$).

При малых числах Рейнольдса, когда ламинарный режим не нарушается в области местного сопротивления, коэффициент ζ изменяется обратно пропорционально числу Рейнольдса [1]:

$$\zeta = A/Re,$$

где A — коэффициент, зависящий от вида местного сопротивления и степени стеснения потока (табл. 6.1); Re — число Рейнольдса, определяемое по характеристикам трубы.

Потери напора в этом случае линейно зависят от скорости ($n = 1$).

С увеличением числа Рейнольдса ламинарный режим в области местного сопротивления нарушается, возникают потери, связанные с отрывом потока и вихреобразованием. Чем выше число Рейнольдса, тем сильнее турбулизируется поток в области местного сопротивления и большее влияние на потери оказывает вихреобразование; при весьма больших числах Рейнольдса основной причиной потерь становятся вихреобразования. Коэффициент местного сопротивления при больших значениях Re оказывается не зависящим от числа Рейнольдса, поэтому потери напора пропорциональны квадрату скорости ($n = 2$) — область сопротивления называется квадратичной.

Экспериментально установлено, что при весьма резком изменении геометрии потока в местном сопротивлении коэффициент ζ не зависит от числа Рейнольдса при $Re \geq 3000$, а при плавном изменении при $Re > 10\,000$.

А. Д. Альтшуль предложил ориентировочно определять коэффициенты местного сопротивления по формуле [1]

$$\zeta = A/Re + \zeta_{\text{кв}},$$

где $\zeta_{\text{кв}}$ — коэффициент сопротивления в квадратичной области (см. табл. 6.1).

Вследствие сложности структуры потока в области местного сопротивления теоретическое определение коэффициентов сопро-

Таблица 6.1

Вид местного сопротивления	Коэффициент, зависящий от вида сопротивления и степени стеснения потока, A	Коэффициент сопротивления в квадратичной области $\zeta_{\text{кв}}$
Пробочный кран	150	0,4
Вентиль	3 000	4
Шировой клапан	5 000	45
Угольник 90°	400	1,4
Угольник 135°	600	0,4
Колено 90°	130	0,2
Тройник	150	0,3
Задвижка при относительных значениях проходного сечения n :		
1	75	0,15
0,75	350	0,2
0,5	1 300	2
0,25	3 000	20
Диафрагма при относительных значениях проходного сечения n :		
0,64	70	1
0,4	120	7
0,16	500	70
0,05	3 200	800

тивления затруднено, поэтому коэффициенты местных сопротивлений определяют экспериментально. В справочниках приведены полученные экспериментально значения коэффициентов для различных видов местных сопротивлений в квадратичной области сопротивления.

Теоретически получена формула потерь напора при внезапном расширении потока

$$h_{\text{в.р}} = \alpha_0 (v_1 - v_2)^2 / (2g), \quad (6.1)$$

где α_0 — коэффициент количества движения, представляющий собой отношение действительного количества движения к количе-

ству движения, вычисленному по средней скорости потока; для ламинарного режима $\alpha_0 = 1,33$; для турбулентного $\alpha_0 = (1,037 \dots 1,05) \approx 1$ при $\alpha = 1,1$; v_1 и v_2 — средние скорости потока перед и за расширением (см. рис. 6.1, а).

Формула (6.1) называется формулой Борда по имени ученого, впервые получившего ее в 1766 г.

Формулу (6.1) можно представить в виде

$$h_{в.р} = \alpha_0 \left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g} = \alpha_0 \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g} = \zeta_1 \frac{v_1^2}{2g},$$

где S_1 и S_2 — площадь живого сечения перед и за расширением соответственно; $\zeta_1 = \alpha_0(1 - S_1/S_2)^2$.

При истечении жидкости из трубы в резервуар или водоем больших размеров ($S_2 \gg S_1$) можно считать, что

$$\lim_{S_2 \rightarrow \infty} \frac{S_1}{S_2} = 0.$$

Тогда коэффициент сопротивления

$$\zeta_1 = \alpha_0.$$

В этом случае потери напора называют потерями на выход:

$$h_{вых} = \zeta_{вых} v_1^2 / (2g),$$

где $\zeta_{вых} = \alpha_0$ — коэффициент сопротивления на выход, для турбулентного движения в трубе $\zeta_{вых} = 1$.

Для определения потерь напора при внезапном сужении потока предлагается полуэмпирическая формула

$$h_{в.с} = 0,5\alpha_0(v_2 - v_1)^2 / (2g), \quad (6.2)$$

где v_2 и v_1 — средняя скорость потока за и перед сужением соответственно (см. рис. 6.1, б).

Формулу (6.2) можно записать следующим образом:

$$h_{в.с} = 0,5\alpha_0 \left(1 - \frac{v_1}{v_2}\right)^2 \frac{v_2^2}{2g} = 0,5\alpha_0 \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right)^2 \frac{v_2^2}{2g} = \zeta_2 \frac{v_2^2}{2g},$$

где S_2 и S_1 — площадь живого сечения потока за и перед сужением соответственно; $\zeta_2 = 0,5\alpha_0(1 - S_2/S_1)^2$.

При входе в трубу из резервуара больших размеров ($S_1 \gg S_2$) можно принять

$$\lim_{S_1 \rightarrow \infty} \frac{S_2}{S_1} = 0.$$

Тогда коэффициент сопротивления ζ_2 называют коэффициентом сопротивления на вход:

$$\zeta_{\text{вх}} = 0,5\alpha_0.$$

Потери напора в этом случае называют потерями на вход:

$$h_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} v_2^2 / (2g).$$

Для турбулентного режима и таких же конструктивных условий входа в трубу, как на рис. 6.1, б, $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$.

Иногда коэффициенты местных сопротивлений выражают через эквивалентную длину l_3 прямолинейного участка трубопровода, у которого потери по длине равны по величине рассматриваемым местным потерям, т. е.

$$\lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = \zeta \frac{v^2}{2g}.$$

Откуда

$$\zeta = \lambda l_3 / d;$$

$$l_3 = \zeta d / \lambda.$$

Следует отметить, что в общем случае коэффициент гидравлического трения λ зависит от числа Рейнольдса и эквивалентной шероховатости, поэтому одному и тому же местному сопротивлению в разных областях сопротивления соответствует разная эквивалентная длина. В квадратичной области сопротивления, в которой коэффициент λ не зависит от числа Рейнольдса, эквивалентная длина l_3 постоянна для рассматриваемого местного сопротивления.

Для некоторых видов местных сопротивлений определены значения относительной эквивалентной длины l_3 , соответствующие квадратичной области сопротивления, и представлены в справочниках.

6.3. МЕТОД НАЛОЖЕНИЯ ПОТЕРЬ

Исследованиями установлено, что если в трубе имеется несколько местных сопротивлений, расположенных друг от друга на расстояниях, превышающих длину влияния и, значит, не влияющих друг на друга, общую величину потерь напора можно определить суммированием отдельных местных сопротивлений:

$$h_{\text{м}} = \sum_{i=1}^k h_{\text{м}_i}.$$

Такой метод простого суммирования потерь называют *методом наложения потерь*.

Если смежные сопротивления расположены на расстоянии, меньшем длины влияния $l < l_{\text{вл}}$, метод наложения потерь применять нельзя и следует рассматривать два таких смежных сопротивления как единое сопротивление и определять потери напора, а следовательно, суммарный коэффициент сопротивления экспериментально.

Для некоторых сочетаний местных сопротивлений получены эмпирические зависимости и составлены таблицы экспериментальных значений.

ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДКОВ

7.1. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ МАЛОГО ОТВЕРСТИЯ В ТОНКОЙ СТЕНКЕ ПРИ ПОСТОЯННОМ НАПОРЕ

Современная гидравлическая аппаратура работает при значительных давлениях и имеет большое количество форсунок, жиклеров, дросселей и других деталей, работающих по типу отверстий в тонкой или толстой стенке. Последние (отверстия в толстой стенке) обычно называют насадками.

Изучением истечения жидкости из отверстия занимались многие ученые и инженеры, начиная с XVII в.

Основное уравнение гидравлики — уравнение Бернулли было получено именно в результате этого изучения.

Истечение может происходить в газообразную среду (свободное истечение) или в жидкость (затопленное истечение) при постоянном и переменном напоре.

В зависимости от условий сжатия струи бывают отверстия с полным, неполным, совершенным и несовершенным сжатием.

Отверстием в тонкой стенке называют отверстие, толщина стенки которого δ не превышает диаметра отверстия d и поэтому не влияет на характер истечения (рис. 7.1). При истечении жидкости из отверстия в тонкой стенке имеют место только местные потери напора, аналогичные потерям при внезапном сжатии (см. подразд. 6.2).

Вытекающая из отверстия струя претерпевает сжатие, и ее размер меньше размера отверстия. Сжатие обуславливается непараллельным движением частиц жидкости в непосредственной близости перед отверстием (см. рис. 7.1). На расстоянии $0,5d$ от стенки формируется так называемое сжатое сечение $C-C$, в котором заканчивается резкое сжатие струи и течение практически параллельноструйное.

Отверстие называется малым, если при истечении из него в сжатом сечении имеет место практически равномерное распределение скоростей. Вследствие трения о кромку отверстия слегка заторможенным является наружный слой струи (см. рис. 7.1). В сжатом сечении давление в струе практически равно давлению среды, в которую происходит истечение. Если ось круглого отверстия располагается горизонтально, вытекающая из него струя в сжатом сечении имеет не круглую, а эллиптическую форму.

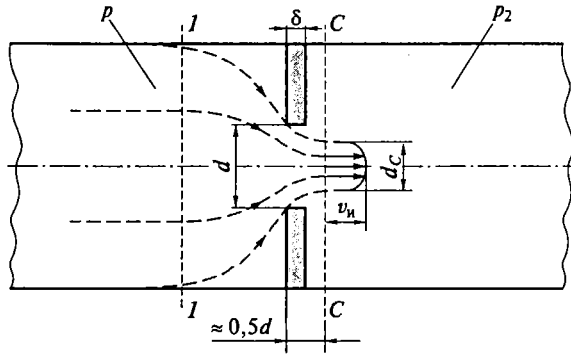


Рис. 7.1. Схема свободного истечения жидкости из отверстия диаметром d в тонкой стенке в газообразную среду с давлением p_2 :

p — давление перед отверстием в сечении $I-I$; d_c — размер струи в сжатом сечении $C-C$; v_H — скорость в центре вытекающей струи; δ — толщина стенки

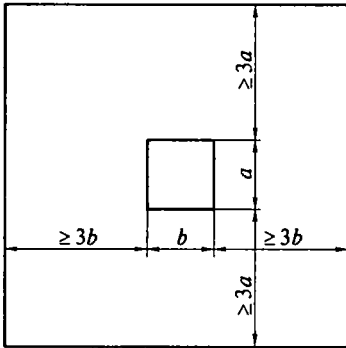
За сжатым сечением наблюдается свободное движение струи, причем размер ее практически не меняется.

При *полном* (всестороннем) сжатии происходит сжатие струи со всех сторон. Если же с одной или нескольких сторон сжатие отсутствует, сжатие будет *неполным*.

Под *совершенным* понимается такое полное сжатие, при котором отверстие достаточно удалено от ограничивающих поверхностей и они не влияют на условия сжатия струи. Экспериментами установлено, что это расстояние должно быть не менее $3d$ для круглого отверстия или утроенного соответствующего линейного размера — для прямоугольного (рис. 7.2).

Для оценки степени сжатия струи используют коэффициент сжатия ϵ , равный отношению площади струи в сжатом сечении S_c к площади отверстия S : $\epsilon = S_c/S$.

Если отверстие малое, коэффициент сжатия ϵ не зависит от напора перед отверстием и его размера.



Рассмотрим случай свободного истечения, т.е. в газообразную среду с давлением p_2 . Можно считать, что во всех точках сжатого сечения струи давление одинаково и равно p_2 .

Формулу для определения скорости v в сжатом сечении получим с

Рис. 7.2. Положение прямоугольного отверстия размером $a \times b$ относительно стенок резервуара при всестороннем и совершенном сжатии

помощью уравнения Бернулли, составленного для точек в сечениях $1-1$ и $C-C$, расположенных на оси струи относительно плоскости сравнения, проходящей через эти точки (см. рис. 7.1):

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_C + \frac{p_C}{\rho g} + \frac{\alpha_C v_C^2}{2g} + h_{f1-C},$$

где z_1, z_C — геометрическая высота в сечениях $1-1$ и $C-C$ соответственно; $p_1/(\rho g), p_C/(\rho g)$ — пьезометрическая высота в сечениях $1-1$ и $C-C$ соответственно; $\alpha_1 v_1^2/(2g), \alpha_C v_C^2/(2g)$ — скоростной напор в сечениях $1-1$ и $C-C$ соответственно; h_{f1-C} — потери полного напора на участке между сечениями $1-1$ и $C-C$.

Учтя, что $z_1 = z_C = 0$; $p_1 = p$; $p_C = p_2$; $v_C = v$; $\alpha_1 = \alpha_C = \alpha$ и $h_{f1-C} = \zeta_{т.ст} v^2/(2g)$, где $\zeta_{т.ст}$ — коэффициент сопротивления в тонкой стенке, перепишем уравнение Бернулли в следующем виде:

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g} + \zeta_{т.ст} \frac{v^2}{2g}.$$

Обозначив

$$\frac{p - p_2}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g}; \quad \frac{\Delta p}{\rho g} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = \frac{\Delta p_0}{\rho g},$$

получим

$$\frac{\Delta p_0}{\rho g} = \frac{v^2}{2g} (\alpha + \zeta_{т.ст}).$$

Тогда

$$v = \varphi \sqrt{2\Delta p_0/\rho}, \quad (7.1)$$

где $1/\sqrt{\alpha + \zeta_{т.ст}} = \varphi$ — коэффициент скорости.

Отметим, что в большинстве случаев величина скоростного напора $\alpha v_1^2/(2g)$ существенно меньше величины $\Delta p/(\rho g)$, поэтому ею можно пренебречь.

Тогда

$$\Delta p_0/(\rho g) \approx \Delta p/(\rho g).$$

В случаях, когда истечение происходит из большого резервуара с атмосферным давлением на свободной поверхности в газообразную среду с атмосферным давлением, $\Delta p = \rho g H$ (H — напор над центром отверстия в резервуаре) и формула (7.1) приобретает следующий вид:

$$v = \varphi \sqrt{2gH_0},$$

где $H + \alpha v_1^2/(2g) = H_0$ — гидродинамический напор.

Если $H_0 \approx H$, то $v = \varphi\sqrt{2gH}$.

Отметим, что при истечении идеальной жидкости $\zeta_{т.ст} = 0$, а учитывая, что $\alpha = 1$, получим $\varphi = 1$. Можно сказать, что коэффициент скорости φ есть отношение действительной скорости истечения к скорости истечения идеальной жидкости: $\varphi = v/\sqrt{2gH_0} = v/v_{и}$. Действительная скорость истечения v всегда несколько меньше идеальной из-за сопротивления, следовательно, коэффициент скорости всегда меньше единицы. Распределение скорости по сечению сжатой струи является равномерным лишь в средней части сечения (в ядре струи), наружный же слой жидкости несколько заторможен из-за трения о стенку. Как показывают эксперименты, скорость в ядре струи практически равна идеальной (см. рис. 7.1), поэтому введенный коэффициент скорости φ следует рассматривать как коэффициент средней скорости.

Определим расход жидкости из отверстия:

$$Q = vS_C = \varphi\epsilon S\sqrt{2\Delta p_0/\rho}.$$

Учтя, что $\varphi\epsilon = \mu$ — коэффициент расхода, получим формулу

$$Q = \mu S\sqrt{2\Delta p_0/\rho}. \quad (7.2)$$

Из формулы (7.2) следует, что

$$\mu = Q/(\sqrt{2\Delta p_0/\rho}) = Q/(Sv_{и}) = Q/Q'_{и}.$$

Таким образом, коэффициент расхода μ есть отношение действительного расхода Q к расходу $Q'_{и}$ при отсутствии сжатия струи и сопротивления. Величина $Q'_{и}$ не является расходом при истечении идеальной жидкости, так как сжатие струи будет иметь место и при отсутствии гидравлических потерь.

Действительный расход всегда меньше теоретического, и, следовательно, коэффициент μ всегда меньше единицы вследствие влияния двух факторов: сжатия струи и сопротивления.

Введенные в рассмотрение коэффициенты сжатия ϵ , скорости φ и расхода μ зависят от действия сил вязкости, тяжести и поверхностного натяжения.

Для малого отверстия $H/d \geq 10$ влияние сил тяжести практически не проявляется. Заметное влияние поверхностных сил наблюдаются также только при малых напорах.

На рис. 7.3 показаны зависимости коэффициентов истечения ϵ , φ и μ для круглого отверстия от числа Рейнольдса, подсчитанного по идеальной скорости истечения, $Re = d\sqrt{2\Delta p_0/\rho}/v = d\sqrt{2gH_0}/v$.

Из графика видно, что с увеличением Re , т. е. с уменьшением влияния сил вязкости, коэффициент φ возрастает с уменьшени-

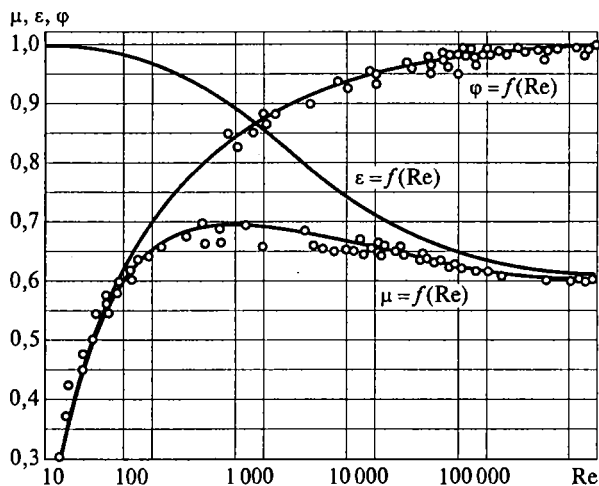


Рис. 7.3. Зависимость коэффициентов скорости φ , сжатия ε и расхода μ от числа Рейнольдса Re для круглого отверстия в тонкой стенке при полном совершенном сжатии

ем коэффициента сопротивления $\zeta_{т.ст}$, а коэффициент ε уменьшается вследствие уменьшения торможения жидкости у кромки отверстия и увеличения радиусов кривизны поверхности струи на ее участке от кромки до начала цилиндрической части.

Коэффициент расхода μ , определяемый произведением ε на φ , с увеличением Re сначала увеличивается, что обусловлено крутым возрастанием φ , а затем, достигнув максимального значения ($\mu_{\max} = 0,69$ при $Re = 350$), уменьшается вследствие значительного снижения ε и при больших Re практически стабилизируется на значении $\mu \approx 0,62$.

В области весьма малых чисел Рейнольдса ($Re < 25$) роль вязкости настолько велика, а торможение жидкости у кромки столь значительно, что сжатие струи отсутствует ($\varepsilon = 1$) и $\varphi = \mu$.

Для маловязких жидкостей (вода, бензин, керосин и др.), истечение которых обычно происходит при достаточно больших числах Рейнольдса ($Re \geq 10^3$), коэффициенты истечения практически не меняются. При полном и совершенном сжатии $\varepsilon = 0,64$; $\varphi = 0,97$; $\mu = 0,62$; $\zeta_{т.ст} = 0,065$.

При несовершенном сжатии (а тем более при неполном) на формирование струи оказывает влияние близость боковых стенок, поскольку боковые стенки частично направляют движение жидкости при подходе к отверстию. Струя на выходе из отверстия при несовершенном сжатии имеет больший размер, чем при совершенном, поэтому $\varepsilon_{\text{несов}} > \varepsilon_{\text{сов}}$; $\varphi_{\text{несов}} > \varphi_{\text{сов}}$; $\mu_{\text{несов}} > \mu_{\text{сов}}$. В большей степени коэффициенты истечения возрастают при неполном сжатии.

При затопленном истечении скорость v и расход Q определяются по формулам (7.1) и (7.2). Экспериментально установлено, что коэффициенты истечения при затопленном истечении несколько меньше, чем при свободном. Но разница настолько мала, что при расчетах ею можно пренебречь и пользоваться значениями коэффициентов ϵ , φ и μ при свободном истечении.

При затопленном истечении давление p_2 за отверстием возрастает, поэтому при условии поддержания неизменным давления p перед отверстием перепад давлений $\Delta p = p - p_2$ уменьшается, а следовательно, снижаются скорость v и расход Q истекающей жидкости.

7.2. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ НАСАДКИ ПРИ ПОСТОЯННОМ НАПОРЕ

В гидравлическом отношении истечение через насадки аналогично истечению через отверстие в толстой стенке. На рис. 7.4 показано свободное истечение через отверстие цилиндрической формы (цилиндрический насадок) в толстой стенке.

Отверстие помимо цилиндрической формы может быть конически расходящимся, конически сходящимся, коноидальным или их комбинацией. Аналогично называют насадки, представленные на рис. 7.5.

Свободное истечение жидкости через цилиндрический насадок (в газовую среду) может происходить двояко.

В случае цилиндрического насадка с толстыми стенками струя после входа в насадок сжимается практически так же, как и при

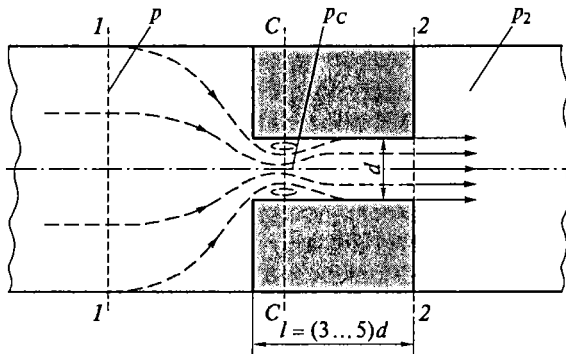


Рис. 7.4. Схема свободного истечения жидкости из отверстия в толстой стенке цилиндрической формы (цилиндрический насадок) диаметром d и длиной l в газообразную среду с давлением p_2 в сечении 2—2:

p — давление перед цилиндрическим насадком в сечении 1—1; p_c — давление в сжатом сечении C—C

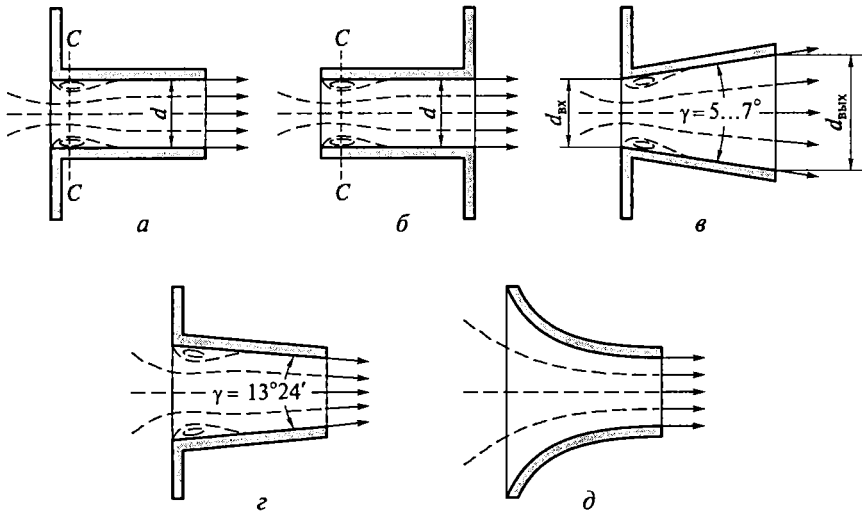


Рис. 7.5. Различные виды насадков:

a — внешний цилиндрический диаметром d ; *б* — внутренний цилиндрический диаметром d ; *в* — конически расходящийся с углом раструбности $\gamma = 5 \dots 7^\circ$, диаметром на входе $d_{\text{вх}}$ и на выходе $d_{\text{вых}}$; *г* — конически сходящийся с углом $\gamma = 13^\circ 24'$; *д* — коноидальный (сопло)

истечении через отверстие в тонкой стенке. Затем струя постепенно расширяется до размеров отверстия и из насадка выходит полным сечением. Такой режим является расчетным и называется безотрывным. Отметим, что причин расширения струи после сжатия нет, поэтому самопроизвольная напорная работа насадка возможна только при малых числах Рейнольдса, когда сжатия на входе нет или если заполнение насадка осуществляется искусственно.

В случае нерасчетного режима насадок работает неполным сечением, т. е. по типу отверстия в тонкой стенке.

Для получения расчетной формулы для нахождения скорости на выходе из насадка, работающего полным сечением, запишем уравнение Бернулли для точек в сечениях 1—1 и 2—2 соответственно перед и в выходном сечении насадка, расположенных на его оси, относительно плоскости сравнения, проходящей через эти точки (см. рис. 7.4):

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{f1-2}.$$

Учитывая, что $z_1 = z_2 = 0$; $p_1 = p$; $v_2 = v$; $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$, а потери складываются из потерь в тонкой стенке, на внезапное расширение

ние и по длине насадка: $h_{f1-2} = \zeta_{\text{т.ст}} \frac{v^2}{2g} + \zeta_{\text{вп}} \frac{v^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$ (λ — ко-

эффициент гидравлического трения), можно записать

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g} + \zeta_{\text{т.ст}} \frac{v^2}{2g} + \zeta_{\text{вп}} \frac{v^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}.$$

Принимая

$$\frac{p - p_2}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g}; \quad \frac{\Delta p}{\rho g} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = \frac{\Delta p_0}{\rho g},$$

получим

$$\frac{\Delta p_0}{\rho g} = \frac{v^2}{2g} (\alpha + \zeta_{\text{т.ст}} + \zeta_{\text{вп}} + \lambda l/d).$$

Тогда скорость на выходе из насадка

$$v = \varphi \sqrt{2\Delta p_0/\rho},$$

где $1/\sqrt{\alpha + \zeta_{\text{т.ст}} + \zeta_{\text{вп}} + \lambda l/d} = \varphi$ — коэффициент скорости.

Полученная формула для расчета скорости v на выходе из цилиндрического насадка может быть использована и для определения скорости на выходе из других видов насадков с учетом соответствующих коэффициентов скорости φ .

Значения коэффициентов скорости φ определяют только по результатам экспериментальных исследований насадков. Использовать для этого полученную формулу нельзя, поскольку это может привести к ошибочным выводам.

Если сравнить сопротивления во внешнем цилиндрическом и конически расходящемся насадках, окажется, что их значения приблизительно одинаковы ввиду малости угла раструбности ($\gamma = 5 \dots 7^\circ$) у последнего. Следовательно, коэффициенты скорости у них должны быть близки. На самом же деле скорость на выходе из внешнего цилиндрического насадка почти в 2 раза больше.

Обозначим отношение площади струи $S_{\text{стр}}$ в выходном сечении насадка к площади самого выходного сечения $S_{\text{вых}}$ через коэффициент сжатия $\epsilon = S_{\text{стр}}/S_{\text{вых}}$. Расход

$$Q = v S_{\text{стр}} = \varphi \epsilon S_{\text{вых}} \sqrt{2\Delta p_0/\rho}.$$

Обозначив $S_{\text{вых}} = S$ и заменив $\varphi \epsilon$ коэффициентом расхода μ , получим

$$Q = \mu S \sqrt{2\Delta p_0/\rho}.$$

Формулы для расхода Q и скорости v на выходе из насадка в точности совпадают с формулами для отверстия в тонкой стенке, но с коэффициентами φ и μ , соответствующими истечению из насадка и определяемыми по результатам экспериментальных исследований.

На коэффициент расхода для цилиндрического насадка влияют те же факторы, что для отверстия в тонкой стенке, а также сопротивление по длине насадка.

На рис. 7.6 для сравнения приведены зависимости μ от числа Рейнольдса, рассчитанного по идеальной скорости $Re = d\sqrt{2\Delta p_0/\rho}/v$, для насадка и отверстия в тонкой стенке. При $Re \geq 10^4$ влияние сил вязкости на коэффициент расхода насадка практически прекращается. Максимальная величина μ у насадка больше, чем у отверстия примерно в 1,32 раза, однако при $Re < 10^3$ коэффициент расхода для отверстия в тонкой стенке выше.

С увеличением длины насадка l сопротивления по его длине возрастают и μ снижается. Зависимость коэффициента расхода от Re и l/d аппроксимируется уравнением

$$\mu = \frac{1}{1,23 + \frac{58}{Re} l/d}. \quad (7.3)$$

При увеличении l/d с 3,33 до 20 коэффициент расхода согласно зависимости (7.3) уменьшается от 0,814 до 0,725.

При истечении воды в интервале $l/d = 3 \dots 100$ коэффициент расхода уменьшается с 0,82 до 0,55.

Минимальная относительная длина l/d насадка, при которой возможен расчетный режим $(l/d)_{\min} \approx 1$. Однако и при достаточной длине возможность наступления расчетного режима не гарантирована.

Влияние несовершенства сжатия на коэффициент расхода цилиндрического насадка определяется зависимостью

$$\mu_{\text{несов}} = \mu + 0,1 e^{-4,3(D/d-1,1)}.$$

При диаметре насадка менее 30 мм на коэффициент расхода влияет шероховатость его внутренней поверхности.

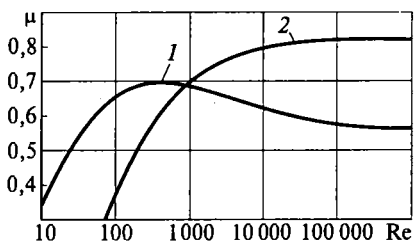


Рис. 7.6. Зависимость коэффициента расхода μ от числа Рейнольдса Re для отверстия в тонкой стенке (1) и внешнего цилиндрического насадка (2)

В случае затопленного истечения из насадка коэффициент расхода обычно принимается таким же, как и при свободном истечении. На самом деле дополнительные силы трения, возникающие на границе вытекающей из затопленного насадка струи, вследствие турбулентного перемешивания уменьшают коэффициент расхода, что аппроксимируется зависимостью

$$\mu_{\text{затоп}} = \mu / \sqrt{1 + 0,03\mu}. \quad (7.4)$$

Зависимостью (7.4) можно пользоваться только при турбулентном режиме истечения.

Во многих случаях насадки испытывают вибрацию, например жиклеры карбюраторов, форсунки двигателей, элементы гидроавтоматики. Специальные исследования показали, что вибрация снижает коэффициент расхода. Влияние вибрации тем больше, чем меньше ее частота f_v . Если $f_v \geq 500$ Гц, вибрация не влияет на μ .

Экспериментальными исследованиями установлено, что в автомодельной области коэффициенты расхода квадратных, прямоугольных и треугольных насадков при $l/d = 2 \dots 4$ близки к коэффициенту расхода цилиндрического насадка. Но все же максимальное значение μ — для круглого отверстия, меньшее — для треугольного насадка и самое низкое — для насадков с квадратной или прямоугольной формой отверстия.

В табл. 7.1 приведены значения коэффициентов μ , φ , ϵ (учитывает сжатие в выходном сечении) для различных видов насадков при совершенном сжатии и отсутствии влияния сил вязкости, тяжести и поверхностного натяжения.

Таблица 7.1

Тип насадка и отверстия	Коэффициент сжатия ϵ	Коэффициент скорости φ	Коэффициент расхода μ
Отверстие в тонкой стенке	0,64	0,97	0,62
Насадки:			
внешний цилиндрический	1	0,82	0,82
внутренний цилиндрический	1	0,707	0,707
конически расходящийся ($\gamma = 5 \dots 7^\circ$)	1	0,45 ... 0,5	0,45 ... 0,5 (по $S_{\text{вых}}$) 1 ... 1,05 (по $S_{\text{вх}}$)
конически сходящийся ($\gamma = 13^\circ 24'$)	0,98	0,96	0,94
коноидальный (сопло)	1	0,98	0,98

Для конически расходящегося насадка в табл. 7.1 приведены два значения коэффициента расхода. При $\mu = 0,45 \dots 0,5$ в формулу подставляется площадь выходного сечения $S_{\text{вых}}$, а при $\mu = 1 \dots 1,05$ — площадь входного сечения $S_{\text{вх}}$.

Сравнение коэффициентов расхода для отверстия в тонкой стенке, цилиндрического насадка и конически расходящегося, имеющих одинаковый входной диаметр $d_{\text{вх}}$, показывает, что при одинаковом перепаде давлений Δp_0 минимальный расход будет у отверстия в тонкой стенке, а максимальный у конически расходящегося насадка.

Такое соотношение, отвечающее экспериментальным данным, на первый взгляд противоречит физической картине истечения. Действительно, если проанализировать сопротивления, испытываемые потоком в отверстиях и в насадках, соотношение должно быть обратным, так как в насадках сопротивлений больше.

Для объяснения этого определим давление в кольцевой изолированной полости вокруг сжатого сечения цилиндрического насадка при свободном истечении в атмосферу ($p_2 = p_a$).

Запишем уравнение Бернулли для точек в сечениях $C-C$ и $2-2$, расположенных на оси, относительно плоскости сравнения, проходящей через эти точки (см. рис. 7.4):

$$z_C + \frac{p_C}{\rho g} + \frac{\alpha_C v_C^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{fC-2}.$$

Учтя, что $z_C = z_2 = 0$; $p_2 = p_a$; $\alpha_C = \alpha_2 = 1$; $v_C S_C = v_2 S_2$; $v_2/v_C = S_C/S_2 = \varepsilon$, и рассматривая в качестве потерь только потери на внезапное расширение по формуле Борда $h_{fC-2} = (v_C - v_2)^2/(2g)$, получим

$$\frac{p_C}{\rho g} + \frac{v_C^2}{2g} = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{(v_C - v_2)^2}{2g};$$

$$\frac{p_a - p_C}{\rho g} = \frac{v_C^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} - \frac{(v_C - v_2)^2}{2g} = \frac{v_2^2}{2g} \left(\frac{1}{\varepsilon^2} - 1 \right) - \frac{v_2^2}{2g} \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2.$$

По формуле (7.1) $v_2 = \varphi \sqrt{2\Delta p_0/\rho}$. Тогда

$$p_{\text{вак}} = p_a - p_C = \varphi^2 \Delta p_0 \left[\frac{1}{\varepsilon^2} - 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2 \right] = 2\varphi^2 \Delta p_0 \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right).$$

Подставляя $\varepsilon = 0,64$ и $\varphi = 0,82$, определим

$$p_{\text{вак}} = p_a - p_C = 2 \cdot 0,82^2 \Delta p_0 \left(\frac{1}{0,64} - 1 \right) = 0,756 \Delta p_0.$$

Полученный результат свидетельствует о том, что при истечении в атмосферу в кольцевой изолированной полости на входе цилиндрического насадка, вследствие сжатия струи, формируется вакуумметрическое давление $p_{\text{вак}}$, величина которого определяется действующим перепадом давлений. В сжатом сечении у отверстия в тонкой стенке давление атмосферное, что и обуславливает его меньшую пропускную способность по сравнению с цилиндрическим насадком.

Выполненные в МАДИ (ГТУ) эксперименты показали, что такой характер изменения $p_{\text{вак}}$ на входе у цилиндрического и конически расходящегося насадков ($\gamma = 5^\circ$) при свободном истечении в атмосферу наблюдается только до некоторого значения давления перед ними $p_{\text{мин}}$, при котором $p_{\text{вак}}$ достигает максимума (рис. 7.7). При дальнейшем увеличении давления ($p > p_{\text{мин}}$) насадки работают напорно с достигнутой величиной $p_{\text{вак max}}$. Для цилиндрического насадка $p_{\text{вак max1}} = 7,9 \cdot 10^4$ Па при $p_{\text{мин1}} = 9,8 \cdot 10^4$ Па, а у конически расходящегося $p_{\text{вак max2}} = 9,1 \cdot 10^4$ Па при $p_{\text{мин2}} = 5,9 \cdot 10^4$ Па.

Прозрачные стенки цилиндрического и конически расходящегося насадков, выполненные из оргстекла, позволяли наблюдать, как при $p > p_{\text{мин}}$ происходила деформация кольцевой изолированной полости (она удлинялась). Когда ее размер соответствовал длине насадка, воздух со стороны выходного отверстия входил внутрь насадка, и происходил срыв вакуумметрического давления и напорного режима работы. Насадок начинал работать по типу отверстия в тонкой стенке. При затопленном истечении срыв

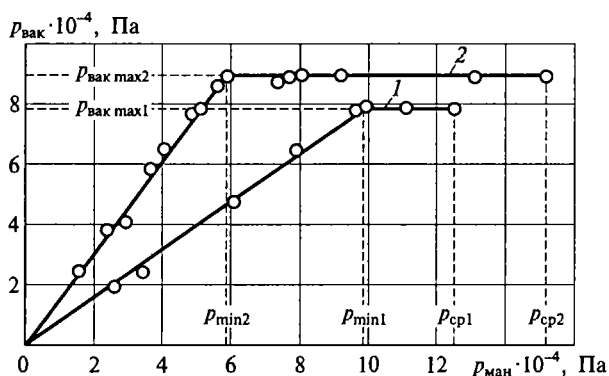


Рис. 7.7. Изменение вакуумметрического давления $p_{\text{вак}}$ на входе в цилиндрический (1) и конически расходящийся (2) насадки в зависимости от величины манометрического давления $p_{\text{ман}}$ перед ними при истечении в атмосферу:

$p_{\text{мин}}$ — давление перед насадком, при котором величина вакуумметрического давления на входе достигает максимальной величины; $p_{\text{ср}}$ — давление перед насадком, при котором происходит срыв вакуумметрического давления

напорной работы насадка невозможен. В цилиндрическом насадке срыв наступает при давлении перед насадком $p_{cp1} \approx 1,27 \cdot 10^5$ Па, а в конически расходящемся при $p_{cp2} \approx 1,52 \cdot 10^5$ Па (см. рис. 7.7).

Приведенные в табл. 7.1 коэффициенты расхода для цилиндрического и конически расходящегося насадков справедливы только при работе насадков в расчетном режиме (напорном) при $p \leq p_{min}$. Если при свободном истечении $p_{min} < p < p_{cp}$, а при затопленном $p > p_{min}$, коэффициент μ является переменной величиной, уменьшающейся с табличного значения при p_{min} до 0,62 при $p \rightarrow \infty$. Изменение коэффициента расхода при этом

$$\mu = \mu_{т.ст} \sqrt{1 + \frac{p_2 - p_{Cmin}}{p - p_2}},$$

где $\mu_{т.ст}$ — коэффициент расхода отверстия в тонкой стенке, $\mu_{т.ст} = 0,62$.

Если происходит свободное истечение в атмосферу, $p_2 - p_{Cmin} = p_{вак\ max}$ — максимальная величина вакуумметрического давления в насадке и $p - p_2 = p_{ман}$.

При истечении в газообразную среду после срыва напорного режима ($p \geq p_{cp}$) насадка работает по типу отверстия в тонкой стенке, и коэффициент расхода следует принимать равным 0,62.

Изменение давления в газообразной среде на выходе из насадки p_2 сказывается на давлении p_{min} и p_{cp} . Однако отношения p_2/p_{min} и p_2/p_{cp} практически не меняются.

По данным выполняемых в МАДИ (ГТУ) исследований для конически расходящегося насадка $p_2/p_{min} \approx 0,64$ и $p_2/p_{cp} \approx 0,39$, а для цилиндрического $p_2/p_{min} \approx 0,5$ и $p_2/p_{cp} \approx 0,44$.

Различные условия гидравлической работы характерны только для рассмотренных насадков, у которых на входе формируется вакуумметрическое давление за счет сжатия струи на входе и увеличения ее скорости по сравнению со скоростью в выходном сечении.

У коноидального и конически сходящегося насадков вакуумметрическое давление на входе отсутствует, поэтому они при любых напорах работают устойчиво полным сечением, и для расчета их пропускной способности используют приведенные в табл. 7.1 коэффициенты расхода.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ СТРУИ
НА ТВЕРДЮЮ ПРЕГРАДУ

8.1. СИЛА ДАВЛЕНИЯ СТРУИ НА НЕПОДВИЖНУЮ
ПРЕГРАДУ

Сила давления струи на преграду, не симметричную относительно горизонтальной оси. Рассмотрим действие свободной незатопленной компактной струи на преграду. Трением о поверхность и весом жидкости будем пренебрегать.

Встречая преграду (рис. 8.1), струя разделяется на две части. Выделим сечениями 0—0, 1—1 и 2—2 объем жидкости и применим к нему закон изменения количества движения. Изменение количества движения за время dt в проекциях на ось x

$$d(mv) = m_1 v_1 \cos \alpha_1 + m_2 v_2 \cos \alpha_2 - m_0 v_0,$$

где $m_0 v_0$, $m_1 v_1$ и $m_2 v_2$ — количество движения соответственно в сечениях 0—0, 1—1 и 2—2; m_0 , m_1 и m_2 — масса жидкости соответственно в сечениях 0—0, 1—1 и 2—2; v_0 , v_1 и v_2 — скорость потока соответственно в сечениях 0—0, 1—1 и 2—2; α_1 и α_2 — углы между осью x и осями растекающихся по поверхности струй.

Неравномерностью распределения скоростей в сечениях пренебрегаем — считаем, что коэффициент количества движения $\alpha_0 = 1$.

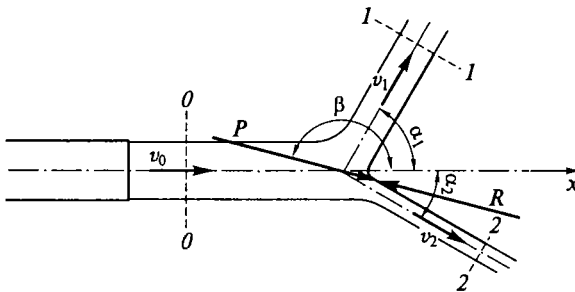


Рис. 8.1. Схема натекания струи на неподвижную несимметричную преграду:

v_0 , v_1 и v_2 — скорость потока в сечениях 0—0, 1—1 и 2—2 соответственно; P — сила воздействия струи на преграду; R — реактивная сила; β — угол между силой P и осью x ; α_1 и α_2 — углы между осью x и осями растекающихся струй

Изменение количества движения в данном случае равно импульсу силы давления P на преграду (активная сила) в проекции на ось x :

$$m_1 v_1 \cos \alpha_1 + m_2 v_2 \cos \alpha_2 - m_0 v_0 = P \cos \beta dt, \quad (8.1)$$

где β — угол между силой P и осью x .

Действие струи на тело вызывает в нем реактивную силу R , приложенную к центру тяжести тела под углом $180^\circ - \beta$ к оси x , т.е. силу по величине, равную P , но направленную в противоположную сторону (см. рис. 8.1):

$$P = -R.$$

Рассмотрим частные случаи.

Сила давления струи на симметричную преграду. В этом случае $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$ и линия действия активной P и реактивной R силы совпадает с осью x , точка приложения реактивной силы находится в точке пересечения оси с преградой (рис. 8.2). Следовательно, угол $\beta = 180^\circ$, а $\cos 180^\circ = -1$.

Поскольку растекание симметричное, масса каждой струи равна $m = m_0/2$ и скорости растекания струи одинаковы. Считают, что струи сохраняют свою первоначальную скорость, т.е. $v = v_0$.

Из формулы (8.1) следует

$$2 \frac{m_0}{2} v_0 \cos \alpha - m_0 v_0 = -P dt \quad (8.2)$$

или

$$m_0 v_0 (1 - \cos \alpha) = P dt.$$

Сила давления на преграду

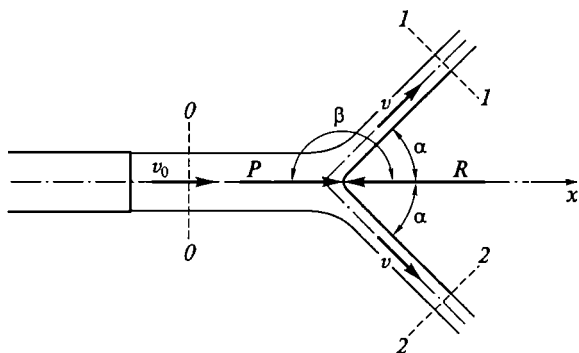


Рис. 8.2. Схема натекания струи на неподвижную симметричную преграду: v — скорость струи в сечениях 1—1 и 2—2; α — углы между осью x и осями растекающихся струй; остальные обозначения см. на рис. 8.1

$$P = \frac{m_0 v_0}{dt} (1 - \cos \alpha)$$

или

$$P = \rho Q v_0 (1 - \cos \alpha), \quad (8.3)$$

где Q — расход жидкости.

Сила давления струи на преграду, перпендикулярную оси струи. В данном случае растекание симметричное (рис. 8.3), $\alpha_1 = \alpha_2 = 90^\circ$, $\beta = 180^\circ$. Следовательно, $\cos 90^\circ = 0$, $\cos 180^\circ = -1$.

Из формул (8.2) и (8.3) получаем, что сила давления

$$P = \rho Q v_0, \quad (8.4)$$

или

$$P = \rho v_0^2 S,$$

где S — площадь живого сечения набегающей струи.

Исследования показали, что действительное значение силы давления на преграду при диаметре кольца растекания, большем трех диаметров струи, меньше теоретического [16]:

$$P_d = (0,92 \dots 0,96) \rho Q v_0.$$

По данным экспериментов, давление на преграду компактной вертикальной струи распределяется, как показано на рис. 8.3 [16]. Максимальное давление в точке стенки, совпадающей с осью струи:

$$p_{\max} = \rho v_0^2 / 2.$$

По мере удаления от оси давление резко падает.

Сила давления струи на криволинейную преграду. Рассмотрим случай симметричного растекания, при котором углы $\alpha_1 = \alpha_2 = \beta = 180^\circ$ (рис. 8.4).

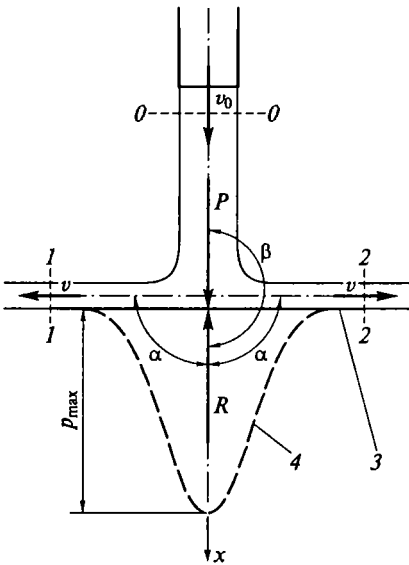


Рис. 8.3. Схема натекания струи на неподвижную преграду, перпендикулярную оси струи:

3 — преграда; 4 — распределение давления струи на преграду; p_{\max} — максимальное давление струи; остальные обозначения см. на рис. 8.1, 8.2

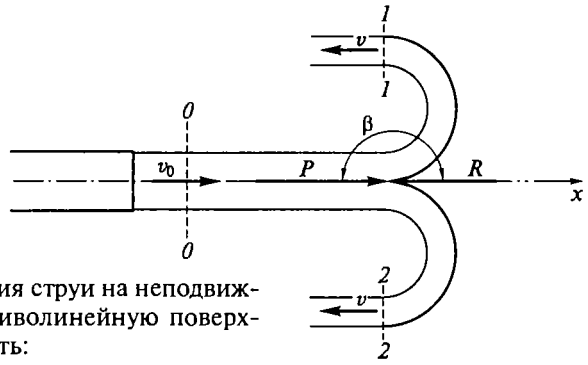


Рис. 8.4. Схема натекания струи на неподвижную симметричную криволинейную поверхность:

обозначения см. на рис. 8.1, 8.2

Поскольку $\cos 180^\circ = -1$, из формулы (8.3) сила давления

$$P = 2\rho Qv_0$$

превышает силу, действующую на плоскую, перпендикулярную оси струи преграду, в 2 раза.

Эксперименты показали, что для полусферической поверхности при соотношении площадей круга поверхности растекания к площади живого сечения струи $S_{кр}/S = 4$ действительное значение силы воздействия струи составляет [16]

$$P_d = 0,94P.$$

8.2. СИЛА ДАВЛЕНИЯ СТРУИ НА ПОДВИЖНУЮ ПРЕГРАДУ

Рассмотрим воздействие струи на поверхность, которая движется поступательно, равномерно и прямолинейно со скоростью u . Растекание струи происходит так же, как и в случае неподвижной поверхности.

Например, если плоская, перпендикулярная оси струи стенка движется со скоростью u , совпадающей с направлением струи (рис. 8.5), то струя натекает на поверхность с относительной скоростью $w = v_0 - u$. Можно считать, что струя растекается по поверхности со скоростью w . Тогда сила давления струи на стенку согласно формуле (8.4)

$$P = \rho Qw = \rho Q(v_0 - u).$$

Если установить на колесе систему плоских лопаток, последовательно попадающих под действие струи, колесо будет вращаться. Сила P , приложенная к лопаткам, движущимся со скоростью u , создаст мощность

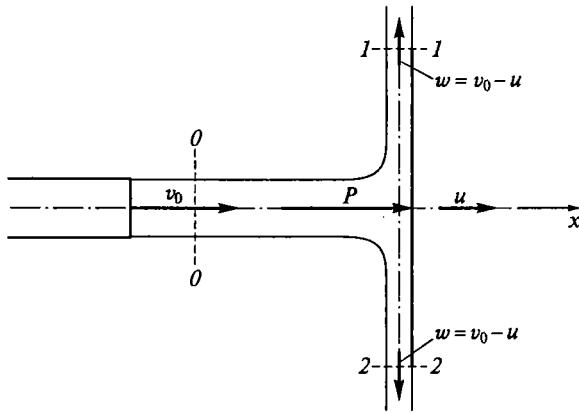


Рис. 8.5. Схема натекания струи на подвижную преграду:

u — скорость движения стенки; w — скорость струи в сечениях 1—1 и 2—2; остальные обозначения см. на рис. 8.1, 8.2

$$N = Pu = \rho Q (v_0 - u)u. \quad (8.5)$$

Уравнение (8.5) есть функция $N = f(u)$. Чтобы определить максимум функции, следует первую производную приравнять нулю:

$$\frac{dN}{du} = \rho Q (v_0 - 2u) = 0.$$

Откуда

$$u = v_0/2.$$

Максимальная мощность

$$N_{\max} = P v_0/2 = \rho Q (v_0 - v_0/2) v_0/2 = \rho Q v_0^2/2.$$

Кинетическая энергия струи, вытекающей из сопла со скоростью v_0 :

$$E_k = m v_0^2/2 = \rho Q v_0^2/2.$$

Таким образом, в рассмотренном случае используется только половина энергии потока, поступающего на плоские лопатки.

Если плоские лопатки заменить криволинейными (см. рис. 8.4), мощность струи увеличится вдвое. Легко убедиться, что максимальная мощность достигается, как и в предыдущем случае, при скорости $u = v_0/2$ и равна кинетической энергии струи

$$N_{\max} = E_k = \rho Q v_0^2/2.$$

На практике лопатки рабочего колеса активных турбин выполняют по типу, показанному на рис. 8.4.

ЛОПАСТНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

9.1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИН И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Гидравлическими называют машины, в которых происходит изменение энергии протекающей жидкости. Если энергия изменяется в результате динамического взаимодействия лопастей рабочего органа (колеса) с обтекающей их жидкостью, гидромашины называют лопастными.

Гидромашины, в которых механическая энергия, подведенная к лопастному колесу, преобразуется в энергию потока жидкости, увеличивая ее, называют *лопастными насосами*. Гидромашины, в которых жидкость отдает энергию лопастному колесу и энергия потока переходит в механическую энергию на валу, называют лопастными гидродвигателями, или *гидравлическими турбинами* (гидротурбинами).

Рассмотрим механизм передачи энергии в лопастном колесе, содержащем z лопастей, закрепленных на диске или втулке, на примере отдельного крылового профиля. При натекании на лопасть образуется перепад давлений на верхней и нижней поверхностях профиля и возникает подъемная сила, направление которой зависит от формы лопасти. Если лопастное колесо приводится во вращение от двигателя, а момент подъемных сил на лопастях противодействует вращению, энергия от лопастей передается жидкости, по этому принципу работает лопастный насос. Если момент от подъемных сил совпадает с возможным направлением вращения лопастного колеса, жидкость, действуя на лопасти, приводит колесо во вращение, передавая ему энергию, по этому принципу работает турбина.

В насосе (рис. 9.1) основными деталями являются подвод 1, лопастное колесо 2 и отвод 3. По подводу жидкость от всасывающего трубопровода подается к лопастному колесу. Из подвода жидкость через диффузор 5 поступает в напорный трубопровод. В лопастном колесе жидкость движется от центра к периферии, поэтому колесо (и весь насос) называют центробежным. Уплотнение 4 предотвращает наружные утечки.

Схема гидротурбины показана на рис. 9.2. В спиральную камеру 1 и лопастное колесо 3 жидкость поступает с верхнего бьефа (VВБ).

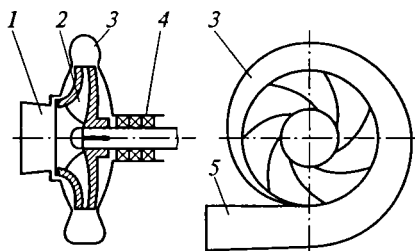


Рис. 9.1. Схема центробежного насоса консольного типа:

1 — подвод; 2 — лопастное колесо; 3 — отвод; 4 — уплотнение; 5 — диффузор

Отдавая энергию, жидкость приводит во вращение вал 4. Перед колесом установлен неподвижный аппарат 2. Жидкость в колесе движется от периферии к центру (центростремительное колесо) и после колеса через отсасывающую трубу 5 сливается в нижний бьеф ∇ НБ.

В общем случае лопастные насос и турбина являются обратимыми машинами и могут работать как в насосном, так и в турбинном режимах. Гидравлическая передача, передающая механическую энергию с одного вала на другой с использованием лопастного насоса и турбины, называется *гидродинамической*.

Если в гидродинамической передаче (ГДП) соединить центробежный насос и гидротурбину трубопроводами (рис. 9.3), то КПД передачи будет низким, так как жидкость от насоса 1 по напорному трубопроводу 2 поступает в спиральную камеру турбины 3 и далее по трубопроводу 5 поступает ко входу в насос с большими гидравлическими потерями. Так как входной 6 и выходной 4 валы жестко не связаны, они имеют разные моменты и угловые скоро-

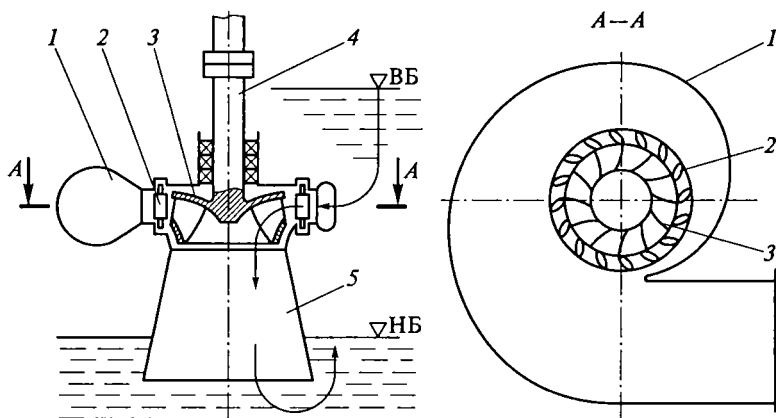
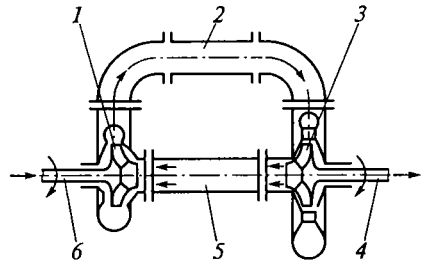


Рис. 9.2. Схема радиально-осевой гидротурбины:

1 — спиральная камера; 2 — неподвижный аппарат; 3 — лопастное колесо; 4 — вал; 5 — отсасывающая труба; ∇ ВБ — верхний бьеф; ∇ НБ — нижний бьеф

Рис. 9.3. Принципиальная схема гидродинамической передачи:

1 — насос; 2 — напорный трубопровод; 3 — турбина; 4 — выходной вал; 5 — трубопровод; 6 — входной вал



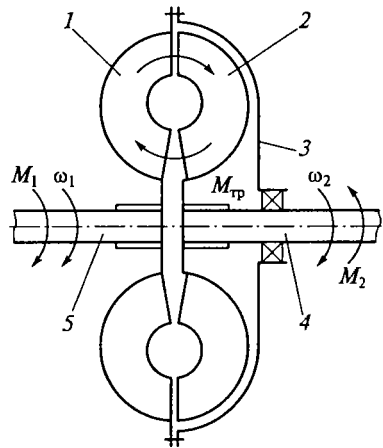
сти. Для всех элементов передачи характерны потери энергии, поэтому мощность на выходном валу 4 значительно меньше мощности на входном валу 6.

Потери можно уменьшить, сблизив лопастные колеса в одном компактном агрегате и избавившись от промежуточных устройств: трубопроводов, спиральных камер, отводов и диффузоров. Такие ГДП имеют высокий КПД $\eta = 87 \dots 98 \%$.

Гидродинамическая передача, состоящая из двух лопастных колес (рис. 9.4) — насосного 1 (Н) и турбинного 2 (Т), называется *гидродинамической муфтой* (гидромуфтой, ГДМ). Насосное колесо соединено с входным валом 5, а турбинное — с выходным 4. Колеса расположены в корпусе 3 ротора, соединенном с насосным колесом фланцем. Лопастные колеса находятся между двумя торцовыми поверхностями, образующими рабочую полость гидромуфты. К входному валу ГДМ приложен момент M_1 от двигателя, а к выходному — момент M_2 сопротивления приводимой машины. В корпусе за наружным тором турбины находится жидкость, и возникает момент трения $M_{тр}$, который, однако, меньше передаваемого момента. Если пренебречь величиной $M_{тр}$, можно считать, что в гидромуфте $M_1 = M_2$.

Рис. 9.4. Схема гидромуфты:

1 — насосное колесо; 2 — турбинное колесо; 3 — корпус ротора; 4 — выходной вал; 5 — входной вал; ω_1 — угловая скорость входного вала; ω_2 — угловая скорость выходного вала; M_1 — момент на входном валу; M_2 — момент на выходном валу; $M_{тр}$ — момент трения



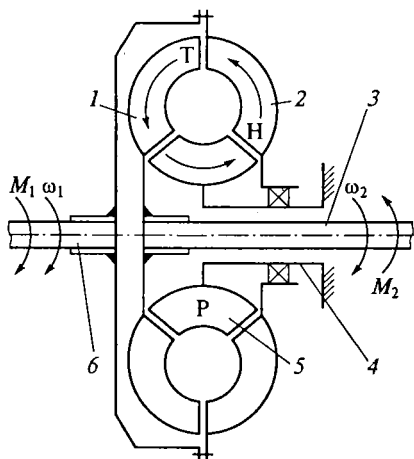


Рис. 9.5. Схема гидротрансформатора:

1 — турбинное колесо (Т); 2 — насосное колесо (Н); 3 — выходной вал; 4 — неподвижный корпус; 5 — реактор (Р); 6 — входной вал; ω_1 — угловая скорость входного вала; ω_2 — угловая скорость выходного вала; M_1 — момент на входном валу; M_2 — момент на выходном валу

Гидродинамическая передача, включающая в себя насосное (Н) (рис. 9.5) и турбинное 1 (Т) колеса и неподвижный реактор 5 (Р), называется *гидродинамическим трансформатором* (гидротрансформатором, ГДТ). Реактор 5 соединен с неподвижным корпусом 4 и участвует в динамическом взаимодействии с потоком жидкости, изменяя его направление. При этом взаимодействии на реакторе возникает крутящий момент M_p , поэтому в ГДТ момент M_1 на входном валу 6 не равен моменту M_2 на выходном валу 3.

Таким образом, ГДП передают мощность при отсутствии жесткого соединения входного и выходного валов, благодаря чему двигатель и приводимая машина оказываются защищенными от неблагоприятных динамических перегрузок, что продлевает срок службы машин. Изменяя бесступенчато и автоматически частоту вращения выходного вала, ГДП выполняют функцию редуктора (мультипликатора), упрощают работу оператора приводимой машины. Перечисленные достоинства привели к широкому распространению ГДП на транспорте и в промышленности.

9.2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И ПОКАЗАТЕЛИ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИН И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Основными параметрами *насоса* являются подача, давление (напор) и мощность. Объемная подача насоса (или подача) Q_n — это объем жидкости, перемещаемой насосом через выходной патрубок в единицу времени. Единицей измерения подачи в системе СИ является $\text{м}^3/\text{с}$; в технической системе — л/с или $\text{м}^3/\text{ч}$.

Давление насоса p — величина, определяемая зависимостью

$$p = p_2 - p_1 + \rho(v_2^2 - v_1^2)/2 + \rho g(z_2 - z_1), \quad (9.1)$$

где p_1 — давление на входе в насос; p_2 — давление на выходе из насоса; ρ — плотность жидкости; v_1 — средняя скорость жидкости на входе в насос; v_2 — средняя скорость жидкости на выходе из насоса; g — ускорение свободного падения; z_1 — высота центра тяжести сечения входа от выбранной плоскости; z_2 — высота центра тяжести сечения выхода от выбранной плоскости.

Напор насоса H_n — величина, определяемая зависимостью

$$H_n = p/(\rho g). \quad (9.2)$$

Если рассматривается насос или гидротурбина в виде отдельного агрегата, индекс «н» или «т» опускается. При рассмотрении ГДП индекс необходимо указывать.

Физически напор насоса — это энергия, сообщаемая насосом единице веса (1 Н) перемещаемой жидкости, или разность удельных энергий жидкости на выходе и входе насоса. Единицей измерения напора в системе СИ является м.

Полезная мощность насоса

$$N_{п.н} = Q_n \rho g H_n, \quad (9.3)$$

где Q_n — подача насоса; H_n — напор насоса.

Мощность насоса N_n больше полезной мощности на величину потерь, которые оцениваются КПД η_n насоса:

$$\eta_n = N_{п.н}/N_n. \quad (9.4)$$

С учетом выражения (9.3) мощность насоса

$$N_n = \rho g Q_n H_n / \eta_n. \quad (9.5)$$

Работа гидротурбины характеризуется ее расходом, напором и полезной мощностью. Расход Q_t турбины — объем жидкости, протекающий через нее в единицу времени. Напором H_t называется энергия, отбираемая турбиной от единицы веса (1 Н) жидкости, протекающей через нее. Если использовать определение напора по разности удельных энергий на выходе из турбинного колеса и входе в него, величина H_t будет меньше нуля. Затраченная (располагаемая) мощность потока (мощность потока на входе в турбину)

$$N_{р.т} = \rho g Q_t H_t. \quad (9.6)$$

Полезная мощность турбины N_t — это мощность, отдаваемая турбиной приводимой ею машине, она меньше затраченной мощности потока на величину потерь. Потери оцениваются КПД турбины

$$\eta_T = N_T / N_{p.T}. \quad (9.7)$$

С учетом выражения (9.6) полезная мощность турбины

$$N_T = N_{p.T} \eta_T = \rho g Q_T H_T \eta. \quad (9.8)$$

Гидродинамические передачи имеют внутренние и внешние параметры. К *внутренним* относятся параметры, характеризующие поток жидкости, протекающий в рабочей полости: подача (расход) Q_H насосного и Q_T турбинного колес; напоры H_H и H_T ; мощность потока жидкости — полезная мощность насосного колеса $N_{п.н}$ и располагаемая мощность на турбинном колесе $N_{p.т}$. *Внешними* являются параметры, относящиеся к входному и выходному звеньям (валам) и реактору: $N_1, N_2, M_1, M_2, M_p, \omega_1, \omega_2, \omega_p$.

Мощность на входном звене ГДП

$$N_1 = M_1 \omega_1; \quad (9.9)$$

мощность на выходном звене ГДП

$$N_2 = M_2 \omega_2, \quad (9.10)$$

где M_1 и M_2 , ω_1 и ω_2 — соответственно моменты на входном (индекс «1») и выходном (индекс «2») звене и их угловые скорости.

Коэффициент полезного действия ГДП

$$\eta = N_2 / N_1 = M_2 \omega_2 / (M_1 \omega_1) = Ki, \quad (9.11)$$

где K — коэффициент трансформации ГДП; i — передаточное отношение ГДП:

$$K = M_2 / M_1; \quad (9.12)$$

$$i = \omega_2 / \omega_1. \quad (9.13)$$

Скольжение, %, ГДМ

$$s = (\omega_1 - \omega_2) 100 / \omega_1.$$

Для ГДМ $M_1 = M_2$ ($K = 1$) и, следовательно, КПД $\eta_{ГДМ} = i$.

9.3. ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ЛОПАСТНЫХ КОЛЕСАХ

Предметом теории лопастных гидромашин является изучение движения жидкости и ее взаимодействия с элементами лопастных машин. Гидродинамические свойства машин определяются направлением и значениями скоростей потока жидкости.

Скорости потока относительно неподвижных корпусных деталей являются скоростями абсолютного движения. Вектор абсолютной скорости обозначим через \vec{c} .

Вращение лопастного колеса с угловой скоростью ω относительно неподвижной оси является переносным движением. Жидкость в лопастном колесе также участвует в переносном движении. Если расстояние от рассматриваемой частицы жидкости до оси насоса равно r , то переносная скорость равна окружной:

$$u = \omega r, \quad (9.14)$$

а вектор \vec{u} направлен по касательной к окружности в данной точке.

Движение жидкости относительно лопастного колеса называется относительным. Вектор относительной скорости \vec{w} направлен по касательной к лопасти.

Абсолютную скорость \vec{c} в полости лопастного колеса можно определить по правилу сложения векторов:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}. \quad (9.15)$$

Положим, что заданы геометрические размеры колеса, подача жидкости через колесо Q_k и угловая скорость ω (рис. 9.6). Пусть

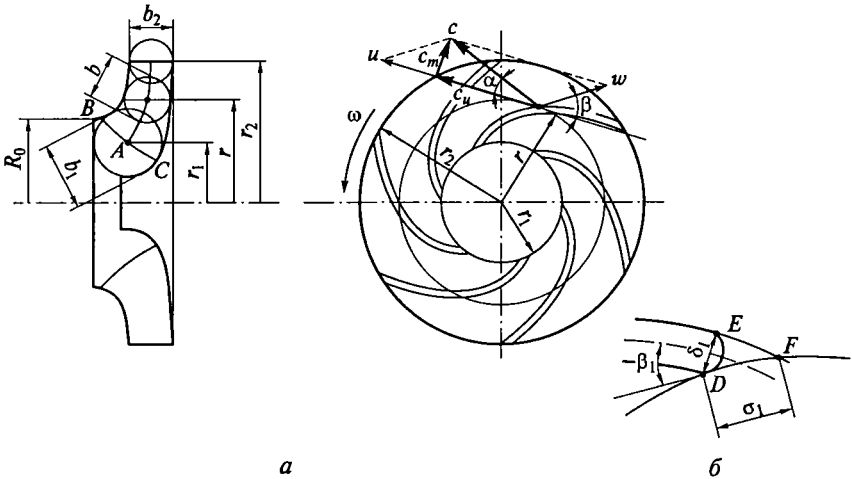


Рис. 9.6. Построение плана скоростей потока в произвольной точке лопастного колеса:

a — колесо; b — элемент лопасти; A — точка, принадлежащая средней линии тока на входной кромке; BC — входная кромка колеса; D, E, F — произвольные точки на лопасти; b — текущая длина; b_1 — длина входной кромки; b_2 — длина выходной кромки; R_0 — радиус входа в колесо; r — текущий радиус; r_1 — радиус точки A ; r_2 — радиус выходной кромки; c, w, u — соответственно абсолютная, относительная, переносная скорость жидкости; c_m, c_u — соответственно меридиональная и окружная составляющая абсолютной скорости; α — угол между абсолютной и переносной скоростью; β — угол между касательной к лопасти и касательной к окружности; β_1 — угол установки лопасти; δ_1 — толщина лопасти на входе; σ_1 — толщина лопасти, измеренная в направлении окружности входа; ω — угловая скорость колеса

число лопастей достаточно большое (стремится к бесконечному), а толщина их — бесконечно мала. Тогда течение жидкости в колесе является струйным, а относительную скорость для всех линий тока на данном радиусе можно считать одинаковой. Такой поток называется осесимметричным.

Введем обозначения:

\bar{c}_m — проекция абсолютной скорости на плоскость, проходящую через ось колеса и рассматриваемую точку; эта плоскость называется меридиональной, и c_m называют меридиональной скоростью, или меридиональной составляющей абсолютной скорости; \bar{c}_u — окружная составляющая абсолютной скорости:

$$\bar{c} = \bar{c}_u + \bar{c}_m; \quad c^2 = c_u^2 + c_m^2; \quad (9.16)$$

β' — угол между направлением относительной скорости w и касательной к окружности (или направлением касательной в сторону, обратную окружной скорости); β — угол между касательной к лопасти и касательной к окружности.

В рассматриваемом случае $\beta' = \beta$. Построим план скоростей для точки A на входной кромке лопасти (для обозначения скоростей и размеров на входе введем индекс «1»). Точка A лежит на средней линии тока. Меридиональную составляющую c_{m1} определим из уравнения неразрывности. Живое сечение меридионального потока — это поверхность, образованная вращением линии BC , перпендикулярной меридиональному потоку (это может быть и входная кромка), вокруг оси колеса. Площадь этой поверхности вращения (по теореме Гюльдена) равна произведению длины b_1 образующей BC на длину окружности, описываемой центром тяжести линии BC :

$$F'_{m1} = 2\pi r_1 b_1,$$

где r_1 — радиус расположения центра масс линии BC (или приближенно расстояние от оси до середины линии BC).

Часть поверхности вращения занята телом лопастей, поэтому искомая площадь живого сечения меридионального потока

$$F_{m1} = 2\pi r_1 b_1 - \sigma_1 b_1 z, \quad (9.17)$$

где σ_1 — толщина лопасти, измеренная в направлении окружности входа; b_1 — длина входной кромки; z — число лопастей.

Из треугольника DEF

$$\sigma_1 = \delta_1 \sin \beta_1, \quad (9.18)$$

где δ_1 — толщина лопасти, измеренная по нормали к ее поверхности; β_1 — угол установки лопасти.

Преобразуем выражение (9.17):

$$F_{m1} = 2\pi r_1 b_1 \left(1 - \frac{\delta_1 z}{2\pi r_1 \sin \beta_1} \right) = 2\pi r_1 b_1 \chi_1, \quad (9.19)$$

где

$$\chi_1 = 1 - \delta_1 z / (2\pi r_1 \sin \beta_1) \quad (9.20)$$

является коэффициентом, характеризующим степень стеснения потока лопастями, $0,7 \leq \chi \leq 0,9$ в зависимости от конструкции лопастного колеса.

Тогда меридиональная составляющая абсолютной скорости: с учетом стеснения потока лопастями

$$c_{m1} = Q_k / (F'_{m1} \chi_1); \quad (9.21)$$

без учета стеснения потока лопастями

$$c'_{m1} = Q_k / F'_{m1}.$$

Окружная скорость потока на входе

$$u_1 = \omega r_1 = (\pi n / 30) r_1.$$

Зная величины c_{m1} , u_1 и угол β_1 , можно построить треугольник (план) скоростей на входе в колесо (рис. 9.7). Окружная составляющая скорости

$$c_{u1} = u_1 - c_{m1} \operatorname{ctg} \beta_1. \quad (9.22)$$

Направление потока на входе в лопастное колесо зависит от элементов конструкции, расположенных перед колесом: в насосах — от формы подвода, в гидropередачах — от формы лопасти и направления потока на выходе из предыдущего колеса, поэтому в общем случае угол β'_1 не равен углу установки лопасти β_1 . Угол

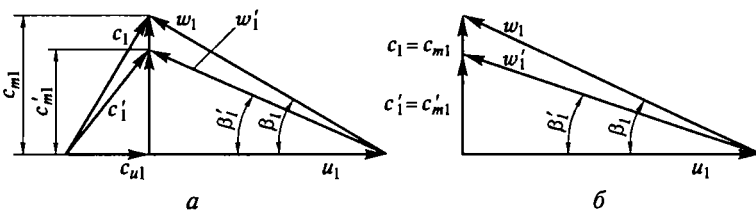


Рис. 9.7. План скоростей потока на входе (индекс «1») в колесо:

a — при закрутке потока на входе ($c_{u1} \neq 0$); b — при отсутствии закрутки на входе ($c_{u1} = 0$); β'_1 — входной угол между направлением относительной скорости w_1 и направлением касательной в сторону, обратную окружной скорости u_1 ; остальные обозначения см. на рис. 9.6

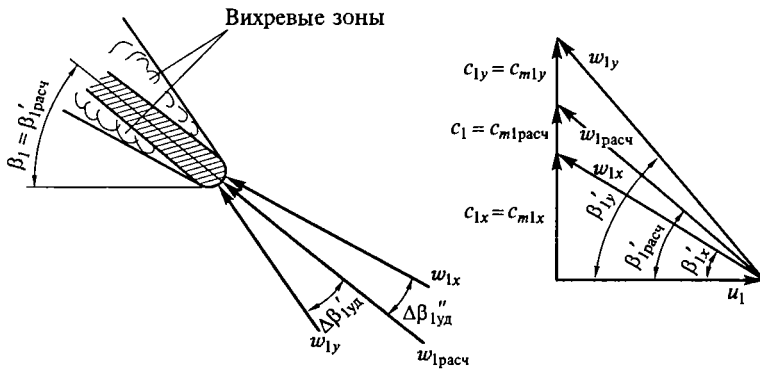


Рис. 9.8. Схема изменения направления потока на входе (индекс «1») в лопастное колесо при изменении режима работы:

$c_{m1расч}$ — меридиональная составляющая абсолютной скорости на расчетном режиме работы при угле атаки $\Delta\beta_{уд} = 0$; $c_{m1х}$, $c_{m1у}$ — меридиональная составляющая абсолютной скорости при угле атаки $\Delta\beta_{уд} \neq 0$; $w_{1расч}$ — относительная скорость на расчетном (оптимальном) режиме работы при угле атаки $\Delta\beta_{уд} = 0$; $w_{1х}$, $w_{1у}$ — относительные скорости при угле атаки $\Delta\beta_{уд} \neq 0$; $\Delta\beta'_{уд}$ — угол между скоростями $w_{1расч}$ и $w_{1у}$; $\Delta\beta''_{уд}$ — угол между скоростями $w_{1расч}$ и $w_{1х}$; остальные обозначения см. на рис. 9.7

между направлениями относительной скорости и входного элемента называют углом атаки $\Delta\beta_{уд}$ (рис. 9.8). Входная кромка должна быть скруглена, что уменьшает потери и срыв потока с лопасти при его натекании на входе с некоторым углом атаки.

Если подвод в насосе выполнен в виде патрубка (см. рис. 9.1), то поток на входе в насосное колесо не закручен, т.е. составляющая скорости $c_{u1} = 0$ и треугольник скоростей на входе имеет вид, показанный на рис. 9.7, б. Как правило, угол установки лопастей на входе в насосное колесо β_1 выбирают равным углу потока β'_1 на расчетном режиме ($Q_{к,расч}$ при максимальном КПД) или задаются небольшим ($3...7^\circ$) углом атаки $\Delta\beta'_{уд1}$. При изменении подачи $Q_{кx} < Q_{к,расч} < Q_{ку}$ изменяется скорость c_{m1} и, как следствие, направле-

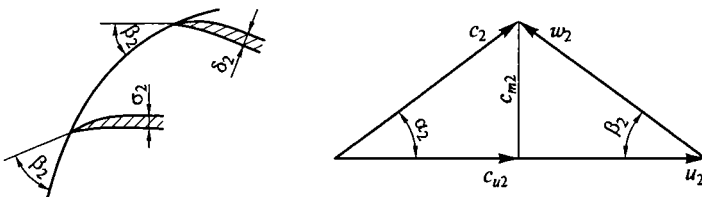
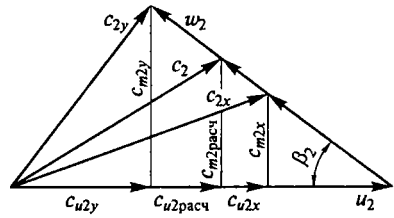


Рис. 9.9. План скоростей потока на выходе (индекс «2») из лопастного колеса:

обозначения см. на рис. 9.6, 9.7

Рис. 9.10. Изменение плана скоростей потока на выходе (индекс «2») из лопастного колеса при изменении режима работы ($Q_{кх} < Q_{к,расч} < Q_{ку}$):

обозначения см. на рис. 9.6, 9.8; индекс « u » относится к окружной составляющей абсолютной скорости



ние скорости w_1 (см. рис. 9.8), возникает «мертвая» (вихревая) зона при обтекании, что вызывает появление дополнительных гидравлических ударных потерь.

На выходе из лопастного колеса площадь живого сечения меридионального потока (рис. 9.6 и 9.9):

без учета стеснения лопастями

$$F_{m2} = 2\pi r_2 b_2;$$

с учетом стеснения лопастями

$$F_{m2} = 2\pi r_2 b_2 \chi_2,$$

где $\chi_2 = 1 - \delta_2 z / (2\pi r_2 \sin \beta_2) = 0,9 \dots 0,98$ — коэффициент стеснения потока на выходе; индексом «2» обозначены параметры потока на выходе.

Меридиональная составляющая абсолютной скорости

$$c_{m2} = Q_k / F_{m2}.$$

Окружная скорость $u_2 = \omega r_2$, окружная составляющая абсолютной скорости $c_{u2} = u_2 - c_{m2} \operatorname{ctg} \beta_2$, относительная скорость w_2 направлена по касательной к лопасти, и угол β_2 потока равен углу установки лопасти на выходе β_2 . При изменении режима работы, т.е. для $Q_{кх} < Q_{к,расч} < Q_{ку}$, направление потока в относительном движении сохраняется ($\beta_2 = \operatorname{const}$), а изменяются составляющие c_{m2} и c_{u2} (рис. 9.10).

Аналогично строят планы скоростей в турбинном колесе и реакторе ГДТ [14].

9.4. ВИДЫ ПОТЕРЬ В ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИНАХ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ

В лопастных гидромашинах процесс преобразования энергии (механической в энергию потока или гидравлической в механическую) сопровождается потерями, которые можно подразделить на механические, объемные и гидравлические.

Механические потери обусловлены трением в подшипниках и уплотнениях на валах (ΔN_m), трением наружной поверхности лопастных колес о жидкость — дисковое трение (N_d).

В центробежных насосах на валу установлено сальниковое уплотнение 4 (см. рис. 9.1), которое «работает» в смоченном состоянии, и мощность трения зависит от вида набивки, числа колец и давления в корпусе.

В ГДТ уплотнения на валах разнообразны: манжеты, уплотнительные кольца, лабиринтные уплотнения, вследствие чего моменты потерь и мощность ΔN_m , как правило, определяют экспериментально.

Мощность трения наружных поверхностей колес о жидкость складывается из мощности трения боковых поверхностей и цилиндрических частей, ободов. При вращении диска в замкнутом пространстве (рис. 9.11, а) жидкость, находящаяся между диском и стенкой корпуса, вращается с угловой скоростью, равной половине угловой скорости диска. В насосе лопастное колесо вращается в корпусе, заполненном жидкостью, и ее угловая скорость $\omega_{ж} = 0,5\omega_n$. Поверхностями дискового трения являются боковые наружные поверхности лопастного колеса, цилиндрические поверхности обода на выходе и в лабиринтном уплотнении. В ГДТ

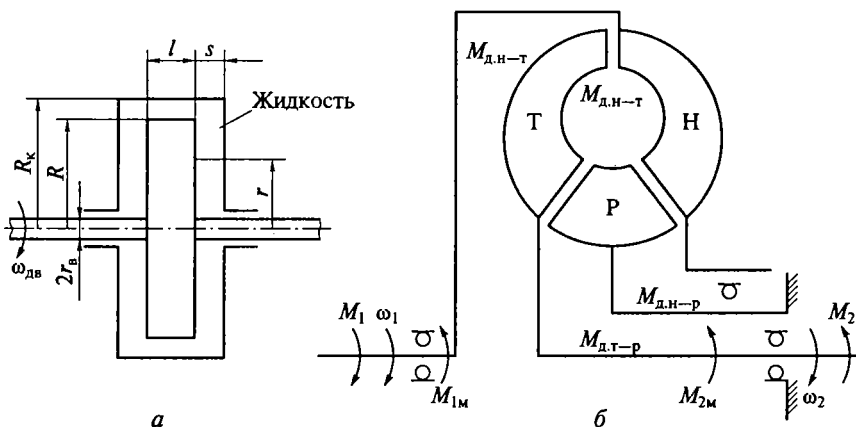


Рис. 9.11. Схемы к определению моментов дискового трения в лопастных гидромашинах:

а — расчетная; б — области дискового трения в гидротрансформаторе; Н — насос; Т — турбина; Р — реактор; l — длина диска; r — внутренний радиус вращающейся жидкости; r_b — радиус вала; R — радиус диска; R_k — радиус корпуса; s — зазор между торцом диска и корпусом; $M_{д.н-т}$, $M_{д.н-р}$, $M_{д.т-р}$ — момент дискового трения соответственно между насосом и турбиной, насосом и реактором, турбиной и реактором; $M_{1м}$ — механические потери для входного звена; $M_{2м}$ — механические потери для выходного звена; $\omega_{дв}$ — угловая скорость вала двигателя; остальные обозначения см. на рис. 9.5

(рис. 9.11, б), например, насосное колесо с замыкающим кожухом может охватывать турбинное колесо, и вал турбинного колеса может проходить внутри ступицы реактора. В отличие от насосов и гидротурбин, где один из смежных элементов вращается, а другой неподвижен, в ГДП такой случай является частным.

Например, угловая скорость жидкости в зазорах: между турбинными элементами и реактором

$$\omega_{д.т-р} = \omega_t; \quad (9.23)$$

между насосными элементами и реактором

$$\omega_{д.н-р} = \omega_n. \quad (9.24)$$

Относительная угловая скорость при вращении смежных элементов:

в одну сторону

$$\omega_{д.т-р} = \omega_n - \omega_t; \quad (9.25)$$

в разные стороны

$$\omega_{д.т-р} = \omega_n + \omega_t. \quad (9.26)$$

Смежные поверхности могут иметь разные конфигурации (криволинейные, конические, цилиндрические, плоские), поэтому дисковые потери в ГДП необходимо определять для каждого отдельного участка, причем поверхности сложных форм необходимо заменять более простыми, эквивалентными по размерам, параллельными или перпендикулярными оси вращения.

В общем случае сопротивление трения τ_d поверхности диска, который движется с окружной скоростью $u = \omega_d r$ в неподвижной жидкости плотностью ρ :

$$\tau_d = k_d (\rho/2) u^2, \quad (9.27)$$

где k_d — коэффициент дискового трения.

Для одной стороны вращающегося диска площадью $dF = 2\pi r dr$ момент сопротивления дискового трения

$$dM_d = r k_d (\rho/2) u^2 2\pi r dr$$

или

$$M_d = \pi k_d \rho \int_{r_b}^R \omega_d^2 r^4 dr. \quad (9.28)$$

Проинтегрировав выражение (9.28) и приняв $0,628 k_d = c_{fd}$, получим

$$M_d = c_{fd} \rho \omega_d^2 (R^5 - r_b^5). \quad (9.29)$$

Момент трения цилиндрической поверхности радиусом R и шириной l

$$M_{\text{д.цил}} = \pi k_{\text{д.цил}} \rho \omega_{\text{д}}^2 R^4 l = c_{f\text{д.цил}} \rho \omega_{\text{д}}^2 R^4 l. \quad (9.30)$$

Коэффициенты сопротивления при дисковом трении зависят от числа Рейнольдса, шероховатости дисков и расстояния между поверхностями в осевом и радиальном направлениях.

Коэффициент дискового трения $c_{f\text{д}}$ для гладких дисков рекомендуется определять по выражению

$$c_{f\text{д}} = \frac{0,04}{\sqrt[3]{\text{Re}}} \left[1 + 1,5 \left(\frac{s}{2R} - 0,01 \right) \right], \quad (9.31)$$

где $\text{Re} = \omega_{\text{д}} R^2 / \nu$; ν — кинематическая вязкость; s — зазор между дисками.

При $\text{Re} = (2 \dots 3,5) \cdot 10^6$ обычно принимают $c_{f\text{д}} = 0,0023$. Однако в действительности поверхности дисков шероховатые, с выступающими головками болтов и т. п. В таком случае рекомендуется выбирать $c_{f\text{д}} = 0,0028 \dots 0,03$.

Механические потери и дисковое трение учитывают механическим КПД:

$$\eta_{\text{м}} = (N - \Delta N_{\text{м}} - N_{\text{д}}) / N, \quad (9.32)$$

где N — затраченная мощность.

Для уменьшения дисковых потерь нужно стремиться обеспечить оптимальные зазоры между дисками ($s/(2R) \approx 0,01$ — из опыта проектирования ГДТ), уменьшать радиусы лопастных колес (при увеличении энергоемкости), устранять в полостях выступающие части, повышать чистоту поверхностей.

Объемные потери обусловлены перетечками жидкости из области высокого давления в область пониженного давления и протечками наружу через уплотнения на валах.

Утечки в лопастном насосе уменьшают его полезную подачу $Q_{\text{н}}$ (рис. 9.12):

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{к}} - Q_{\text{ут1}} - Q_{\text{ут2}}, \quad (9.33)$$

где $Q_{\text{к}}$ — расход жидкости через колесо; $Q_{\text{ут1}}$ — утечка через переднее щелевое или лабиринтное уплотнение на колесе; $Q_{\text{ут2}}$ — наружная утечка через уплотнение на валу.

Оценивают утечки объемным КПД

$$\eta_{\text{о}} = Q_{\text{н}} / Q_{\text{к}}. \quad (9.34)$$

В ГДТ объемные потери характеризуются разностью расходов жидкости, протекающей через насосное $Q_{\text{н}}$ и турбинное $Q_{\text{т}}$ колеса:

$$Q_{\text{ут}} = Q_{\text{н}} - Q_{\text{т}},$$

и объемным КПД

$$\eta_o = Q_T / Q_H \quad (9.35)$$

Гидравлические потери в лопастных гидромашинах связаны с течением реальной вязкой жидкости и определяются как потери напора. Ввиду сложности происходящих физических процессов все методики расчета гидравлических потерь являются приближенными. В общем случае структура потока в лопастной машине зависит не только от формы и размеров каждого элемента проточной части в отдельности, но и от их сочетания, или предшествующее состояние потока оказывает существенное влияние на форму движения в последующих элементах.

Наибольшее распространение получил интегральный метод определения гидравлических потерь, при котором выделяют потери двух основных видов: потери на трение, зависящие от относительной скорости и пропорциональные расходу во второй степени; потери на удар, зависящие от углов атаки и пропорциональные потерянной скорости во второй степени.

К потерям на трение относят не только потери по длине канала в лопастном колесе или неподвижных элементах (подвод, отвод в насосе), но и потери от сужения, расширения и поворота потока. Для расчета используют известную формулу [13]

$$h_{тр} = \lambda_{тр} \frac{l}{4R_{г.ср}} \frac{w_{ср}^2}{2g},$$

где $w_{ср}$ — средняя относительная скорость в канале; $R_{г.ср}$ — средний гидравлический радиус межлопастного канала.

Коэффициент $\lambda_{тр}$ в данном случае является некоторым обобщенным коэффициентом, зависящим от шероховатости стенок каналов, числа Рейнольдса, количества и вида местных потерь в

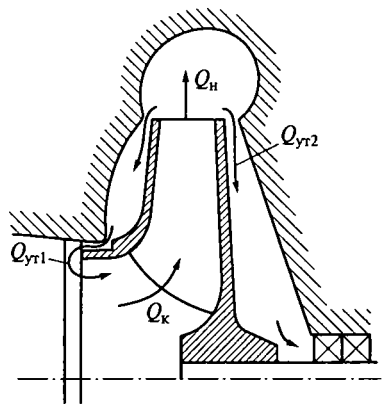


Рис. 9.12. Утечки в центробежном насосе:

$Q_к$ — расход жидкости через колесо; $Q_н$ — подача насоса; $Q_{у1}$ — утечка через переднее уплотнение; $Q_{у2}$ — наружная утечка через уплотнение на валу

канале. Кроме того, поскольку межлопастные каналы в колесе (насосном, турбинном) вращаются с угловой скоростью ω , величина $\lambda_{\text{тр}}$, как показали эксперименты по определению потерь по длине во вращающихся трубках, должна быть увеличена в 3—4 раза по сравнению с табличными или экспериментально полученными значениями $\lambda_{\text{тр}}$ для трубопроводов.

Преобразуем выражение для потерь на трение, подставив значение $w_{\text{ср}} = Q/F_{w_{\text{ср}}}$, где $F_{w_{\text{ср}}}$ — средняя площадь живого сечения межлопастных каналов в колесе, перпендикулярная направлению относительной скорости. Получим

$$h_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{l}{4R_{\text{г.ср}}} \frac{1}{F_{w_{\text{ср}}}^2} \frac{Q^2}{2g} = k \frac{Q^2}{2g}; \quad (9.36)$$

$$k = \lambda_{\text{тр}} \frac{l}{4R_{\text{г.ср}}} \frac{1}{F_{w_{\text{ср}}}^2}, \quad (9.37)$$

где k — коэффициент сопротивления лопастного колеса.

Потери на удар возникают при несовпадении направления скорости потока на выходе из предыдущего элемента (колесо, подвод) с направлением осевой линии лопасти рассматриваемого элемента гидромашин. Возникает разность векторов фактической абсолютной скорости на выходе из предыдущего колеса $c_{2\text{пред}}$ и скорости, соответствующей обтеканию без угла атаки, $c_{1\text{расч}} = c_1^*$, которая называется потерянной скоростью c_s .

Наличие вихревой зоны в межлопастном канале вызывает дополнительные потери, связанные с сужением потока. Потери на удар определяют по формуле Карно—Борда

$$h_y = \varphi_y c_s^2 / (2g), \quad (9.38)$$

где φ_y — коэффициент потерь на удар, который зависит от значения и знака угла атаки, формы входной кромки лопасти: при малых и отрицательных углах атаки $\varphi_y = 0,6 \dots 0,8$, при положительных углах атаки $\varphi_{\text{уд}} = 1,2 \dots 1,6$ [13]; $\vec{c}_s = \vec{c}_{2\text{пред}} - \vec{c}_1^*$ — потерянная скорость.

При проектировании сведения об углах атаки, как правило, отсутствуют, поэтому в предварительных расчетах принимают $\varphi_y = 1$. В ГДТ потери на трение определяют в каждом колесе, а суммарные потери

$$h_{\text{тр}} = \sum k_j Q^2 / (2g),$$

где j — индекс лопастного колеса (н, т, р).

При проектировании коэффициент $\lambda_{\text{тр}}$ в формуле (9.37) рекомендуется принимать $0,06 \dots 0,08$ для каждого колеса.

Потери на удар в ГДП имеют место при входе в каждое лопастное колесо. Меридиональную составляющую скорости c_m можно считать неизменной на выходе из одного колеса и на входе в следующее, поэтому потерянная скорость определяется как разность окружных составляющих

$$c_{sj} = c_{u2(j-1)} - c_{u1j}.$$

Рассмотренные потери относятся к установившемуся движению жидкости в лопастных гидромашинах.

В лопастных насосах гидравлический КПД

$$\eta_r = (H_t - h_r)/H_t = H/H_t, \quad (9.39)$$

где H и H_t — фактический и теоретический напоры; h_r — гидравлические потери напора.

В ГДП гидравлический КПД

$$\eta_r = H_{тr}/H_{тн}, \quad (9.40)$$

где $H_{тн}$, $H_{тr}$ — теоретические напоры насосного и турбинного колес соответственно.

Гидравлические потери в ГДП значительно выше, чем потери других видов, и составляют даже на расчетных режимах 10...15%.

Полный КПД лопастных машин и ГДП

$$\eta = \eta_r \eta_o \eta_m. \quad (9.41)$$

9.5. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИН

Основное уравнение лопастных гидромашин определяет приращение удельной энергии жидкости в области лопастного колеса по величине возмущения, вызываемого колесом в поле скоростей.

По принципу сохранения энергии работа, развиваемая лопастным колесом, расходуется на приращение энергии протекающей жидкости. Гидравлическую мощность лопастного колеса N_r можно получить, зная гидравлический момент M_r взаимодействия колеса с потоком и угловую скорость:

$$N_r = M_r \omega.$$

Вес жидкости, подаваемой колесом за 1 с, $G = \rho g Q$, Н/с. Тогда удельная работа, приходящаяся в единицу времени на 1 Н веса жидкости:

$$A = N_r/G = M_r \omega / (\rho g Q_k), \quad (9.42)$$

соответствует полному приращению энергии единицы веса жидкости, называемому теоретическим напором лопастного колеса H_t .

Определение результирующего момента сил взаимодействия лопастного колеса с потоком жидкости представляет собой задачу гидродинамики, решение которой можно получить на основании уравнения моментов количества движения, предполагая, что в лопастном колесе поток струйный и осесимметричный. В соответствии с этим производная по времени момента количества движения системы материальных точек относительно какой-либо оси равна сумме моментов всех внешних сил, действующих на систему.

Пусть тело T массой m движется со скоростью v (рис. 9.13, а). Спроектировав количество движения mv на направление, перпендикулярное лучу, проведенному к телу T из точки O , и умножив полученную проекцию на расстояние $OT = R$, получим момент количества движения тела относительно точки O : $L = mRv \cos \alpha$. Если на тело действует сила, то за счет изменения его скорости количество движения, а следовательно, и момент количества движения изменяются:

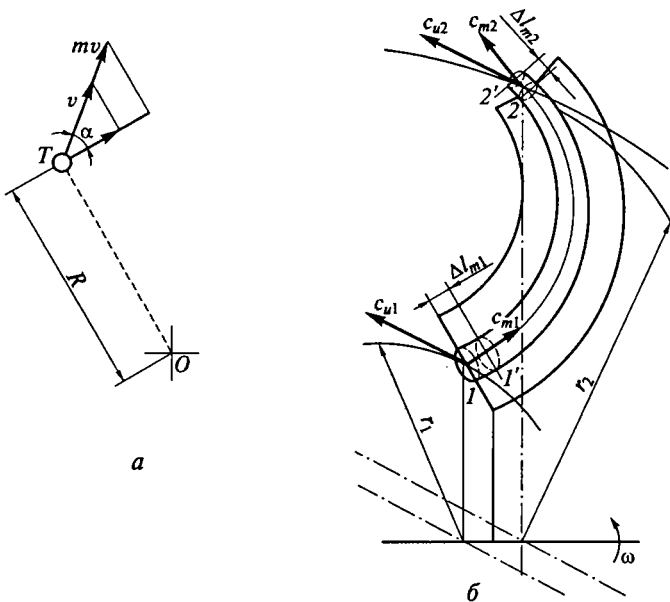


Рис. 9.13. Схемы для определения момента количества движения (а) и для вывода основного уравнения лопастных гидромашин (б):

$I, I', 2, 2'$ — сечения потока; T — тело; m — масса тела T ; v — скорость движения тела T ; R — радиус до центра вращения O ; r_1, r_2 — радиусы входа и выхода колеса; α — угол между направлением скорости v и направлением переносной скорости вращения; Δl_{m1} — длина перемещения сечения I ; Δl_{m2} — длина перемещения сечения 2 ; скорости c_{u1} и c_{u2} направлены перпендикулярно плоскости чертежа; ω — угловая скорость колеса; остальные обозначения см. на рис. 9.6, 9.7, 9.9

$$\frac{dL}{dt} = M = \frac{d(mRv \cos \alpha)}{dt}.$$

Применим уравнение моментов количества движения к потоку жидкости в лопастном колесе. На поток жидкости в колесе действуют силы давления, направленные перпендикулярно входному и выходному сечениям; силы трения по поверхностям на входе и выходе и внутри потока, вызванные вязкостью жидкости; сила тяжести; сила взаимодействия потока с лопастным колесом. Однако результирующие сил давления и тяжести проходят через ось колеса и не создают момента. Силами трения пренебрегаем — рассматриваем течение идеальной жидкости без сил вязкости. Тогда уравнение для лопастного колеса можно записать в виде

$$\frac{dL}{dt} = M_r = \frac{d}{dt}(mrc \cos \alpha). \quad (9.43)$$

Выделим из потока (рис. 9.13, б) в межлопастном пространстве элементарную струйку жидкости и выберем до лопасти и за лопастью сечения 1 и 2 соответственно. За бесконечно малый промежуток времени dt выделенный объем струйки переместится в положения 1' и 2', при этом сечения пройдут пути dl_{m1} и dl_{m2} .

Для выделенного объема элементарной струйки жидкости длиной dl_m и массой dm уравнение (9.43) примет вид

$$\frac{d(dL)}{dt} = dM'_r = \frac{d}{dt}(dmrc \cos \alpha),$$

где dM'_r — момент взаимодействия объема элементарной струйки с лопастным колесом; $dm = \rho f dl_m$ — масса выбранного объема; f — площадь сечения элементарной струйки; $c \cos \alpha = c_u$ — окружная составляющая скорости жидкости в элементарной струйке.

Момент dM'_r :

$$dM'_r = \frac{d(c_u r)}{dt} dm + \frac{d(dm)}{dt} c_u r.$$

Так как объем жидкости в лопастной системе с течением времени не изменяется, а жидкость можно считать несжимаемой, $d(dm)/dm = 0$. Величина $c_u r$ зависит в общем виде от времени t и длины струйки l_m :

$$dM'_r = \frac{d(c_u r)}{dt} dm = \left[\frac{\partial(c_u r)}{\partial t} + \frac{\partial(c_u r)}{\partial l_m} \frac{dl_m}{dt} \right] dm.$$

Так как $c_u = u - c_m \operatorname{ctg} \beta'$, $dl_m/dt = c_m = q/f$, где q — объемный расход жидкости в элементарной струйке, получим

$$dM'_r = \left[r^2 \frac{\partial \omega}{\partial t} - \frac{r \operatorname{ctg} \beta'}{f} \frac{\partial q}{\partial t} + \frac{\partial (c_u r)}{\partial l_m} \frac{q}{f} \right] \rho f dl_m. \quad (9.44)$$

При установившемся движении жидкости в лопастном колесе угловая скорость ω , расходы жидкости в элементарной струйке q и колесе в целом Q_k являются постоянными и, следовательно, $\partial \omega / \partial t = 0$ и $\partial q / \partial t = 0$, а уравнение (9.44) принимает вид

$$dM'_r = \frac{\partial (c_u r)}{\partial l_m} q \rho dl_m. \quad (9.45)$$

Проинтегрировав уравнение (9.45) по длине элементарной струйки от входного сечения 1 до выходного 2, получим момент M'_r взаимодействия всей струйки с лопастью:

$$\int_{l_m} \frac{\partial (c_u r)}{\partial l_m} q \rho dl = \rho q (c_{u2} r_2 - c_{u1} r_1) = M'_r,$$

где r_1 и r_2 — радиусы центра тяжести входного и выходного сечений.

Переходя от элементарной струйки к лопастному колесу в целом, необходимо проинтегрировать полученное уравнение по сечению колеса. Если допустить, что поток в колесе на входе и выходе является равноскоростным, а составляющие скорости c_{u1} и c_{u2} одинаковы для всех струек тока и равны средним значениям \bar{c}_{u1} и \bar{c}_{u2} , то при интегрировании q по площади получим расход через колесо Q_k , а при интегрировании M'_r — момент воздействия всего лопастного колеса на жидкость M_r .

Таким образом:

$$M_r = \rho Q_k (\bar{c}_{u2} r_2 - \bar{c}_{u1} r_1). \quad (9.46)$$

Подставив выражение (9.46) в уравнение (9.42), получим (в дальнейшем в обозначениях \bar{c}_{u2} и \bar{c}_{u1} черту опускаем, считая скорости осредненными по площади)

$$A = H_r = \omega (c_{u2} r_2 - c_{u1} r_1) / g \quad \text{или} \quad H_r = (c_{u2} u_2 - c_{u1} u_1) / g. \quad (9.47)$$

Уравнение (9.47) является основным уравнением лопастных гидромашин. В насосных колесах величина H_{rn} положительна. В турбинных колесах энергия жидкости уменьшается, приложенный к лопастному колесу момент M_r отрицателен, т. е. является моментом сопротивления. Основное уравнение для турбинных колес принято записывать в виде

$$H_{rn} = (c_{uT1} u_{T1} - c_{uT2} u_{T2}) / g, \quad (9.48)$$

где H_{rn} представляет собой изменение энергии жидкости при ее движении в турбинном колесе, $H_{rn} > 0$.

9.6. ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ

Баланс моментов в ГДП. Лопастные колеса в ГДП (в отличие от обычных гидромашин) расположены так, что рабочая жидкость течет последовательно по замкнутому контуру, лопастные колеса находятся в непосредственной близости друг от друга, длинные промежуточные каналы отсутствуют.

В межколесных зазорах отсутствуют внешние силы воздействия на поток жидкости, и момент количества движения жидкости остается неизменным, поэтому можно записать следующие соотношения:

для ГДМ (см. рис. 9.4)

$$c_{uH1}r_{H1} = c_{uT2}r_{T2}; \quad c_{uT1}r_{T1} = c_{uH2}r_{H2}; \quad (9.49)$$

для ГДТ (см. рис. 9.5)

$$c_{uH1}r_{H1} = c_{uP2}r_{P2}; \quad c_{uT1}r_{T1} = c_{uH2}r_{H2}; \quad c_{uP1}r_{P1} = c_{uT2}r_{T2}. \quad (9.50)$$

Следовательно, при протекании потока в ГДП входные условия каждого лопастного колеса определяются условиями выхода потока из предыдущего колеса.

Запишем уравнения моментов взаимодействия между потоком жидкости и лопастными колесами ГДП в соответствии с уравнением (9.46) для установившегося движения:

на насосном колесе

$$M_H = \rho Q_H (c_{uH2}r_{H2} - c_{uH1}r_{H1}); \quad (9.51)$$

на турбинном колесе

$$-M_T = \rho Q_T (c_{uT2}r_{T2} - c_{uT1}r_{T1}); \quad (9.52)$$

на реакторе

$$M_P = \rho Q_P (c_{uP2}r_{P2} - c_{uP1}r_{P1}). \quad (9.53)$$

Момент на насосном колесе положительный, на турбинном — отрицательный, на реакторе может быть положительным или отрицательным в зависимости от режима ГДТ.

Пренебрегая утечками в ГДП, можно записать

$$Q_H = Q_T = Q_P = Q. \quad (9.54)$$

С учетом выражений (9.49) запишем для ГДМ

$$M_H = \rho Q (c_{uH2}r_{H2} - c_{uT2}r_{T2}); \\ -M_T = \rho Q (c_{uT2}r_{T2} - c_{uH2}r_{H2}).$$

Просуммировав левые и правые части уравнений, получим баланс моментов в ГДМ

$$M_n - M_T = 0 \text{ или } M_n = M_T. \quad (9.55)$$

С учетом выражений (9.50) для ГДТ имеем

$$\begin{aligned} M_n &= \rho Q (c_{u_{n2}} r_{n2} - c_{u_{p2}} r_{p2}); \\ -M_T &= \rho Q (c_{u_{T2}} r_{T2} - c_{u_{n2}} r_{n2}); \\ M_p &= \rho Q (c_{u_{p2}} r_{p2} - c_{u_{T2}} r_{T2}), \end{aligned}$$

а после сложения левых и правых частей уравнений

$$M_n - M_T + M_p = 0. \quad (9.56)$$

Уравнение (9.56) — это уравнение баланса моментов на колесах в ГДТ.

Баланс удельных энергий (напоров) в ГДП при установившихся режимах. Энергия, которую жидкость приобретает в насосном колесе ГДП, в турбинном колесе преобразуется в механическую энергию, а часть энергии затрачивается на гидравлические потери в лопастных колесах и межколесных каналах.

Действительный напор насосного колеса

$$H_n = H_{Hn} - h_{\text{пот.н}},$$

где $h_{\text{пот.н}}$ — гидравлические потери в насосном колесе.

Напор турбинного колеса

$$H_T = H_{HT} + h_{\text{пот.т}},$$

где $h_{\text{пот.т}}$ — гидравлические потери в турбинном колесе.

В реакторе удельная энергия жидкости не изменяется ($H_p = 0$), но имеют место гидравлические потери $h_{\text{пот.р}}$. С учетом гидравлических потерь в зазорах $h'_{\text{пот}}$ можно записать

$$H_{Hn} = H_{HT} + h_{\text{пот.н}} + h_{\text{пот.т}} + h_{\text{пот.р}} + h'_{\text{пот}},$$

или

$$H_{Hn} = H_{HT} + \sum h_{\text{пот.}} \quad (9.57)$$

Формула (9.57) выражает баланс удельных энергий в ГДП и является одним из основных расчетных уравнений.

При прохождении жидкости через лопастное колесо изменяется как ее кинетическая, так и потенциальная энергия. Изменение кинетической энергии, или динамический напор, можно выразить через изменение абсолютной скорости потока в колесе:

$$H_{\text{дин}} = (c_2^2 - c_1^2)/(2g). \quad (9.58)$$

Выразим абсолютную скорость через ее составляющие c_u и c_m .
Получим

$$H_{\text{дин}} = (c_{u2}^2 - c_{u1}^2)/(2g) + (c_{m2}^2 - c_{m1}^2)/(2g).$$

Меридиональные составляющие скорости мало изменяются в лопастных колесах, и разностью их квадратов можно пренебречь:

$$H_{\text{дин}} = (c_{u2}^2 - c_{u1}^2)/(2g).$$

Изменение потенциальной энергии (или изменение давления) выражается статическим напором

$$H_{\text{ст}} = (p_2 - p_1)/(2g) = H_t - H_{\text{дин}}.$$

Соотношение

$$\rho_k = (H_t - H_{\text{дин}})/H_t = H_{\text{ст}}/H_t \quad (9.59)$$

называют коэффициентом реакции колеса.

Полученные уравнения позволяют построить теоретические напорные характеристики лопастных колес в виде зависимостей $H_t(Q)$ при установившихся режимах работы ($\omega = \text{const}$).

Для насосных колес рассмотрим простейший случай, когда скорость $c_{u1} = 0$. Тогда основное уравнение с учетом бесконечного числа лопастей в колесе можно записать в виде

$$H_{t\infty} = c_{u2\infty} u_2/g. \quad (9.60)$$

Преобразуем это уравнение с учетом известных зависимостей: $c_{u1} = u - c_m \text{ctg} \beta$ и $c_m = Q/F$. Получим

$$H_{t\infty} = u_2^2/g - Q_k u_2 \text{ctg} \beta_2 / (g F_{m2}),$$

или

$$H_{t\infty} = A - B Q_k,$$

где $A = u_2^2/g$; $B = u_2 \text{ctg} \beta_2 / (g F_{m2})$.

Зависимость $H_{t\infty}(Q)$ — линейная, а характер ее определяется знаком коэффициента B . Теоретические характеристики для центробежного насоса при различных углах β_2 показаны на рис. 9.14. Гидравлическая мощность $N_t = \rho g H_{t\infty} Q_k$ нанесена штриховыми линиями.

Определим соотношение статического и теоретического напора в центробежном насосе при различных углах β_2 :

$$\begin{aligned} \rho_k &= (H_{t\infty} - H_{\text{дин}})/H_{t\infty} = 1 - H_{\text{дин}}/H_{t\infty} = \\ &= 1 - \frac{c_{u2\infty}^2/(2g)}{c_{u2\infty} u_2/g} = 1 - c_{u2\infty}/2u_2. \end{aligned} \quad (9.61)$$

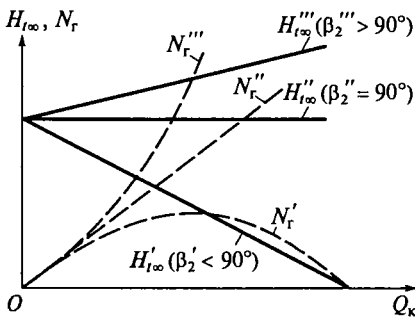


Рис. 9.14. Характеристики центробежного насоса при различных формах лопастей:

$H_{I\infty}$ — теоретический напор при бесконечном числе лопастей колеса; N_{Γ} — гидравлическая мощность; Q_{κ} — расход через колесо

Из уравнения видно, что, чем больше угол β_2 и составляющая $c_{u2\infty}$, тем меньше коэффициент реакции колеса.

Рекомендуемые значения угла на выходе из колеса $\beta_2 = 16 \dots 40^\circ$. В ГДП увеличение угла выхода из насосного колеса приводит к увеличению передаваемой мощности. Поскольку поток жидкости из насосного колеса поступает в следующее колесо (турбинное или реактор), преобразования кинетической энергии в потенциальную не требуется. Рекомендуемые пределы изменения угла в насосном колесе значительно шире $\beta_{n2} = 35 \dots 100^\circ$. В работе [14] показано, что на характеристику насосного колеса в ГДТ влияет и угол лопастей на выходе из предыдущего колеса.

Для турбинных колес наиболее характерным является отсутствие закрутки на выходе, т. е. $c_{u\tau 2} = 0$. Основное уравнение для турбинного колеса

$$H_{I\infty} = \frac{c_{u1\infty} u_{\tau 1}}{g} = \frac{u_{\tau 1}^2}{g} - Q_{\tau} \frac{u_{\tau 1} \operatorname{ctg} \beta_{\tau 1}}{g F_{m\tau 1}} = D \omega_{\tau}^2 - G Q_{\tau} \omega_{\tau}. \quad (9.62)$$

При $\omega_{\tau} = \text{const}$ уравнение (9.62) — уравнение прямой линии, наклон которой зависит от выбранного угла $\beta_{\tau 1}$. Угловая скорость ω_{τ} турбинного колеса является переменной величиной, так как изменяется режим работы ГДП.

В функции же от ω_{τ} напорная характеристика турбинного колеса — это квадратичная парабола при заданном значении Q_{τ} .

9.7. ПРИНЦИП ПОДОБИЯ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИН

Теория подобия позволяет по выбранной модели получить размеры натурной проектируемой машины или гидропередачи, пересчитать их характеристики с модельного образца, при доводке новых конструкций использовать опытные данные испытания модели, пересчитать характеристики гидромашин и гидропере-

дачи при изменении условий работы, например частоты вращения валов.

Теория подобия, основываясь на методах размерностей, устанавливает закономерности изменения основных показателей гидромашин при соблюдении условий подобия. Условиями подобия являются следующие:

- геометрическое подобие линейных размеров, шероховатостей, равенство сходственных углов модели и природы;
- кинематическое подобие потоков: в сходственных точках потока модели и природы соответствующие скорости должны быть пропорциональны и одинаково направлены;
- динамическое подобие, т.е. пропорциональность сил, действующих на сходственные элементы природы и модели.

Для соблюдения *геометрического подобия* необходимо, чтобы при изменении некоторого характерного линейного размера R все другие размеры изменились во столько же раз.

В ГДП в качестве характерного линейного размера выбирают активный диаметр D_a — наибольший диаметр рабочей полости.

Кинематическое подобие обеспечивается при подобии треугольников скоростей в сходственных точках, в частности на входе и выходе из лопастных колес. Для модели (индекс «(м)») и природы (индекс «(н)») можно записать

$$\begin{aligned} \frac{c_{m2(m)}}{c_{m2(n)}} &= \frac{c_{m1(m)}}{c_{m1(n)}} = \frac{c_{1(m)}}{c_{1(n)}} = \frac{w_{2(m)}}{w_{2(n)}} = \dots = \frac{u_{2(m)}}{u_{2(n)}} = \\ &= \dots = \frac{u_{1(m)}}{u_{1(n)}} = \frac{\omega_{(m)}R_{1(m)}}{\omega_{(n)}R_{1(n)}} = \frac{\pi n_{(m)}D_{a(m)}}{\pi n_{(n)}D_{a(n)}} = \frac{n_{(m)}D_{a(m)}}{n_{(n)}D_{a(n)}}. \end{aligned}$$

Для ГДП частоты вращения валов также пропорциональны: $n_{(м)}/n_{(н)} = n_{т(м)}/n_{т(н)}$, что означает равенство передаточных отношений для подобных режимов: $i_{(н)} = i_{(м)}$. Такие режимы называются изогональными.

Для выполнения *динамического подобия* пользуются критериями, полученными в гидравлике. Определяющими при движении жидкости в лопастных гидромашинах являются силы вязкости, поэтому динамическое подобие потоков требует равенства чисел Рейнольдса $Re_{(н)} = Re_{(м)}$. При увеличении числа Re в природе и модели ($Re > 10^6$) наступает автомодельность, при которой гидравлические потери не зависят от вязкости. В этом случае для подобия природы и модели достаточно выполнения только первых двух условий — геометрического и кинематического.

Законами подобия называют формулы для пересчета подачи (расхода) Q , напора H , момента M и мощности N в гидромашинах и передачах при переходе от модели к природе с соблюдением условий подобия.

Подачу (расход) можно определить по формуле

$$Q_k = c_m F_m = 2\pi r b c_m \approx q R^3 n \approx q' R^3 \omega.$$

Для подобных лопастных колес коэффициенты пропорциональности q (q') одинаковы, поэтому

$$\frac{Q_{k(H)}}{Q_{k(M)}} = \frac{R_{(H)}^3 n_{(H)}}{R_{(M)}^3 n_{(M)}} = \frac{R_{(H)}^3 \omega_{(H)}}{R_{(M)}^3 \omega_{(M)}},$$

а для действительных подач (расходов) необходимо учесть объемный КПД

$$\frac{Q_{(H)}}{Q_{(M)}} = \frac{R_{(H)}^3 n_{(H)} \eta_{o(H)}}{R_{(M)}^3 n_{(M)} \eta_{o(M)}} \quad (9.63)$$

С точностью до объемного КПД

$$\frac{Q_{(H)}}{R_{(H)}^3 n_{(H)}} = \frac{Q_{(M)}}{R_{(M)}^3 n_{(M)}} = q, \quad (9.64)$$

где q — коэффициент расхода — величина, одинаковая для подобных гидромашин и передач.

Напор в лопастном колесе

$$H_t = \frac{1}{g} (c_{u2} u_2 - c_{u1} u_1) = \frac{c_{u2} u_2}{g} \left(1 - \frac{c_{u1} u_1}{c_{u2} u_2} \right) \approx h R^2 n^2 \approx h' R^2 \omega^2,$$

где h (h') — коэффициент напора.

Для действительных напоров учтем гидравлический КПД:

$$\frac{H_{(H)}}{H_{(M)}} = \frac{H_{t(H)} \eta_{Г(H)}}{H_{t(M)} \eta_{Г(M)}} = \frac{R_{(H)}^2 n_{(H)}^2 \eta_{Г(H)}}{R_{(M)}^2 n_{(M)}^2 \eta_{Г(M)}} \quad (9.65)$$

или с точностью до гидравлических потерь

$$\frac{H_{(H)}}{R_{(H)}^2 n_{(H)}^2} = \frac{H_{(M)}}{R_{(M)}^2 n_{(M)}^2} = h, \quad (9.66)$$

где h — коэффициент напора, остается постоянным в подобных лопастных колесах.

Потребляемая мощность $N = \rho g Q H / \eta \approx \rho \lambda_N R^5 n^3 / \eta$. С учетом потерь $\eta = \eta_o \eta_{Г} \eta_{м}$:

$$\frac{N_{(H)}}{N_{(M)}} = \frac{\rho_{(H)}}{\rho_{(M)}} \frac{R_{(H)}^5 n_{(H)}^3 \eta_{м(M)}}{R_{(M)}^5 n_{(M)}^3 \eta_{м(H)}} \quad (9.67)$$

или с точностью до механического КПД

$$\frac{N_{(H)}}{\rho_{(H)} R_{(H)}^5 n_{(H)}^3} = \frac{N_{(M)}}{\rho_{(M)} R_{(M)}^5 n_{(M)}^3} = \lambda_N, \quad (9.68)$$

где λ_N — коэффициент мощности.

Момент $M = N/\omega \approx \rho \lambda'_M R^5 n^2 / \eta_M$. Для действительных значений момента

$$\frac{M_{(H)}}{M_{(M)}} = \frac{\rho_{(H)} R_{(H)}^5 n_{(H)}^2 \eta_{M(M)}}{\rho_{(M)} R_{(M)}^5 n_{(M)}^2 \eta_{M(H)}} \quad (9.69)$$

или с точностью до механических потерь

$$\frac{M_{(H)}}{\rho_{(H)} R_{(H)}^5 n_{(H)}^2} = \frac{M_{(M)}}{\rho_{(M)} R_{(M)}^5 n_{(M)}^2} = \lambda'_M, \quad (9.70)$$

где λ'_M — коэффициент момента, остается постоянным для подобных гидромашин и гидропередат.

На практике используют формулы (9.63), (9.65), (9.67), (9.69), принимая приближенно равенство КПД натуры и модели:

$$\eta_{0(H)} = \eta_{0(M)}; \quad \eta_{\Gamma(H)} = \eta_{\Gamma(M)}; \quad \eta_{M(H)} = \eta_{M(M)}.$$

Формулы (9.64), (9.66), (9.68), (9.70) позволяют определить значения коэффициентов, по которым удобно сравнивать между собой различные типы насосов и ГДП. В ГДП коэффициенты момента записывают для каждого вала (колеса):

для входного вала

$$\lambda_{M1} = \frac{M_1}{\rho \omega_1^2 D_a^5}; \quad (9.71)$$

для выходного вала

$$\lambda_{M2} = \frac{M_2}{\rho \omega_2^2 D_a^5}. \quad (9.72)$$

Безразмерный коэффициент мощности на входном валу

$$\lambda_{N1} = \frac{N_1}{\rho \omega_1^3 D_a^5} = \lambda_{M1}. \quad (9.73)$$

Для одной и той же гидромашин, но работающей при разных значениях частоты вращения вала (n' и n) формулы пересчета называют формулами пропорциональности:

$$Q'/Q = n'/n; \quad (9.74)$$

$$H'/H = (n'/n)^2; \quad (9.75)$$

$$N'/N = (n'/n)^3; \quad (9.76)$$

$$M'/M = (n'/n)^2. \quad (9.77)$$

При этом принимают $\eta' = \eta$ в сходственных режимах.

Для использования законов подобия при определении размеров вновь проектируемой гидромашины важно правильно выбрать прототип (модель), обладающий высокими технико-экономическими показателями на режимах, подобных заданному режиму работы проектируемой машины. Для этого необходимо определить параметр, который служил бы критерием подобия и был бы одинаков для подобных гидромашин. По формулам (9.64), (9.66), (9.70) можно рассчитать такие критерии, но они не могут быть использованы при проектировании, так как содержат неизвестные проектируемые размеры. Воспользуемся формулами (9.64) и (9.66) в виде $q = Q/(nR^3)$ и $h = H/(n^2R^2)$ и исключим из них линейный размер R . Для этого возведем левую и правую части уравнения (9.64) во вторую степень, а уравнения (9.66) — в третью и разделим полученные уравнения одно на другое:

$$q^2/h^3 = Q^2 n^6 R^6 / (H^3 n^2 R^6) = n^4 Q^2 / H^3$$

или

$$n\sqrt{Q}/H^{3/4} = n\sqrt{q}/h^{3/4} = n_{уд}. \quad (9.78)$$

Параметры q и h постоянны для всех подобных гидромашин на подобных режимах, поэтому $n_{уд}$ — удельная частота вращения тоже для них одинакова. Следовательно, $n_{уд}$ является критерием подобия.

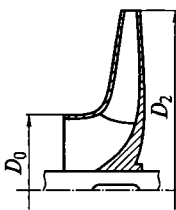
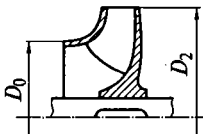
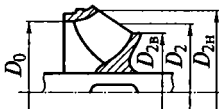

В насосостроении и теории ГДП большее распространение получил параметр n_s , называемый коэффициентом быстроходности и также являющийся критерием подобия:

$$n_s = 3,65n_{уд} = 3,65n\sqrt{Q}/H^{3/4}. \quad (9.79)$$

Если насос, геометрически подобный данному, при подаче $Q = 0,075 \text{ м}^3/\text{с}$ имеет напор 1 м, то по формуле (9.79) его коэффициент быстроходности равен частоте вращения: $n_s = 3,65n\sqrt{0,075}/1^{3/4} = n$. На этом основании коэффициентом быстроходности называют частоту вращения насоса, геометрически подобного данному, который при напоре 1 м подает $0,075 \text{ м}^3/\text{с}$ жидкости.

Коэффициент быстроходности насоса следует определять по его характеристике на режиме максимального КПД. В насосостроении, турбиностроении и проектировании ГДП для каждого коэффициента быстроходности практикой установлены соотношения размеров, обеспечивающие оптимальные технико-экономические показатели.

Таблица 9.1

Группа насосов	Коэффициент быстроходности n_s	Сечение лопастного колеса	Отношение D_2/D_0
Центробежные: тихоходные	50...90		3...2,5
нормальные	80...300		2,5...1,4
Полуосевые (диагональные)	250...500		1,4...0,9
Осевые (пропеллерные)	500...1000		0,8

Примечание. D_0 — входной диаметр; D_2 — выходной диаметр; $D_{2в}$, $D_{2н}$ — наименьший и наибольший диаметр выходной кромки.

В зависимости от коэффициента быстроходности лопастные насосы подразделяют на несколько основных групп (табл. 9.1). Равенство коэффициентов быстроходности модели и проектируемой машины является признаком (критерием) их геометрического подобия.

9.8. ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ И РАБОТА НАСОСОВ НА СЕТЬ

Характеристикой лопастного насоса называется графически выраженная зависимость напора, мощности и КПД насоса от его подачи при постоянной частоте вращения.

Для построения действительной напорной характеристики насоса $H(Q)$ необходимо последовательно учесть поправку на ко-

нечное число лопастей, вычесть из теоретического напора H_t гидравлические потери на трение $h_{тр}$ и потери при ударе h_y [14].

Условия эксплуатации насоса определяются гидравлическими особенностями насосной установки, на которой он работает. В общем случае насос включается в систему трубопроводов, соединяющих приемный резервуар 9 (рис. 9.15), откуда жидкость забирается, с входным патрубком насоса 6, а выходной патрубок — с напорным резервуаром 1, в который жидкость подается. Привод насоса осуществляется от двигателя 7. Всасывающий трубопровод 10, напорный 2, регулирующая 5 и монтажная 11 задвижки, приемный (обратный) клапан 8, манометр 4, мановакуумметр 12 являются обязательными элементами насосной установки. Задвижка 5 предназначена для регулирования подачи, а задвижка 11 предусмотрена для ремонтных работ. Приемный клапан 8 чаще всего совмещается с защитной сеткой (фильтром), предохраняющей насос от попадания твердых тел, и служит для заполнения насоса и всасывающей линии жидкостью перед пуском.

Разность уровней свободной поверхности жидкости в резервуарах называется геометрическим напором $h_{геом}$. Если над уровнями жидкости имеется давление, отличное от атмосферного, определяют приведенный геометрический напор насосной установки

$$H_{геом} = h_{геом} + (p'' - p') / (\rho g), \quad (9.80)$$

где p'' и p' — избыточное давление в напорном и приемном резервуарах соответственно.

Для перемещения жидкости из приемного резервуара в напорный необходимо затрачивать энергию на подъем жидкости на высоту $h_{геом}$, преодоление разности давлений ($p'' - p'$) в резервуарах

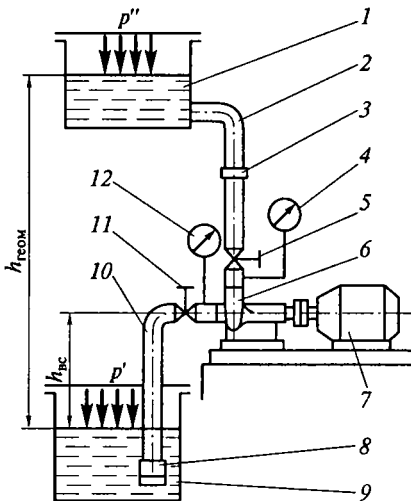


Рис. 9.15. Схема насосной установки:

1 — напорный резервуар; 2 — напорный трубопровод; 3 — соединительная муфта; 4 — манометр; 5 — регулирующая задвижка; 6 — насос; 7 — приводной двигатель; 8 — приемный клапан; 9 — приемный резервуар; 10 — всасывающий трубопровод; 11 — монтажная задвижка; 12 — мановакуумметр; $h_{геом}$ — геометрический напор; $h_{вс}$ — высота всасывания; p'' и p' — избыточные давления в напорном и приемном резервуарах соответственно

и преодоление суммарного гидравлического сопротивления, которое складывается из потерь по длине и на местные сопротивления в трубопроводах. Сопротивления можно выразить по формулам гидравлики и представить после суммирования в виде $\sum h_{\text{пот}} = K_c Q^2$, где K_c — коэффициент сопротивления трубопроводов насосной установки. Таким образом, энергия, необходимая для перемещения единицы веса жидкости из приемного в напорный резервуар, или потребный напор насосной установки

$$H_{\text{труб}} = h_{\text{геом}} + (p'' - p')/\rho g + \sum h_{\text{пот}} = H_{\text{геом}} + K_c Q^2. \quad (9.81)$$

Зависимость потребного напора от расхода в трубопроводе называется *характеристикой насосной установки* или сети. При турбулентном режиме течения в трубах коэффициент K_c не зависит от числа Рейнольдса Re и расхода Q и, следовательно, характеристика установки представляет собой квадратичную параболу (рис. 9.16).

Насос данной насосной установки работает на таком режиме, при котором потребный напор установки равен напору насоса. Для определения режима работы следует на одном и том же графике в одинаковых масштабах построить характеристику насосной установки и напорную характеристику насоса. Пересечение

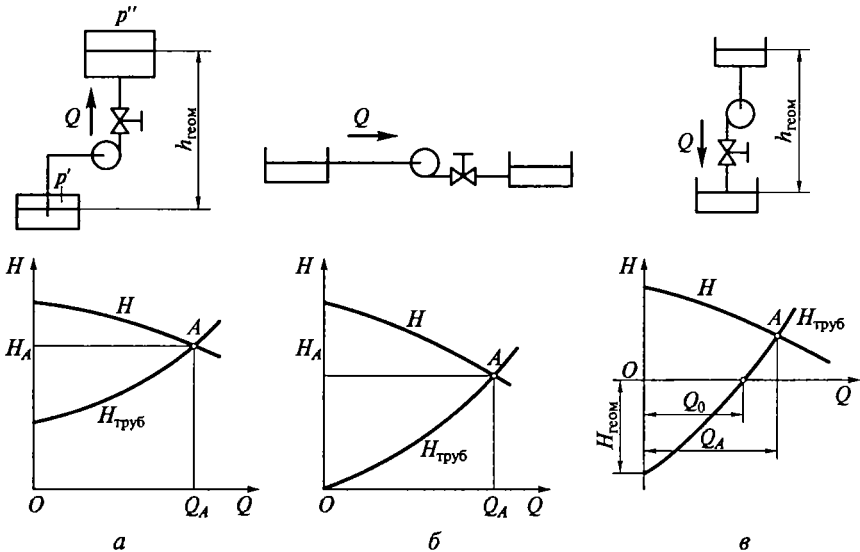


Рис. 9.16. Определение режима работы насоса на насосную установку при различном геометрическом напоре:

$a - h_{\text{геом}} > 0$; $b - h_{\text{геом}} = 0$; $в - h_{\text{геом}} < 0$; H — напор насоса; $H_{\text{труб}}$ — напор в трубопроводе установки; $H_{\text{геом}}$ — приведенный геометрический напор; Q — расход; Q_0 — расход жидкости самотеком; H_A , Q_A — параметры рабочей точки A ; остальные обозначения см. на рис. 9.15

характеристик в точке A определит напор и подачу насоса, при этом точку A называют *рабочей*. Возможны различные характеристики насосных установок: $h_{\text{геом}} > 0$; $h_{\text{геом}} = 0$, т. е. весь напор насоса расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений; $h_{\text{геом}} < 0$, при этом пересечение характеристики установки с осью абсцисс дает значение подачи Q_0 — расход жидкости из верхнего резервуара в нижний самотеком. В последнем случае в рабочей точке A подача $Q_A > Q_0$ за счет дополнительной энергии, получаемой жидкостью от насоса.

Для обеспечения экономичности насосной установки рабочая точка должна находиться в области высоких КПД. Для каждого насоса на его характеристике можно выделить область со значениями КПД ниже максимального на 5... 10 %, которая называется *рабочей зоной насоса*. Для выбора насоса рассчитываем или задаем значения подачи $Q_A = Q_{\text{труб}}$ и напора $H_A = H_{\text{труб}}$, наносим на сводный график точку A и определяем марку насоса по каталогу [5].

Если фактические подача Q_A и напор H_A насосной установки, определяемые в рабочей точке A , не удовлетворяют заданным условиям, необходимо изменить режим работы установки следующими способами.

1. Изменением характеристики насосной установки дросселированием с помощью регулирующего устройства (задвижка, вентиль). При его частичном закрытии увеличиваются гидравлические потери в трубопроводе на величину $h_{\text{др}}$. Потребный напор насосной установки возрастает (рис. 9.17, а):

$$H'_{\text{труб}} = H_{\text{геом}} + K_c Q^2 + h_{\text{др}} = H_{\text{геом}} + K'_c Q^2,$$

где K'_c — коэффициент сопротивления сети с дополнительным дросселированием.

Рабочая точка переместится в точку B , подача насоса уменьшится. Способ прост в исполнении, но сопровождается потерями мощности:

$$N_{\text{пот}} = \rho g h_{\text{др}} Q_B / \eta_B. \quad (9.82)$$

2. Перепуском части жидкости ($Q_{\text{пер}}$) из напорного трубопровода во всасывающий (или в резервуар) по обводному трубопроводу. На обводном трубопроводе устанавливают дроссель (задвижку) для изменения расхода перепускаемой жидкости. Энергия жидкости, проходящей по обводному трубопроводу, не используется, поэтому способ также не экономичен.

3. Изменением характеристики самого насоса, например изменением частоты вращения его вала. Способ позволяет как увеличивать подачу ($Q_C > Q_A$ ($n' > n$)), так и уменьшать ее ($Q_D < Q_A$ ($n'' < n$)) без существенного снижения КПД (см. рис. 9.17, а). Регулирование

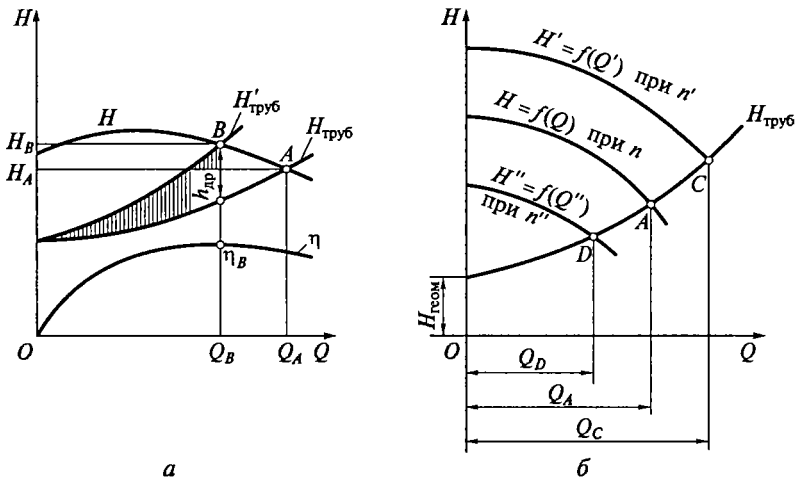


Рис. 9.17. Изменение положения рабочей точки насосной установки:

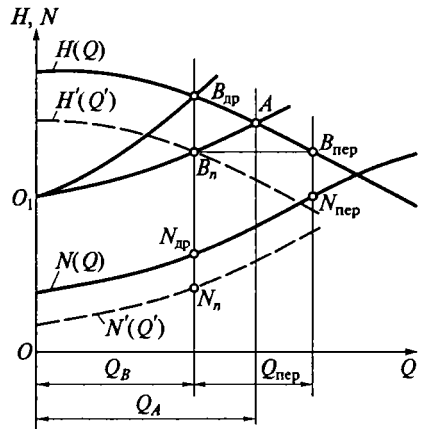
a — дросселированием; *b* — изменением частоты вращения вала насоса n ; B , C , D — измененные положения рабочей точки A ; $h_{др}$ — потери напора на дросселе; H_B , Q_B , Q_C , Q_D — параметры рабочих точек B , C , D ; η — КПД насосной установки; штрихами обозначены измененные параметры; остальные обозначения см. на рис. 9.16

частоты вращения можно достичь при использовании двигателя постоянного тока, двигателя внутреннего сгорания или турбин.

Сравнить экономичность регулирования режима насоса различными способами проще всего по его потребляемой мощности. На рис. 9.18 представлены характеристики насоса $H(Q)$ и $N(Q)$ при различной частоте вращения вала и характеристики насосной установки без дросселирования (O_1A) и с дросселированием ($O_1B_{др}$). Рабочие точки насоса при регулировании дросселированием — $B_{др}$;

Рис. 9.18. Сравнение способов регулирования по потребляемой мощности N :

A — рабочая точка насоса без дросселирования; $B_{др}$, $B_{пер}$, B_n — соответственно рабочая точка при дросселировании, перепуске, изменении частоты вращения; $N_{др}$, $N_{пер}$, N_n — соответственно потребляемая мощность при дросселировании, перепуске, изменении частоты вращения n ; $Q_{пер}$ — перепуск жидкости; штрихами обозначены характеристики насоса при изменении частоты вращения n ; остальные обозначения см. на рис. 9.16, 9.17



перепуском — $B_{\text{пер}}$; изменением частоты вращения — B_n . Соответственно, потребляемая мощность на валу $N_n < N_{\text{др}} < N_{\text{пер}}$.

Таким образом, перепуск жидкости требует максимальных затрат мощности.

Когда один насос не обеспечивает заданной подачи, применяют параллельную работу нескольких насосов.

На рис. 9.19, *a* представлены схема параллельного соединения двух разных насосов, их характеристики (1 и 2) и характеристика насосной установки (4). Для получения рабочей точки строят суммарную кривую $H(Q)$ — кривую 3, для чего складывают абсциссы Q_1 и Q_2 точек при одинаковых ординатах ($H_1 = H_2 = H_3$). Точка *A* пересечения кривых 3 и 4 будет рабочей точкой насосной установки; в этой точке определяют суммарную подачу насосов $Q_A = Q_1 + Q_2$ и напор $H_A = H_1 = H_2$. В точках *B* и *C* определяют подачу каждого насоса. Если насосы имеют одинаковые характеристики, суммарная характеристика $H(Q)$ получается удвоением абсцисс в каждой точке при заданном H . Суммарная подача Q_A меньше удвоенной подачи $Q_B = Q_1$ одного насоса ($Q_A < 2Q_B$). Приращение подачи тем меньше, чем круче характеристика насосной установки.

Таким образом, параллельное включение целесообразно только при пологой характеристике $H_{\text{тр.уб}}(Q)$.

Последовательная работа насосов применяется в случаях, когда один насос не обеспечивает потребного напора. При этом подача насосов одинакова, а общий напор равен сумме напоров обоих насосов при одной и той же подаче. При последовательном соединении КПД насосной установки равен произведению КПД насосов. На рис. 9.19, *б* приведена схема последовательного соедине-

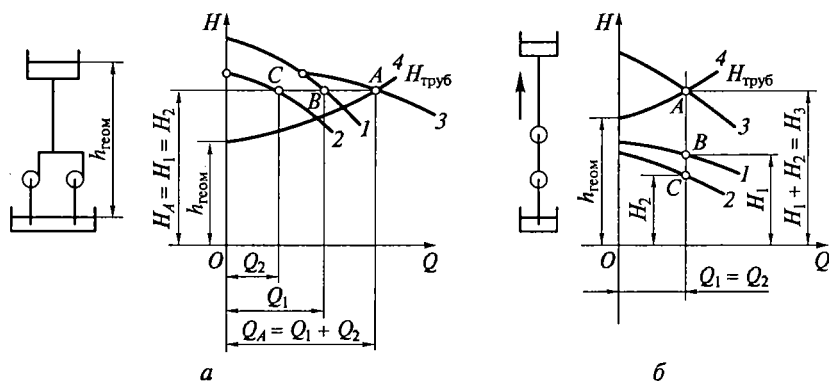


Рис. 9.19. Характеристики насосной установки при работе двух насосов: *a* — параллельное соединение; *б* — последовательное соединение; 1, 2 — характеристики насосов; 3 — суммарная характеристика насосов; 4 — характеристика насосной установки; *A* — рабочая точка насосной установки; *B*, *C* — точки определения подачи каждого насоса; остальные обозначения см. на рис. 9.15, 9.16

ния двух разных насосов, характеристики которых соответствуют кривым 1 и 2. Кривая 3 получена суммированием напоров при одинаковой подаче, а 4 — характеристика насосной установки. Точка А — рабочая точка насосной установки, а рабочие точки В и С — отдельных насосов. При возможности экономичнее использовать многоступенчатый высоконапорный насос, а не последовательную работу низконапорных насосов [14].

9.9. КАВИТАЦИЯ В ЛОПАСТНЫХ НАСОСАХ

Рассмотрим насосную установку, в которой насос расположен на высоте $h_{вс}$ от свободной поверхности жидкости (рис. 9.20, а). Запишем уравнение Бернулли для свободной поверхности А—А и входного патрубка насоса В—В, приняв за плоскость сравнения свободную поверхность жидкости в резервуаре:

$$\frac{p'}{\rho g} = h_{вс} + \frac{p_{вс}}{\rho g} + \frac{v_{вс}^2}{2g} + h_{wвс}, \quad (9.83)$$

где p' — давление над уровнем жидкости в приемном резервуаре; $p_{вс}$, $v_{вс}$ — давление и скорость жидкости во входном патрубке насоса; $h_{wвс}$ — гидравлические потери во всасывающем трубопроводе.

Иначе

$$\frac{p_{вс}}{\rho g} = \frac{p'}{\rho g} - h_{вс} - \frac{v_{вс}^2}{2g} - h_{wвс}. \quad (9.84)$$

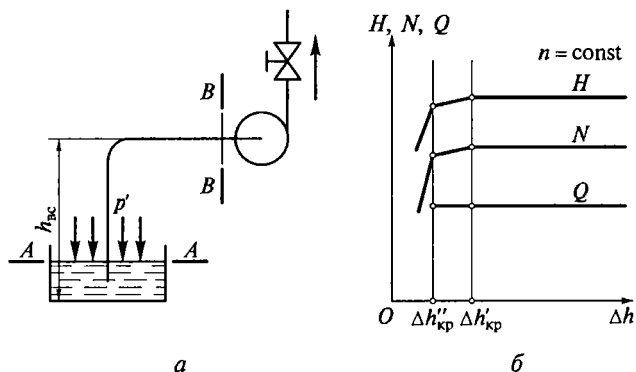


Рис. 9.20. Определение кавитационной характеристики насоса:

а — схема для определения геометрической высоты всасывания: А—А — свободная поверхность насоса; В—В — входной патрубок насоса; остальные обозначения см. на рис. 9.15; б — кавитационная характеристика насоса: n — частота вращения; H — напор; N — мощность; Q — подача; Δh — кавитационный запас; $\Delta h'_{кр}$ — первый критический запас; $\Delta h''_{кр}$ — второй критический запас

Таким образом, давление во входном патрубке уменьшается с увеличением высоты всасывания $h_{вс}$ и гидравлического сопротивления трубопровода. Как будет показано далее, одновременно уменьшается давление на входе в лопастное колесо. Если давление снизится до давления насыщенных паров жидкости, наступит кавитация (см. подразд. 1.2).

При кавитации имеют место следующие явления:

- снижение подачи, напора, уменьшение КПД и мощности, так как часть полости колеса заполняется пузырьками пара;
- эрозия (механическое разрушение) материала стенок колеса, корпуса. Эрозия является наиболее опасным следствием кавитации;
- коррозия (химическое разрушение) металла в зоне кавитации кислородом воздуха, выделяющимся из жидкости при прохождении зоны вакуума. Коррозия поверхности металла усиливается из-за механического разрушения защитной оксидной пленки, покрывающей металл;
- местное повышение температуры при сжатии пузырьков (при сжатии газов, как известно, температура повышается), а также вследствие ударов и деформации стенок и жидкости;
- электрические явления, связанные с окислением металла и местным повышением температуры (образование термопар между холодными и нагретыми стенками);
- шум и вибрация насоса.

Таким образом, кавитация ведет к разрушению рабочих органов насосов, ухудшению их характеристик, поэтому длительная работа на режимах, вызывающих кавитацию, не допускается.

Для предупреждения возникновения кавитации в насосе высота всасывания $h_{вс}$ не должна превышать некоторую критическую высоту $h_{вс.кр}$, при которой давление на входе равно давлению насыщенных паров, т.е. $h_{вс} < h_{вс.кр}$. Другими словами, всасывающая способность насоса ограничена явлением кавитации на входе. Из уравнения (9.83) определим вакуумметрическую высоту всасывания при атмосферном давлении p_a над уровнем жидкости в резервуаре:

$$H_{\text{вак}} = \frac{p_a - p_{вс}}{\rho g} = h_{вс} + \frac{v_{вс}^2}{2g} + h_{швс}. \quad (9.85)$$

Величину $H_{\text{вак}}$ при испытаниях и эксплуатации насоса можно измерить по показаниям вакуумметра, установленного на входном патрубке. Если известна критическая вакуумметрическая высота всасывания $H_{\text{вак.кр}}$ на входе, при которой наступает кавитация, то контролировать бескавитационную работу насоса легко по соотношению $H_{\text{вак}} < H_{\text{вак.кр}}$. Для каждого насоса величина $H_{\text{вак.кр}}$ будет определенной, зависящей от его подачи и одновременно от

внешних факторов: атмосферного давления, температуры жидкости. Так как величину $H_{\text{вак}}$ удобно контролировать на входе в насос, в каталогах на насосы приводят зависимость

$$H_{\text{доп.вак}} = f(Q),$$

где $H_{\text{доп.вак}} = kH_{\text{вак.кр}}$ — допустимая вакуумметрическая высота всасывания насоса при нормальном атмосферном давлении $p_a = 10^5$ Па и температуре жидкости $t = 20^\circ\text{C}$; k — коэффициент запаса, $k < 1$.

Условие бескавитационной работы насоса

$$H_{\text{вак}} \leq H_{\text{доп.вак}}. \quad (9.86)$$

Энергия жидкости на входном патрубке насоса, где обычно измеряют давление, всегда больше, чем в точке начала кавитации. Введем понятие кавитационного запаса Δh как превышения удельной энергии жидкости во входном патрубке насоса над удельной энергией насыщенных паров:

$$\Delta h = \frac{p_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g} - \frac{p_{\text{н.п}}}{\rho g}. \quad (9.87)$$

Величину $\Delta h_{\text{кр}}$ — критический кавитационный запас в момент наступления кавитации можно определить экспериментально при кавитационных испытаниях. Кавитационные характеристики насоса представляют собой зависимость напора H и мощности N от кавитационного запаса Δh при постоянной подаче Q и частоте вращения n (рис. 9.20, б). При больших значениях Δh кавитационные явления отсутствуют и показатели H , N остаются неизменными — область бескавитационной работы на характеристике. Режим, при котором начинается снижение напора и мощности насоса, называют первым критическим режимом, ему соответствует $\Delta h'_{\text{кр}}$. В начальной стадии при $\Delta h'_{\text{кр}} > \Delta h > \Delta h''_{\text{кр}}$ кавитация является местной, охватывает незначительную зону на входе в колесо. При дальнейшем уменьшении кавитационного запаса кавитационная область постепенно расширяется, происходит медленное снижение напора и мощности. При $\Delta h''_{\text{кр}}$ резко увеличивается количество паров в жидкости, поток отрывается от лопасти, что вызывает резкое уменьшение напора и мощности, а затем и полный срыв работы насоса.

Характер возникновения и распространения кавитации зависит от типа насоса. В насосах с малым n_s (тихоходных) первый критический режим на характеристике не обнаруживается.

Для того чтобы насос не работал в зоне кавитации, назначают некоторое превышение допустимого кавитационного запаса над критическим (на 20...30%). Следовательно, $\Delta h_{\text{доп}} = (1,2 \dots 1,3)\Delta h'_{\text{кр}}$ и условие бескавитационной работы имеет вид

$$\Delta h \geq \Delta h_{\text{доп}}. \quad (9.88)$$

Из уравнений (9.85) и (9.87) получим выражение, связывающее вакуумметрическую высоту всасывания с кавитационным запасом:

$$H_{\text{вак}} = (p_a - p_{н.п})/(\rho g) + v_{\text{вс}}^2/(2g) - \Delta h$$

или

$$H_{\text{доп.вак}} = (p_a - p_{н.п})/(\rho g) + v_{\text{вс}}^2/(2g) - \Delta h_{\text{доп.}} \quad (9.89)$$

Таким образом, допустимую вакуумметрическую высоту при наступлении кавитации можно определить по результатам кавитационных испытаний насоса при известном $\Delta h_{\text{доп.}}$

Улучшение кавитационных свойств насосов или уменьшение критического кавитационного запаса можно получить, увеличивая входной диаметр лопастного колеса D_0 , ширину колеса b_1 и толщину лопастей на входе. Все это приведет к уменьшению скоростей c_0 , ω_0 , ω_k при неизменной подаче. Однако при увеличении D_0 в тихоходных насосах уменьшается и КПД насоса, поэтому более эффективным (без уменьшения КПД) является увеличение b_1 .

9.10. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ТУРБИН

Различают гидротурбины реактивные и активные. В *реактивных* гидротурбинах изменяется как кинетическая, так и потенциальная энергия жидкости, и давление в жидкости на входе больше, чем на выходе. В *активных* гидротурбинах преобразуется в механическую только кинетическая энергия жидкости, а давление на входе и выходе одинаковое и равно атмосферному.

К реактивным турбинам относятся радиально-осевые (см. рис. 9.2), которые используют на гидростанциях при напорах до 500 м, и осевые (рис. 9.21), которые отличаются от радиально-осевых в основном типом турбинного колеса. В радиально-осевых турбинах колесо центростремительное ($r_{T1} > r_{T2}$), в осевых — осевое ($r_{T2} = r_{T1}$). Осевые турбины применяют при малых напорах (до 80 м). Их можно выполнить с поворотными лопастями (поворотные лопастные турбины). Кроме лопастного колеса основными элементами осе-

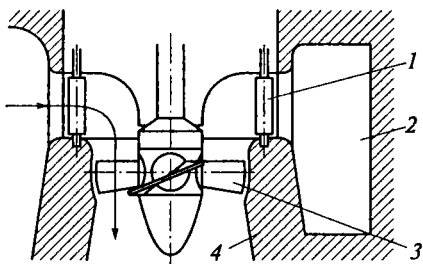


Рис. 9.21. Осевая гидротурбина:
1 — направляющий аппарат; 2 — турбинная камера; 3 — турбинное колесо;
4 — отсасывающая труба

вой турбины являются направляющий аппарат 1 и отсасывающая труба 4. Направляющий аппарат 1 представляет собой систему лопастей, установленных под определенным углом. Совместно с турбинной камерой 2 он сообщает воде окружную составляющую скорости. Кроме того, направляющий аппарат служит для регулирования мощности гидротурбины путем поворота лопастей вокруг своих осей. При повороте лопастей изменяется направление потока и, следовательно, меридиональная скорость, расход воды и мощность турбины. При закрытии направляющего аппарата расход воды прекращается, и гидротурбина останавливается.

От рабочего (турбинного) колеса 3 вода отводится по отсасывающей трубе 4, имеющей диффузную форму. Отсасывающая труба служит для использования за счет вакуума, возникающего за лопастным колесом, части кинетической энергии воды, выходящей из рабочего колеса, и напора, равного высоте отсасывающей трубы от уровня нижнего бьефа.

Активные турбины выполняют в основном ковшовыми (рис. 9.22). Колесо 2 представляет собой диск, на окружности которого закреплены ковши. Вода подводится по напорному трубопроводу 4 к соплу 3, представляющему собой сходящийся насадок, и выходит из него с большой скоростью в виде струи. Струя натекает на ковши колеса и приводит его во вращение. Мощность турбины регулируется иглой 1, перемещающейся внутри сопла в осевом направлении. При перемещении иглы изменяется расход воды. Как правило, ковш состоит из двух чаш (5 и 6), разделенных средним заостренным ребром 7, на которое и поступает струя. Растекаясь по чашам, струя поворачивает почти на 180° , и сила ее взаимо-

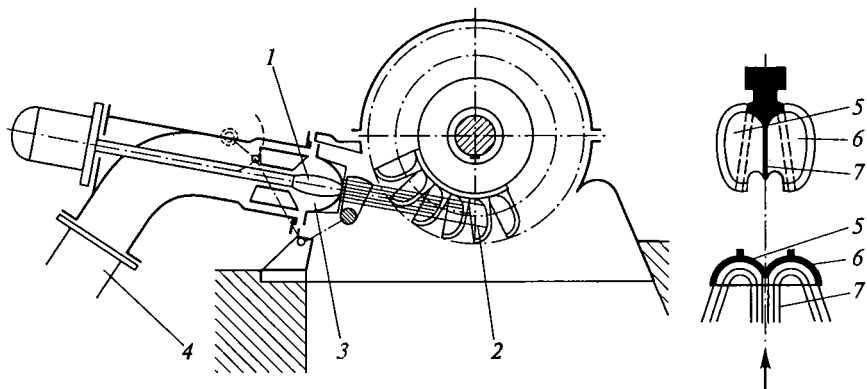


Рис. 9.22. Активная ковшовая гидротурбина:

1 — игла; 2 — колесо турбины; 3 — сопло; 4 — напорный трубопровод; 5, 6 — чаши ковша; 7 — ребро ковша

действия с ковшом максимальная. Ковшовые турбины применяют при напорах до 1700 м.

К основным параметрам турбин относятся напор H , расход Q , располагаемая, или затрачиваемая, мощность потока N_p , полезная мощность N и КПД η .

Потери мощности в турбине подразделяют на гидравлические, объемные и механические.

Гидравлические потери, т.е. потери энергии на преодоление гидравлического сопротивления внутренних каналов турбины, оценивают гидравлическим КПД

$$\eta_r = H_n/H = H_t/H, \quad (9.90)$$

где H_n — полезный напор турбины или часть располагаемого напора жидкости, отдаваемая лопастному колесу:

$$H_n = H_t = H - \sum h_{\text{пот}}. \quad (9.91)$$

Объемными потерями называют потери энергии с потоком воды, проходящим мимо лопастного колеса через уплотнения турбины. Объемные потери оценивают объемным КПД η_o .

Расход жидкости через турбинное колесо Q_k меньше расхода турбины Q на величину утечек $Q_{\text{ут}}$:

$$Q_k = Q - Q_{\text{ут}}. \quad (9.92)$$

Каждая единица веса передает лопастному колесу энергию, равную полезному напору H_n . Следовательно, полезная мощность потока, используемая в турбинном колесе:

$$N_n = \rho g(Q - Q_{\text{ут}})H_n, \quad (9.93)$$

а объемный КПД

$$\eta_o = (Q - Q_{\text{ут}})/Q = Q_k/Q. \quad (9.94)$$

Механические потери — это потери на трение в подшипниках, в уплотнениях на валу и наружной поверхности колеса о воду (дисковые потери); их оценивают механическим КПД

$$\eta_m = N/N_n. \quad (9.95)$$

Общий КПД турбины

$$\eta = \eta_r \eta_o \eta_m. \quad (9.96)$$

Основными расчетными уравнениями для турбин являются: уравнение для определения действительного напора

$$H = H_t/\eta_r = (c_{\text{ит}1}u_{r1} - c_{\text{ит}2}u_{r2})/(g\eta_r);$$

выражение для коэффициента быстроходности

$$n_s = \frac{n\sqrt{N}}{H^{5/4}},$$

где n — частота вращения вала, мин⁻¹; H — напор, м; N — полезная мощность, кВт.

Так же, как в насосах, равенство n_s является необходимым и достаточным признаком геометрического подобия турбин. По коэффициенту n_s гидротурбины подразделяют на ковшовые ($n_s = 4 \dots 50$), радиально-осевые ($n_s = 40 \dots 400$) и осевые ($n_s = 400 \dots 1100$).

Подробное описание вида универсальной характеристики радиально-осевой гидротурбины см. в [14].

9.11. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ МУФТЫ

Гидродинамической муфтой называют гидродинамическую передачу, не преобразующую крутящий момент (рис. 9.23). Наибольший диаметр рабочей полости называется активным диаметром D_a , а наименьший — втулочным D_0 . Гидромуфты могут быть как с внутренним тором (рис. 9.23, б), так и без него (рис. 9.23, а), различаться формами рабочих полостей (рис. 9.23, в) и иметь несимметричные лопастные колеса (рис. 9.23, г).

Рабочий процесс в ГДМ определяется балансом энергии. Рассмотрим ГДМ с произвольной рабочей полостью (рис. 9.24). Разобьем последнюю на отдельные участки из условия равенства площадей и представим себе, что это и есть отдельные ГДМ. Для

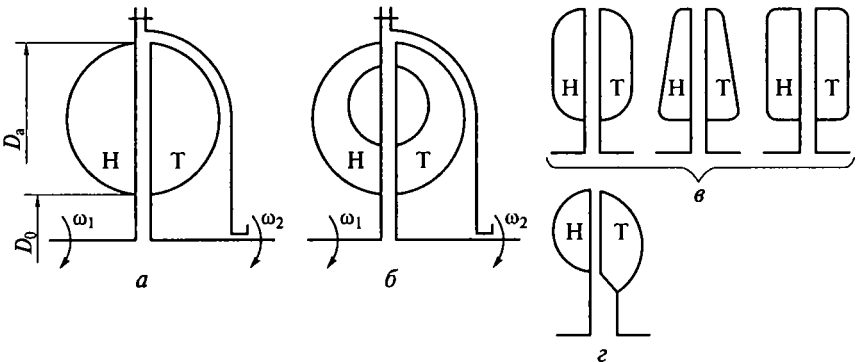


Рис. 9.23. Схемы гидродинамических муфт:

а — без внутреннего тора; D_a , D_0 — соответственно активный и втулочный диаметр рабочей полости; б — с внутренним тором; в — с различными формами рабочих полостей; г — с несимметричными лопастными колесами; остальные обозначения см. на рис. 9.4, 9.11

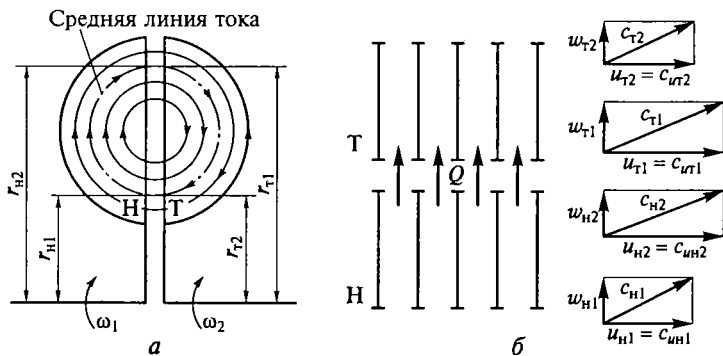


Рис. 9.24. Расчетная схема (а) и треугольники скоростей (б) для гидромуфты:

обозначения см. на рис. 9.6, 9.7, 9.11; индекс «н» относится к насосу, «т» — к турбине

каждого участка осредним поток и для средней линии тока запишем уравнение баланса энергии (9.57):

$$H_{тн} = H_{тг} + \sum h_{пот.}$$

Если учесть, что входные условия последующего элемента определяются выходными условиями предыдущего, радиусы $r_{H1} = r_{T2}$ и $r_{H2} = r_{T1}$, а проекция абсолютной скорости на окружную $c_{u2} = u_2 - c_m \operatorname{ctg} \beta_2$, то для насосного колеса можем записать ($a = r_{H1}/r_{H2}$)

$$H_{тн} = \frac{\omega_H^2 r_{H2}^2}{g} \left[1 - ia^2 - Q \operatorname{ctg} \beta_{H2} / (\omega_H r_{H2} F_{mH2}) + Q \operatorname{ctg} \beta_{T2} / (\omega_H r_{H2} a F_{mT2}) \right]. \quad (9.97)$$

Напор турбинного колеса

$$H_{тг} = H_{тн} \eta_{тг} = H_{тн} i. \quad (9.98)$$

Гидравлические потери $\sum h_{пот}$ в ГДМ представим в виде суммы потерь на трение, зависящих от квадрата относительной скорости (или, что то же самое, от квадрата объемной подачи рабочей жидкости), и потерь на удар, зависящих от углов атаки при входе на лопастное колесо, т. е.

$$\sum h_{пот} = h_{тр} + h_{у}. \quad (9.99)$$

Потери на трение

$$h_{тр} = \zeta Q_2 / (2g), \quad (9.100)$$

где ζ — коэффициент сопротивления криволинейного вращающегося канала.

Коэффициент ζ зависит от передаточного отношения i и конструктивной формы рабочей полости ГДМ. При незначительных колебаниях $i = 0,8 \dots 0,98$ коэффициент ζ резко изменяется, достигая наибольших значений при минимальном скольжении [14].

Потери на удар определим по выражению (9.38):

$$h_y = \varphi_y c_s^2 / (2g),$$

где $c_s = c_{u1j} - c_{u2(j-1)} = \Delta c_u$ — потерянная скорость на входе в лопатное колесо:

насосное

$$c_{sн1} = u_{н1} - Q \operatorname{ctg} \beta_{н1} / F_{mн1} - u_{т2} + Q \operatorname{ctg} \beta_{т2} / F_{mт2}; \quad (9.101)$$

турбинное

$$c_{ст1} = u_{т1} - Q \operatorname{ctg} \beta_{т1} / F_{mт1} - u_{н2} + Q \operatorname{ctg} \beta_{н2} / F_{mн2}. \quad (9.102)$$

Подставив выражения (9.38), (9.97) — (9.102) в уравнение (9.57) и решив его относительно объемной подачи Q или меридиональной скорости, получим зависимость их от передаточного отношения i (или КПД η) и относительного радиуса a .

Для ГДМ с радиальными лопастями симметричных насосного и турбинного колес углы лопастей $\beta_{н1} = \beta_{н2} = \beta_{т1} = \beta_{т2} = 90^\circ$ и, как следствие, скорости $c_u = u$ и $c_m = w$. Приняв в первом приближении $\mu_n = \mu_t = 1$ и $\varphi_{y,n} = \varphi_{y,t} = 1$, для подобных ГДМ выражения (9.38), (9.97) — (9.102) упрощаются, и после их подстановки в выражение (9.57) получим уравнение

$$\omega_n^2 r_{н2}^2 (1 - ia^2) = \frac{\omega_n^2 r_{н2}^2}{g} i (1 - ia^2) + \frac{\omega_n^2 r_{н2}^2}{2g} (1 - i)^2 (1 + a^2) + \zeta \frac{c_m^2}{2g},$$

которое решим относительно скорости c_m :

$$c_m = \omega_n r_{н2} \sqrt{(1 - i^2)(1 - a^2)} / \zeta. \quad (9.103)$$

Выражение (9.103) позволяет для каждого режима работы при заданной форме рабочей полости и значениях a определить скорость c_m или объемную подачу Q .

В общем виде уравнение второй степени

$$Ax^2 + 2Bxy + Cy^2 + Dx + Ey + F = 0. \quad (9.104)$$

Для сравнения уравнений (9.103) и (9.104) уравнение (9.103) запишем в виде

$$\frac{\zeta}{\omega_n^2 r_{н2}^2} c_m^2 + i^2 (1 - a^2) - (1 - a^2) = 0. \quad (9.105)$$

Особенностью уравнения (9.105) по сравнению с уравнением (9.104) является равенство нулю коэффициентов B , D , E . Для определения типа кривой, выраженной уравнением (9.105), воспользуемся его детерминантом:

$$\delta = AC - B^2 = \frac{\zeta}{\omega_{H2}^2 r_{H2}^2} (1 - a^2),$$

который всегда будет больше нуля, так как $a = r_{H1}/r_{H2} < 1$. Следовательно, уравнение (9.105) представляет собой уравнение эллипса. Приведем его к каноническому виду

$$\frac{\zeta}{\omega_{H2}^2 r_{H2}^2} c_m^2 + i^2 (1 - a^2) = (1 - a^2).$$

Разделив все члены уравнения на $(1 - a^2)$, получим

$$\frac{\zeta c_m^2}{\omega_{H2}^2 r_{H2}^2 (1 - a^2)} + i^2 = 1. \quad (9.106)$$

На рис. 9.25, *a* показана кривая $c_m(Q) = f(i)$, построенная по уравнению (9.106) для $a = \text{const}$, а на рис. 9.25, *б* — кривые $c_m(Q) = f(a)$ для $i = \text{const}$.

Из рис. 9.25, *a* видно, что с уменьшением i скорость c_m сначала резко увеличивается, затем рост ее замедляется, и при $i = 0$ скорость c_m достигает своего максимального значения при $a = \text{const}$:

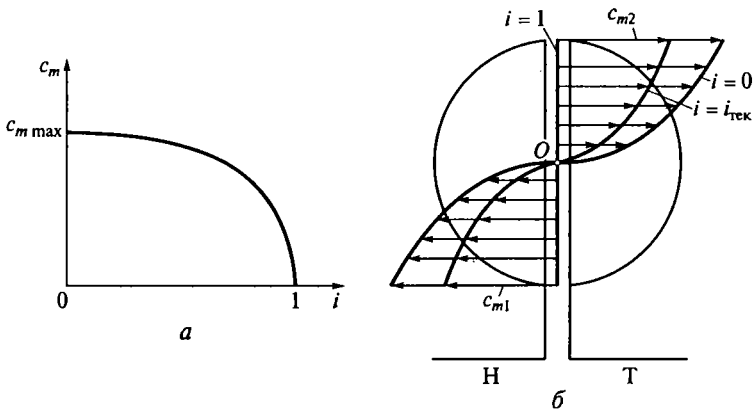


Рис. 9.25. Зависимость меридиональной скорости потока c_m от режима работы гидромфты:

a — при относительном радиусе $a = \text{const}$; *б* — при $a = \text{var}$; Н — насос; Т — турбина; i — передаточное отношение; $i_{\text{тек}}$ — текущее значение i ; индекс «1» — вход в колесо; индекс «2» — выход из колеса

$$c_{m \max} = \omega_n r_{n2} \sqrt{(1 - a^2) / \zeta}.$$

Из рис. 9.25, б следует, что с уменьшением значения a скорость c_m увеличивается (это увеличение происходит также за счет возрастания радиуса r_{n2}). С уменьшением передаточного отношения i неравномерность потока увеличивается, причем последний не является потенциальным или равноростным. Скорости увеличиваются от мгновенного центра вращения O к наружным торам лопастных колес. При больших значениях i неравномерность потока мала, так как объемная подача Q незначительна.

9.12. ХАРАКТЕРИСТИКИ И РЕЖИМЫ РАБОТЫ ГИДРОМУФТЫ

Различают внешние и внутренние характеристики ГДМ.

Внешней характеристикой называют зависимости внешних параметров (КПД η , момент M , мощность N) от передаточного отношения i ГДМ при постоянных вязкости и плотности рабочей жидкости, частоте вращения (или угловой скорости) входного звена. Внешнюю характеристику ГДМ (рис. 9.26) строят с учетом уравнений (9.51) и (9.52). Зависимость момента может быть представлена как график мощности N_1 , так как $N_1 = N\omega_1$.

Внутренней характеристикой ГДМ называются зависимости между внутренними параметрами потока жидкости в ее рабочей полости, к которым относятся напор, объемная подача, скорость, давление, потери энергии.

Гидромуфты могут работать в тяговом, тормозном и обратном режимах.

В качестве примера рассмотрим движение автомобиля, в приводе которого установлена ГДМ, при разных условиях:

- автомобиль не движется, двигатель работает, сцепление выключено — холостой ход ГДМ;

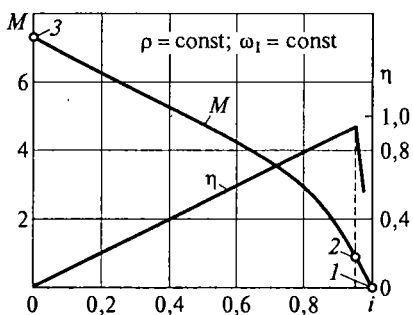


Рис. 9.26. Внешняя характеристика гидромукты:

1 — режим холостого хода; 2 — оптимальный режим; 3 — стоповый режим

- автомобиль движется с максимальной скоростью по ровной дороге — оптимальный режим ГДМ;
- автомобиль не движется из-за непреодолимого препятствия, его колеса не вращаются, двигатель развивает максимальный момент — стоповый режим ГДМ.

Тормозной режим — режим работы, при котором мощность подводится к ГДМ как со стороны входного, так и со стороны выходного звеньев или со стороны одного из звеньев при остановленном втором звене. Во всех случаях происходит замедление (торможение) рабочего органа машины. Различают два вида тормозных режимов: обгонный и противовращения.

При обгонном режиме на выходном звене ГДМ знак крутящего момента меняется на противоположный, а направление его вращения соответствует тяговому режиму работы; частота вращения турбинного колеса больше частоты вращения насосного колеса (показатели: $\omega_2 > \omega_1$; $i > 1$; s ; Q ; M ; $N < 0$). На обгонном режиме ГДМ, установленная в приводе автомобиля, работает при его движении под гору на прямой передаче или при включении понижающей передачи во время движения по ровной дороге. На обгонном режиме поток жидкости движется от турбинного колеса к насосному, т. е. турбинное колесо выполняет функции насосного, а насосное работает в режиме турбинного. Обратное движение потока в рабочей полости называется обратным циклом, а явление, при котором происходит изменение направления передачи энергии, называется обратимостью. В общем случае обратимым режимом работы ГДП называют режим, при котором мощность передается от ее выходного звена к входному звену. Гидромурфта эффективно передает мощность как на тяговом, так и на обгонном режиме. Работа ГДМ на обгонном режиме характеризуется уравнением баланса энергии

$$-H_{тн} + H_{тг} - \sum h_{пот} = 0. \quad (9.107)$$

Из уравнения (9.107) можно получить выражение для определения зависимости $Q(c_m) = f(i)$ на обгонном режиме работы. Зависимости момента на выходном валу M и подачи Q от передаточного отношения i при $\omega_1 = \text{const}$ приведены на рис. 9.27. Из рис. 9.27, а видно, что жесткость характеристики ГДМ dM/di на обгонном режиме несколько больше, чем на тяговом, что можно объяснить работой насосного колеса в режиме турбинного (насосное колесо, получая энергию от двигателя, препятствует увеличению частоты вращения турбинного колеса и тормозит движение связанного с ним рабочего органа).

Предельным случаем обгонного режима является режим динамического торможения, или, как его называют, гидротормозной режим. На этом режиме насосное колесо заторможено ($\omega_1 = 0$), и

ГДМ работает как лопастный гидротормоз. Ее внешняя характеристика $M = f(\omega_2)$ представляет собой квадратичную параболу, наклон которой зависит от конструкции лопастной системы ГДМ и свойств рабочей жидкости (рис. 9.27, б). На таком режиме ГДМ работает в приводе автомобиля при спуске его в тяжелых горных условиях, когда с помощью специального устройства ее насосное колесо затормаживается.

Режим противовращения — тормозной режим, при котором входные и выходные звенья вращаются в разные стороны (показатели: $\omega_2; i < 0; s > 1$). На режиме противовращения ГДМ в приводе автомобиля работает при его движении задним ходом при включенной прямой передаче (автомобиль не может преодолеть крутой подъем). На режиме противовращения мощность к ГДМ

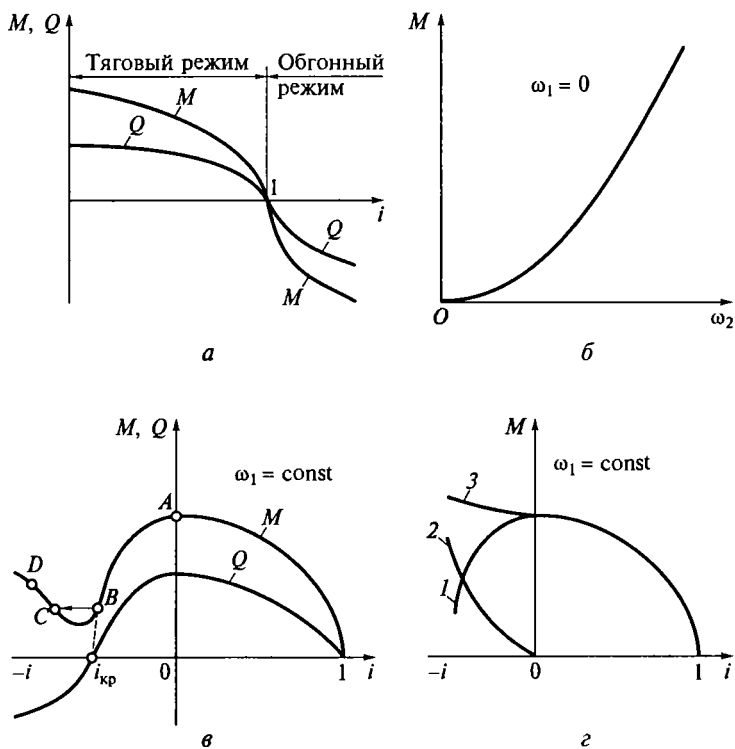


Рис. 9.27. Характеристики гидромукты:

a — на тяговом и обгонном режимах; *б* — на режиме динамического торможения; *в* — на тяговом режиме и режиме противовращения: *AB, CD* — соответственно неустойчивая и устойчивая ветвь характеристики; $i_{кр}$ — критическое передаточное отношение; *г* — совместная гидротормоза и гидромукты на режиме противовращения: *1* — характеристика гидромукты; *2* — характеристика гидротормоза; *3* — суммарная характеристика

подводится как от двигателя, так и от рабочего органа. Насосное колесо работает в насосном режиме, а турбинное — в тормозном, при котором подводимая к нему от рабочего органа энергия затрачивается на торможение потока жидкости в рабочей полости, т.е. на режиме противовращения объемная подача ГДМ $Q = Q_n - Q_t$, где Q_n , Q_t — части подачи, приходящиеся соответственно на долю насосного и турбинного колес.

На рис. 9.27, в приведены зависимости момента на выходном валу и подачи от передаточного отношения на режиме противовращения. Из графика видно, что момент ГДМ на режиме противовращения при увеличении частоты вращения турбинного колеса резко падает, что объясняется интенсивным уменьшением подачи Q при росте составляющей Q_t ($Q_n \approx \text{const}$). При некотором передаточном отношении $i_{кр}$, которое называют критическим, составляющие подачи $Q_n = Q_t$ и общая подача $Q = 0$. Однако при $i_{кр}$, несмотря на то, что $Q = 0$, момент, как показали экспериментальные исследования, не равен нулю, а имеет минимальное значение M_{\min} , обусловленное вихревыми обменными течениями в зазорах между лопастными колесами при отсутствии основной объемной подачи в рабочей полости. При дальнейшем увеличении частоты ω_2 (до $i > i_{кр}$) знак подачи Q меняется на противоположный, ГДМ переходит на обратный цикл, при котором уже насосное колесо тормозит основной поток. Момент вновь начинает увеличиваться.

Таким образом, ГДМ на режиме противовращения имеет неустойчивую AB и устойчивую CD ветви внешней характеристики. Недостатком внешней характеристики ГДМ на режиме противовращения является наличие неустойчивой ветви AB , на которой скорость турбинного колеса резко возрастает из-за перехода рабочей точки на устойчивую ветвь CD . В практике нежелательный «провал» характеристики устраняется последовательным включением гидротормоза, причем его подбирают так, чтобы совместная характеристика гидротормоза и ГДМ не имела отрицательного градиента момента (рис. 9.27, з). Работа ГДМ на режиме противовращения характеризуется уравнением баланса энергии

$$H_{тн} + H_{тн} - \sum h_{пот} = 0. \quad (9.108)$$

Полная внешняя характеристика ГДМ на тяговом, тормозном и обратимом режимах работы представлена на рис. 9.28.

При построении внешней характеристики ГДМ ее активный диаметр D_a , угловую скорость входного звена ω_1 и плотность рабочей жидкости ρ принимают постоянными. Однако на практике эти параметры могут изменяться как в процессе проектирования передачи, так и при ее эксплуатации. Уравнения связи, раскрывающие зависимости внешней и внутренней характеристик ГДМ от

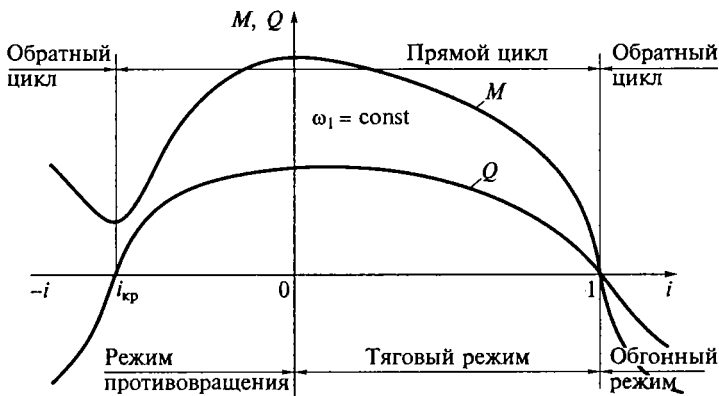


Рис. 9.28. Полная характеристика гидромукты

значений ω_1 , ρ и D_a , могут быть получены на основании законов подобия.

Графические зависимости коэффициентов момента λ_M , мощности λ_N и КПД η от передаточного отношения i при постоянных плотности ρ и угловой скорости вращения входного вала ω_1 называют *приведенной* характеристикой ГДМ (рис. 9.29). В уравнениях (9.71) и (9.73) коэффициенты λ_{M1} и λ_{N1} безразмерные, и поэтому в технической литературе приведенную характеристику часто называют безразмерной. Если вместо плотности ρ и угловой скорости ω_1 в формулах использовать соответственно удельный вес γ и частоту вращения n_1 , то выражения (9.71) и (9.73) примут вид

$$\lambda'_{M1} = \frac{M_1}{\gamma n_1^2 D_a^5}; \quad (9.109)$$

$$\lambda'_{N1} = \frac{N_1}{\gamma n_1^3 D_a^5}. \quad (9.110)$$

В выражениях (9.109) и (9.110) коэффициенты λ'_{M1} и λ'_{N1} имеют размерность $\text{с}^2/\text{м}$. Для увеличения численного значения ординат приведенной характеристики делают иногда приведение к $D_a = 1 \text{ м}$, $\omega_1 = 10 \text{ с}^{-1}$ и $\rho = 100 \text{ кг/м}^3$. Тогда коэффициент момента

$$\lambda''_M = \lambda_M 100 \cdot 10^2 \cdot 1^5 = 10^4 \lambda_M$$

и МОМЕНТ

$$M = 10^{-4} \lambda''_M \rho \omega_1^2 D_a^5.$$

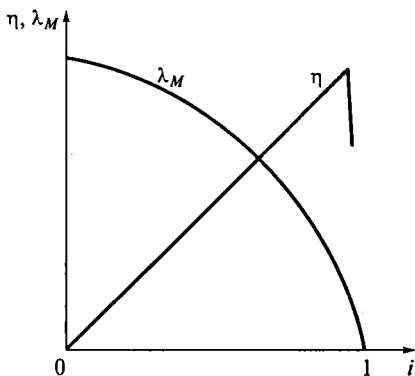


Рис. 9.29. Приведенная характеристика гидромурфты

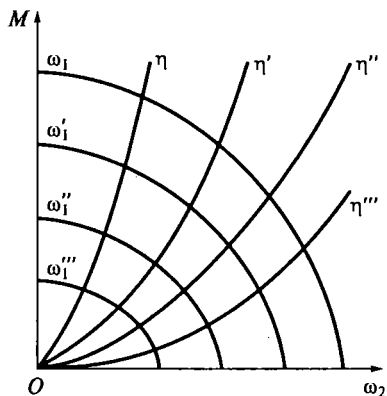


Рис. 9.30. Универсальная внешняя характеристика гидромурфты

При помощи приведенных характеристик целесообразно сравнивать, например, нагружающие, регулирующие, предохранительные и другие свойства различных ГДМ, отличающихся формами, числами и углами лопастей насосного, турбинного колес и другими геометрическими элементами рабочей полости.

Универсальная внешняя характеристика ГДМ представляет собой совокупность внешних характеристик ГДМ при различных значениях частоты вращения входного звена (рис. 9.30). Показатели внешней характеристики при изменении угловой скорости ω_1 пересчитывают по уравнениям подобия. Например,

$$M'/M = (\omega_1'/\omega_1)^2 \quad \text{или} \quad M' = M (\omega_1'/\omega_1)^2. \quad (9.111)$$

На универсальную характеристику можно нанести также зависимости моментов M от угловой скорости ω_2 выходного звена ГДМ при одинаковых $\eta = i = 0, 1; 0, 2; \dots$. Определим зависимость $M = f(\omega_2)$ при $\eta = i = \text{const}$. Для этого в уравнении (9.71) угловую скорость ω_1 выразим через ω_2/i . Тогда получим

$$M = \lambda_M \rho \omega_2^5 D_a^5 / i^2. \quad (9.112)$$

Для любого $i = \eta = \text{const}$ уравнение (9.112) можно представить в виде

$$M = A \omega_2^2, \quad (9.113)$$

где $A = \lambda_M \rho D_a^5 / i^2$.

Уравнение (9.113) представляет собой уравнение квадратичной параболы, проходящей через начало координат. Задаваясь те-

кущими значениями $i = \eta$, через любую точку внешней характеристики ГДМ можно провести кривую равного КПД для подобных режимов, отличающихся ω_1 .

9.13. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ДВИГАТЕЛЯ И ГИДРОМУФТЫ

Общие сведения. Характеристика привода, который представляет собой комплекс двигатель — ГДМ, определяется их совместными параметрами. На большинстве транспортных, строительных и дорожных машин применяют двигатели внутреннего сгорания (дизели и карбюраторные двигатели), а на подъемно-транспортных и горных машинах — электродвигатели. В настоящее время изучается вопрос целесообразности использования в приводах ряда машин паровых и газовых турбин. На рис. 9.31, *а* представлены типовые характеристики паровых (по внешнему виду напоминающие характеристики электродвигателя постоянного тока) и га-

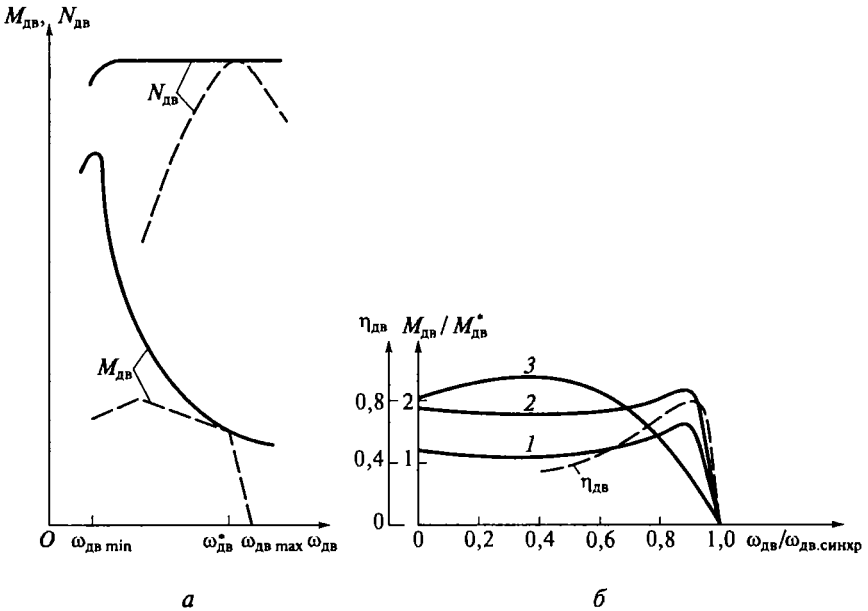


Рис. 9.31. Типовые характеристики двигателей:

а — характеристики паровых (—) и газовых (---) турбин: $\omega_{дв\ min}$ — минимально допустимая угловая скорость вала двигателя; $\omega_{дв}^*$ — угловая скорость вала двигателя на режиме максимальной мощности; $\omega_{дв\ max}$ — максимально допустимая угловая скорость вала двигателя; *б* — характеристики асинхронных электродвигателей: 1 — нормального исполнения; 2 — с повышенным моментом; 3 — с повышенным скольжением; $\omega_{дв\ синхр}$ — угловая скорость вала двигателя на синхронном режиме работы

зовых (напоминающие характеристики двигателя внутреннего сгорания) турбин, на рис. 9.31, б — характеристики асинхронных электродвигателей. Рассмотрим совместную работу ГДМ с двигателем внутреннего сгорания и асинхронным электродвигателем нормального исполнения.

Работа ГДМ с двигателем внутреннего сгорания. При рассмотрении особенностей совместной работы двигателя и ГДМ считаем заданными характеристику двигателя — зависимости момента $M_{дв}$ и мощности $N_{дв}$ от угловой скорости вала $\omega_{дв}$ (рис. 9.32, а) и внешнюю характеристику ГДМ — зависимости момента M , КПД η от передаточного отношения i при постоянных плотности рабочей жидкости ρ и угловой скорости входного вала двигателя ω_1 (рис. 9.32, б). При этом считаем, что коленчатый вал двигателя жестко соединен с входным валом ГДМ, а выходной вал ГДМ является выходным валом привода.

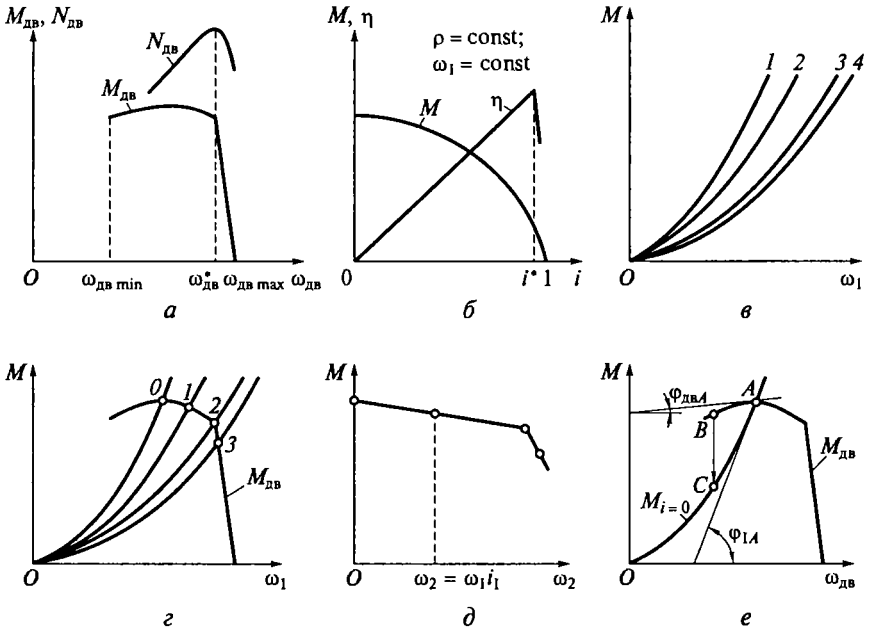


Рис. 9.32. Характеристики совместной работы гидромуфты с двигателем внутреннего сгорания:

а — характеристика двигателя; б — характеристика гидромуфты; i^* — передаточное отношение при максимальном КПД; в — нагрузочная характеристика гидромуфты: 1 — $i = i_0$; 2 — $i = i_1$; 3 — $i = i^*$; 4 — $i = i_2$; г — совмещенная характеристика двигателя и нагрузочной характеристики гидромуфты: 0—3 — точки пересечения характеристик; д — выходная характеристика привода; е — определение устойчивости характеристики двигателя: А, В, С — точки, соответствующие $\omega_{дв \min}$; остальные обозначения см. на рис. 9.31

Требуется определить зону нагружения двигателя ГДМ и построить выходную характеристику привода — зависимость момента на выходном валу привода от его угловой скорости: $M = f(\omega_2)$.

Поставленную задачу будем решать графоаналитическим методом. Отдельные этапы решения представлены на рис. 9.32, в—е.

На первом этапе строим входную (нагрузочную) характеристику ГДМ (см. рис. 9.32, в) — зависимость момента на входном валу от его угловой скорости при $i = \text{const}$. Характеристику $M = f(\omega_1)$ строим по уравнению (9.71) для $i = 0; 0,1; 0,2; \dots$ до $i = i^*$ (i^* — передаточное отношение, соответствующее максимальному значению КПД ГДМ). При этом значения λ_M для расчетных режимов определяем как $\lambda_M = M / (\rho \omega_1^2 D_a^5)$, используя внешнюю характеристику (см. рис. 9.32, б). Например, для $i = 0$ характеристику входа строим следующим образом. Используя данные внешней характеристики ГДМ — M, ρ, ω_1 (см. рис. 9.32, б) и известное значение диаметра D_a , определяем коэффициент $\lambda_{M i=0}$. Затем определяем значение постоянного коэффициента $A_{i=0} = \lambda_{M i=0} \rho D_a^5$ и по уравнению $M_{i=0} = A_{i=0} \omega_1^2$ строим параболу $M_{i=0} = f(\omega_1)$, задаваясь произвольными значениями ω_1 . Аналогично строим параболы для других расчетных значений i (см. рис. 9.32, в). Таким образом, входная (или нагрузочная) характеристика ГДМ представляет собой семейство парабол, выходящих из начала координат. Очевидно, что изменением значения любого сомножителя уравнения (9.71) можно изменить положение семейства парабол (а не какую-то одну из них) в координатах $M — \omega_1$.

Совместив на одном графике (см. рис. 9.32, з) (в одном масштабе) характеристику двигателя (см. рис. 9.32, а) с характеристикой входа ГДМ (см. рис. 9.32, в), получим точки пересечения 0, 1, 2, 3 характеристик, являющиеся точками совместной работы двигателя и ГДМ. Точки 0, 1, 2, 3 характеризуют установившиеся режимы работы привода, состоящего из двигателя и ГДМ. Для этих режимов справедливо равенство $N_{дв} = N_1$ или $M_{дв} \omega_{дв} = M \omega_1$, т.е. только точки 0, 1, 2, 3 являются точками совместной работы данного двигателя и ГДМ. Зона режимов работы двигателя на рис. 9.32, з от $\omega_{дв}$ при $i = 0$ до $\omega_{дв}$ при $i = i_3$ (0—1—2—3) является зоной нагружения данного двигателя данной ГДМ.

Выходную характеристику привода строим в координатах $M — \omega_2$ (см. рис. 9.32, д) следующим образом. Для каждого расчетного установившегося режима работы привода определяем значения момента M по ординатам точек 0, 1, 2, 3 графика рис. 9.32, з, а значения абсцисс ω_2 , соответствующие этим расчетным режимам, определяем как $\omega_{2\text{расч}} = \omega_{1\text{расч}} i_{\text{расч}}$, где $\omega_{1\text{расч}}$ и $i_{\text{расч}}$ — абсциссы точек 0, 1, 2, 3 на рис. 9.32, з. Зависимость $M = f(\omega_2)$ иногда называют деформированной характеристикой двигателя, так как, если построить в одном масштабе и совместить на одном графике характеристики, изображенные на рис. 9.32, з и д, можно видеть, что все

значения моментов (точки 0, 1, 2, 3) сдвинутся влево по горизонтали, так как по оси абсцисс отложена скорость $\omega_2 = \omega_1 i$, где $i < 1$.

Особенностью выходной характеристики привода (см. рис. 9.32, д) по сравнению с характеристикой двигателя (см. рис. 9.32, а) является то, что она имеет начало на оси ординат, т.е. привод с ГДМ позволяет получить любую угловую скорость ω_2 выходного вала вплоть до нуля. При наличии ГДМ момент на валу двигателя при ω_2 , близких к нулю, больше, чем момент без ГДМ. Это объясняется тем, что при наличии ГДМ двигатель развивает большую скорость и работает на режиме большего крутящего момента (см. рис. 9.32, з, точка 0). Однако, если двигатель может работать при $\omega_2 = 0$, этого недостаточно для его нормальной эксплуатации. Необходимо, чтобы двигатель с ГДМ работал устойчиво при всех изменениях нагрузки.

Было установлено, что работа двигателя с ГДМ будет устойчивой при условии [13] (см. рис. 9.32, е)

$$|\operatorname{tg} \varphi_{1A}| > |\operatorname{tg} \varphi_{\text{дв}A}|.$$

Требования, предъявляемые к внешней характеристике ГДМ, предназначенной для работы в приводе машины с двигателем внутреннего сгорания, следующие.

1. Для использования максимальной мощности двигателя при максимальном КПД ГДМ ее входная характеристика при i^* должна пересекать характеристику $M_{\text{дв}} = f(\omega_{\text{дв}})$ в точке, соответствующей $N_{\text{дв max}}$.

2. При минимально устойчивой угловой скорости вала двигателя ГДМ должна нагружать двигатель моментом, не превышающим $M_{\text{дв}}$ при $\omega_{\text{дв min}}$. Данное требование необходимо, чтобы при остановке транспортной машины ее не «вело» при включенном сцеплении, т.е. момент сопротивления передвижению машины должен быть больше момента, развиваемого ГДМ.

3. Для использования максимального момента двигателя на режиме трогания транспортной машины входная характеристика ГДМ при $i = 0$ должна пересекать характеристику $M_{\text{дв}} = f(\omega_{\text{дв}})$ в точке, соответствующей $M_{\text{дв max}}$.

Известно, что двигатели внутреннего сгорания запускают вспомогательным оборудованием (например, стартером), и они не могут работать при $\omega_{\text{дв}} < \omega_{\text{дв min}}$. Гидромuftы позволяют осуществить разгон выходного вала привода с места под нагрузкой, не перегружая двигатель, и обеспечить его устойчивую работу во всем диапазоне скоростей выходного вала. Одновременно с этим ГДМ выполняет функции демпфера и фильтра крутильных колебаний, источниками которых являются двигатель внутреннего сгорания и случайная нагрузка, действующая на выходной вал привода со стороны рабочего органа машины: ГДМ снижает уровень динами-

ческих нагрузок в приводе и трансмиссии машины и повышает надежность ее работы. Гидромуфта также позволяет равномерно распределить нагрузку в многодвигательном приводе, который применяют на некоторых машинах.

Работа ГДМ с асинхронным электродвигателем переменного тока. Асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором являются наиболее надежными и дешевыми. К недостаткам их характеристики относится малый пусковой момент, что требует применения специальных устройств для пуска их под нагрузкой, и узкий диапазон изменения рабочей угловой скорости ротора и крутящего момента (см. рис. 9.31, б). Существенного улучшения характеристик привода с таким электродвигателем можно достигнуть применением ограничивающей ГДМ (ГДМ, предназначенной для ограничения передаваемого крутящего момента). Критерием ограничивающего свойства ГДМ является коэффициент перегрузки, представляющий собой в общем случае отношение максимального крутящего момента к расчетному. На практике чаще всего коэффициент перегрузки ГДМ определяют как

$$K_{\text{пер}} = M_{\text{ст}}/M^*,$$

где $M_{\text{ст}}$, M^* — соответственно крутящий момент ГДМ на стоповом режиме и при максимальном КПД.

Для обычных ГДМ коэффициент $K_{\text{пер}}$ может достигать значений 10...12, для ограничивающих $K_{\text{пер}} = 1,5...5$ в зависимости от конструкций ГДМ, особенности и принцип действия которых будут рассмотрены далее.

При использовании в приводе с электродвигателем переменного тока ограничивающей ГДМ решается, например, проблема привода больших инерционных масс, для разгона которых без ГДМ требуется глубокое и длительное по времени регулирование скольжения двигателя.

На рис. 9.33 приведены характеристики асинхронного электродвигателя переменного тока с короткозамкнутым ротором типа АП и ограничивающей ГДМ с коэффициентом перегрузки $K_{\text{пер}} = 2$. На рис. 9.33, а показана также зависимость силы тока $I_{\text{дв}} = f(\omega_{\text{дв}})$ и входные характеристики ГДМ при $i = 0$ и $i = i^*$. Для работы с данным двигателем ГДМ подбирают таким образом, чтобы ее входная характеристика при $i = 0$ пересекала характеристику двигателя в точке 2, соответствующей $M_{\text{дв max}}$, благодаря чему появляется возможность при пуске использовать этот момент, а не пусковой момент двигателя (точка 1), который примерно в 2 раза меньше. Соответствующая сила тока при пуске (точка 2') будет также значительно меньше пускового тока (точка 1'). Входная характеристика ГДМ для $i = i^*$ должна пересекать характеристики $M_{\text{дв}}$ и $I_{\text{дв}}$ соответственно в точках 3 и 3', где момент соответствует M^* .

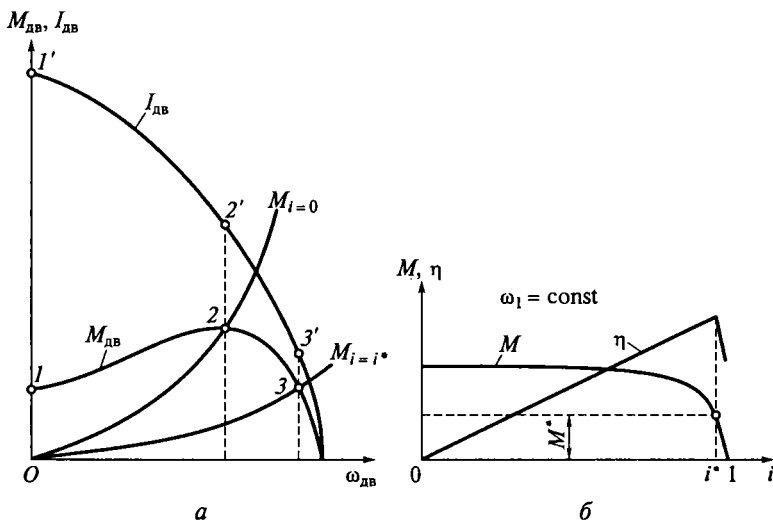


Рис. 9.33. Характеристики совместной работы гидромufты с асинхронным электродвигателем:

a — совмещенная характеристика двигателя с характеристикой входа гидромufты: I, I' — пуск; 2, 2' и 3, 3' — режимы совместной работы электродвигателя и гидромufты; $I_{дв}$ — сила тока электродвигателя; *b* — выходная характеристика привода: M^* — значение момента на выходном валу привода при максимальном КПД гидромufты; остальные обозначения см. на рис. 9.32

На рис. 9.33, *a* видно, что угловая скорость $\omega_{дв}$ может быстро увеличиваться, так как электродвигатель нагружается в области сравнительно высоких угловых скоростей. Благодаря этому существенно сокращается время потребления двигателем большого пускового тока, а следовательно, улучшается его тепловой режим. Кроме того, для пуска машины используется момент $M_{дв\max}$, развиваемый при уже уменьшившемся потреблении тока и интенсивном охлаждении из-за высокой угловой скорости $\omega_{дв}$. В связи с этим привод, состоящий из электродвигателя с короткозамкнутым ротором и ограничивающей ГДМ, по пусковым качествам не только не уступает, но и превосходит асинхронный электродвигатель с контактными кольцами и пусковым реостатом. Так как мощность электродвигателя для пуска под нагрузкой выбирают по пусковому моменту двигателя, ограничивающие ГДМ позволяют снизить установочную мощность двигателя и при самых сложных условиях пуска применять асинхронные электродвигатели с короткозамкнутыми роторами. Выходная характеристика привода, содержащего асинхронный электродвигатель и ограничивающую ГДМ, имеет такой же вид, как и выходная характеристика на рис. 9.32, *d*.

9.14. РЕГУЛИРОВАНИЕ И ОГРАНИЧЕНИЕ МОМЕНТА ГИДРОМУФТЫ

Основные понятия. При работе различных машин необходимо обеспечить их регулирование — согласовать характеристики машин с характеристикой потребителя. Например, для насоса часто требуется изменять характеристику с целью получения заданной подачи, которая пропорциональна угловой скорости его вала. Регулирование может осуществляться с помощью как двигателя и самой машины, так и ГДМ.

Регулировать частоту вращения выходного вала привода, содержащего, например, нерегулируемый двигатель (электродвигатель с короткозамкнутым ротором) и регулируемую ГДМ, можно изменением степени наполнения и формы ее рабочей полости и изменением свойств (плотности, вязкости) рабочей жидкости. Таким образом, под регулированием ГДМ следует понимать управляемое изменение угловой скорости выходного вала или его крутящего момента. Основными параметрами регулирования являются глубина, быстрота и устойчивость регулирования.

Глубина регулирования определяет диапазон изменения угловой скорости выходного вала по сравнению с его скоростью на оптимальном режиме, который может обеспечить ГДМ в процессе регулирования:

$$K_{\text{рег}} = (\omega_2^* - \omega_{2\text{расч}}) / \omega_2^* = 1 - \omega_{2\text{расч}} / \omega_2^*,$$

где ω_2^* — оптимальная угловая скорость выходного вала привода; $\omega_{2\text{расч}}$ — текущая угловая скорость выходного вала привода.

Глубина регулирования определяется остаточным моментом или устойчивостью работы ГДМ. Остаточный момент зависит от конструктивного исполнения регулируемой ГДМ и способа регулирования. Минимальный остаточный момент может быть равен моменту дискового трения или вентиляционному моменту (моменту при работе ГДМ на воздухе).

Устойчивость предопределяет работу ГДМ и соответственно всей механической системы машины без колебаний.

Быстрота регулирования, или быстроедействие, — это скорость (время), с которой выполняется команда и осуществляется смена режимов работы. Быстрота регулирования зависит от конструктивного исполнения ГДМ и способа регулирования. При регулировании быстроедействие тем выше, чем больше жесткость внешней характеристики ГДМ.

Регулирование ГДМ изменением степени наполнения рабочей полости. Под *степенью наполнения рабочей полости* q_0 понимают отношение объема рабочей жидкости в рабочей полости ГДМ к объему рабочей полости. Изменить q_0 можно путем регулирования

потока жидкости на входе в рабочую полость, на выходе из нее или на входе и на выходе одновременно.

Системы управления, относящиеся к одному способу регулирования потока, существенно отличаются друг от друга как отдельными узлами, так и компоновкой в целом. При этом конструктивно ГДМ могут быть *проточными* (во внутренних полостях есть проток рабочей жидкости за счет внешней системы питания) и *непроточными* (во внутренних полостях находится несменяемое в процессе работы количество рабочей жидкости).

Регулирование изменением степени наполнения приводит к различным очертаниям рабочей полости с размерами, отличающимися друг от друга, и, следовательно, к различным характеристикам ГДМ. Если при полном наполнении ($q_0 = 1$) форма потока целиком определяется границами рабочей полости, то при частичном наполнении ($q_0 < 1$) жидкость может принимать очертания в зависимости от действующих в потоке сил, обусловленных режимами работы. При прочих равных условиях, чем меньше q_0 , тем меньше момент, передаваемый ГДМ при данном i ; при $q_0 = 0$ момент M практически равен нулю, так как обуславливается только механическими и вентиляционными потерями, и $K_{\text{пер}} = 0$. В то же время при эксплуатации частично заполненных ГДМ было обнаружено негативное явление: при определенной нагрузке муфта начинала работать неустойчиво, наблюдался колебательный процесс и резко ухудшались характеристики приводимой машины. Как показали исследования ИГД им. А. А. Скочинского, такое явление было тесно связано с процессом регулирования ГДМ изменением степени их наполнения.

Рассмотрим особенности рабочего процесса в ГДМ при изменении q_0 и скольжения s (рис. 9.34). По данным В. М. Бермана, степень $q_0 \leq 0,5$ является наиболее опасной с точки зрения неустойчивой работы привода.

На режиме холостого хода (рис. 9.34, *а*) жидкость в рабочей полости располагается на одном уровне, скорость $c_m = 0$, скольжение $s = 0$. Жидкость под действием одинаковых центробежных сил ($\omega_1 = \omega_2$) прижимается к периферийным частям торов лопастных колес и замыкающего кожуха.

С появлением скольжения ($s > 0$) начинается циркуляция жидкости в рабочей полости и взаимодействие ее с насосным Н и турбинным Т колесами. При этом возникают дополнительные центробежные силы относительно мгновенного центра O вращения потока. Так как одновременно с этим угловая скорость ω_2 уменьшается и действие центробежных сил, обусловленных этой скоростью, ослабевает, рабочая жидкость принимает форму, показанную на рис. 9.34, *б*. При дальнейшем увеличении скольжения рабочая жидкость еще больше заполняет турбинное колесо, в то время как радиус $r_{\text{н1}}$ практически не изменяется (рис. 9.34, *в*).

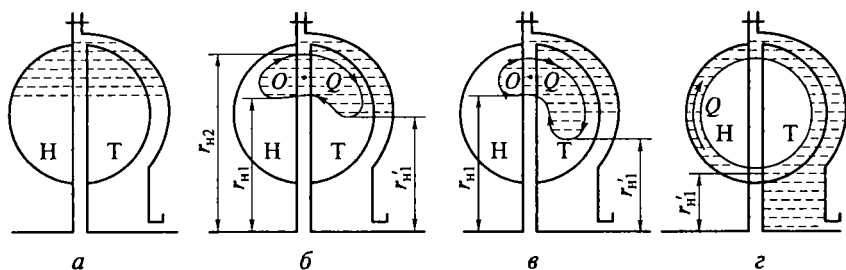


Рис. 9.34. Движение жидкости в гидромуфте при степени наполнения рабочей полости $q_0 \leq 0,5$:

a — скольжение $s = 0$; *б* — скольжение $s = 5 \dots 10 \%$; *в* — скольжение $s = 30 \dots 35 \%$; *г* — скольжение $s \geq 40 \%$; *O* — мгновенный центр вращения потока; *Q* — расход; $r_{н1}$, $r_{н2}$ — соответственно верхний и нижний радиус ядра потока в насосном колесе Н; $r'_{н1}$ — нижний радиус ядра потока в турбинном колесе Т

При скольжении $s > 40 \dots 45 \%$ происходит скачкообразная перестройка потока в кольцевой области (рис. 9.34, *г*). Для участка работы ГДМ со скольжением $s < 30 \dots 35 \%$ (малый контур циркуляции жидкости — МКЦ) момент $M_{МКЦ} = \rho Q (c_{u2} r_{н2} - c_{uT2} r'_{н1})$, где $r_{н2}/r_{н1} = \text{const}$; объемная подача $Q = \text{const}$ для определенного $s = \text{const}$. При регулировании ГДМ по мере увеличения скольжения поток в турбинном колесе опускается к оси вращения ГДМ, и при скольжении $s \geq 35 \dots 40 \%$ (в зависимости от наполнения q_0) отдельные частицы жидкости начинают попадать на лопасти насосного колеса. При дальнейшем увеличении $s > 40 \%$ возникает большой контур циркуляции (БКЦ) и происходит резкое увеличение момента за счет существенного уменьшения радиуса $r_{н1}$ до $r'_{н1}$ (см. рис. 9.34, *г*). Момент $M_{БКЦ} = \rho Q (c_{uH2} r_{н2} - c_{uT2} r'_{н1})$. Таким образом, для определенного передаточного отношения $M_{БКЦ} \gg M_{МКЦ}$, так как $r_{н1} \gg r'_{н1}$. Каждый из контуров движения является устойчивым в определенной зоне s , и только в момент перестройки потока имеет место неустойчивый режим работы частично наполненной ГДМ.

На рис. 9.35 показана относительная внешняя характеристика ГДМ, регулируемой наполнением. На характеристике заштрихована область переходных процессов, вызванных перестроением потока при уменьшении q_0 . Очевидно, что области с колебательным процессом оказывают отрицательное влияние на характеристики ГДМ и машины в целом. Известны и применяются следующие способы уменьшения колебательных процессов в ГДМ со степенью наполнения рабочей полости $q_0 < 1$: смещение зоны перестройки потока в область больших скольжений; увеличение жесткости переходного процесса при перестроении потока; обеспечение работы ГДМ при неизменном контуре движения.

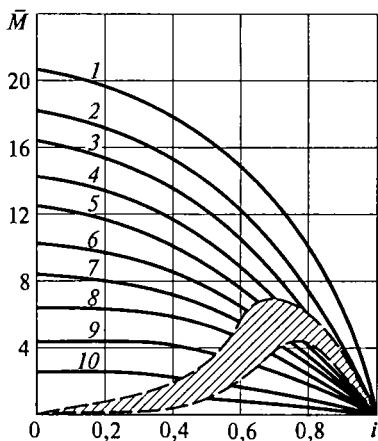


Рис. 9.35. Относительная внешняя характеристика гидромуфты с областью переходных процессов при разных значениях степени наполнения рабочей полости q_0 :

- 1 — $q_0 = 0,95$; 2 — $q_0 = 0,9$; 3 — $q_0 = 0,8$;
 4 — $q_0 = 0,7$; 5 — $q_0 = 0,6$; 6 — $q_0 = 0,5$;
 7 — $q_0 = 0,4$; 8 — $q_0 = 0,3$; 9 — $q_0 = 0,2$;
 10 — $q_0 = 0,1$

Смещение зоны перестроения потока в область больших скольжений ($s \geq 60\%$) можно получить, например, для ГДМ со специально спрофилированными внутренними торами лопастных колес и зауженной рабочей полостью (рис. 9.36, а). Увеличение жесткости переходного процесса при перестроении потока можно получить, например, в ГДМ с дополнительной рабочей полостью на периферии (рис. 9.36, б). Действие этой ГДМ аналогично действию ГДМ с увеличенным активным диаметром. Дополнительная рабочая полость всегда имеет $q_0 = 1$ и, следовательно, плавно изменяющийся момент при $s = 0 \dots 100\%$; перестроение потока в

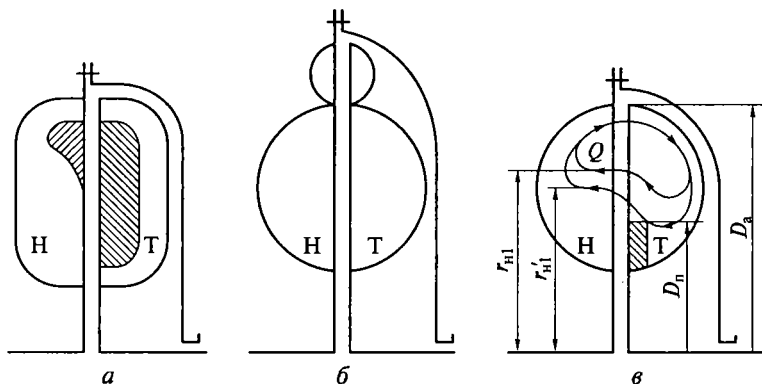


Рис. 9.36. Управление переходным процессом в гидромуфте:

а — с увеличенным внутренним тором в турбинном Т колесе и профилированным в насосном Н; б — с двумя рабочими полостями; в — с порогом: $r_{н1}$, $r'_{н1}$ — текущие радиусы ядра потока в насосном колесе; D_n — диаметр порога; D_a — активный диаметр гидромуфты; Q — расход

основной рабочей полости при $q_0 < 1$ происходит при резком изменении момента, следовательно, суммарный момент тоже будет резко изменяться. Таким образом, упомянутые конструкции не устраняют перестроения потока и поэтому при работе в приводе машины не исключают колебательного процесса. Но вследствие некоторого смещения характеристик несколько увеличивается глубина регулирования.

Обеспечить работу ГДМ при неизменном контуре движения можно, например, с помощью так называемого порога, устанавливаемого в рабочей полости (рис. 9.36, *в*). Наружный диаметр порога $D_p = (0,5 \dots 0,55)D_a$. Из-за незначительной разницы радиусов $r_{н1}$ и $r'_{н1}$ характеристики таких ГДМ практически не имеют области переходных процессов, но их жесткость несколько больше, чем у ГДМ, описанных выше. Порог препятствует протеканию колебательного процесса, так как он увеличивает радиус $r_{н1}$, заставляя поток перемещаться по МКЦ. При работе таких ГДМ на больших скольжениях имеют место гидравлические потери на пороге, что относится к недостатку ГДМ с порогом. В то же время порог является сравнительно простым усовершенствованием и поэтому часто используется в конструкциях передач.

Регулирование ГДМ изменением формы рабочей полости. Создание подобных конструкций обусловлено стремлением повысить быстродействие регулируемых ГДМ. Известны некоторые принципиальные конструктивные схемы, в которых форма рабочей полости изменяется при повороте, складывании и выводе лопастей из круга циркуляции [14]. Поворот лопастей колес может осуществляться вокруг радиальных осей или осей, параллельных оси вращения ГДМ. Регулирование поворотом лопастей происходит при полностью заполненной ГДМ, т. е. нарушение устойчивости из-за перестроения потока жидкости исключается. Предельные характеристики определяются предельными углами поворота лопастей, промежуточные находятся между ними. При повороте лопастей изменяется жесткость характеристики. При малой жесткости, когда малому приращению момента соответствует большое приращение угловой скорости, и при изменяющейся нагрузке на рабочем органе машины скорость системы может быть нестабильной.

Регулирование ГДМ изменением свойств рабочей жидкости. Из выражения (9.71) следует, что при работе ГДМ на жидкостях, отличающихся вязкостью и плотностью, при определенных значениях ω_1 и $i = \text{const}$ отношение моментов

$$M'/M = (\rho'/\rho)\sqrt{\zeta/\zeta'}, \quad (9.114)$$

где параметры со штрихом обозначают измененные свойства рабочей жидкости.

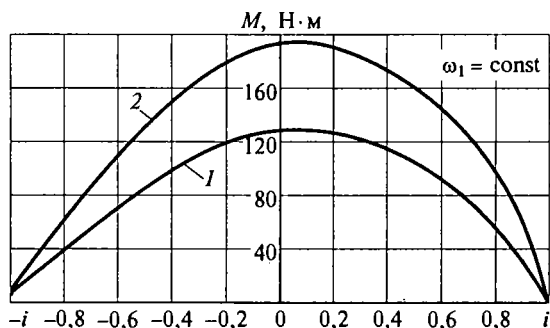


Рис. 9.37. Внешняя характеристика гидромuffты при работе на минеральных маслах с различной вязкостью:

$$1 - \nu = 36 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad 2 - \nu = 3,72 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

Если учесть, что коэффициент сопротивления ζ в основном определяется вязкостью рабочей жидкости, то с достаточной степенью точности выражение (9.114) можно записать в виде

$$M'/M = (\rho'/\rho) \sqrt{\nu/\nu'}. \quad (9.115)$$

Формула (9.115) позволяет оценить параметры регулирования ГДМ при изменении вязкости и плотности рабочей жидкости.

Эффективность регулирования ГДМ изменением вязкости рабочей жидкости можно оценить по характеристике, представленной на рис. 9.37. Видно, что при увеличении вязкости в 9,68 раза момент ГДМ на стоповом режиме уменьшается в 1,6 раза, а на оптимальном в 2,1 раза.

Плотность рабочей жидкости можно изменять изменением ее температуры, используя в системе питания специальный теплообменник. Зависимость плотности рабочей жидкости от температуры определяется соотношением

$$\rho_t = \frac{\rho}{1 + \alpha \Delta t}, \quad (9.116)$$

где ρ_t , ρ — плотность жидкости при разной температуре; Δt — разность температур; α — коэффициент температурного объемного расширения жидкости, рекомендуется принимать $\alpha \approx 8 \cdot 10^{-4} \text{ 1/}^\circ\text{C}$.

Ограничение момента ГДМ. Ограничивающие ГДМ предназначены для ограничения передаваемого крутящего момента. К ним относятся предохранительные ГДМ для защиты двигателя на установившихся режимах работы от внезапных перегрузок; пусковые ГДМ для защиты двигателя от перегрузок в процессе пуска

машин с большими моментами инерции вращающихся частей (к ним также относятся муфты свободного хода и гидромеханические муфты); пускотормозные ГДМ — реверсируемые передачи, предназначенные для пуска и торможения.

Ограничивающие ГДМ имеют мягкую внешнюю характеристику и уменьшенный коэффициент перегрузки за счет применения в конструкциях специальных устройств для уменьшения момента при больших скольжениях. В ограничивающих ГДМ снижения моментов при больших скольжениях добиваются уменьшением количества жидкости в рабочей полости, удаляя рабочую жидкость в какую-то дополнительную полость или устанавливая на пути потока дросселирующее устройство, участвующее в работе при больших скольжениях. При этом сброс жидкости в дополнительную полость и включение в работу дросселирующего устройства должны происходить автоматически в зависимости от режимов работы ГДМ. В работе [14] подробно изложены принципы действия, особенности конструкции и характеристики ограничивающих ГДМ.

9.15. РАСЧЕТ ГИДРОМУФТЫ МЕТОДОМ ПОДОБИЯ

Расчет методом подобия основывается на идентификации приведенных характеристик рассчитываемого натурального и известного модельного образцов. Используя приведенную характеристику модели, по уравнению (9.73) определяют активный диаметр натурального образца

$$D_{a(n)} = \sqrt[5]{\frac{N_{1\text{расч}}}{\lambda_{N\text{расч}} \rho \omega_1^3}},$$

где $N_{1\text{расч}}$ — мощность на входном валу ГДМ на расчетном режиме, $N_{1\text{расч}} = N_{\text{дв.расч}} - N_{\text{пот.расч}}$; $N_{\text{дв.расч}}$, $N_{\text{пот.расч}}$ — соответственно мощность двигателя и потерь на расчетном режиме.

Мощность $N_{\text{пот.расч}}$ определяется потерями мощности на привод вспомогательного оборудования (вентилятор, насос подпитки, компрессор и т. д.). Если в техническом задании отсутствуют данные о $N_{\text{пот.расч}}$, в первом приближении можно принять $N_{\text{пот.расч}} = 0,1 N_{\text{дв.расч}}$.

Определив размер $D_{a(n)}$, рассчитывают коэффициент пропорциональности $k_{\text{под}} = D_{a(n)}/D_{a(m)}$ и с помощью его пересчитывают остальные размеры ГДМ. При перерасчете скоростей потока, напоров лопастных колес, объемной подачи модели и природы используют законы пропорциональности (см. формулы (9.74)—(9.77)). В настоящее время имеются так называемые графики подбора — зависимости $D_a = f(\omega_1, N_1)$, позволяющие для заданных значений

ω_1 и N_1 выбрать активный диаметр. Использование для расчета ГДМ метода подобия ограничено влиянием режима течения при определении области автомодельности и масштабного фактора. Кинематическое подобие в ГДМ определяется геометрическим подобием, постоянством передаточных отношений и относительно го наполнения в случае частично заполненных муфт, постоянством числа Рейнольдса. Выше определенного значения числа Рейнольдса наступает автомодельность, при которой режимы течения приблизительно подобны независимо от числа Рейнольдса.

При существенном уменьшении диаметра $D_{a(n)}$ по сравнению с диаметром $D_{a(m)}$ (в 2 раза и более) на характеристику натурального образца оказывает отрицательное влияние так называемый «масштабный фактор», обуславливающий снижение коэффициента момента и некоторый рост коэффициента перегрузки. Подобное ухудшение характеристики ГДМ можно объяснить несоблюдением геометрического подобия, различной относительной шероховатостью межлопастных каналов и неидентичностью геометрии рабочих органов ГДМ (в частности, различным коэффициентом стеснения потока). Данное обстоятельство необходимо учитывать при проектировании по подобию ГДМ с малым активным диаметром.

9.16. ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ ГИДРОМУФТ

Главными факторами, обуславливающими достоинства ГДМ, являются отсутствие жесткой связи между входным и выходным валами, так как передача мощности осуществляется через дополнительное, например жидкостное, звено, и возможность получения желаемых характеристик ГДМ вследствие сравнительной простоты управления их рабочим процессом.

Основные достоинства ГДМ, благодаря которым повышаются производительность и надежность машин, следующие:

- предохранение двигателей от перегрузки;
- обеспечение работы двигателя в оптимальных режимах (например, предотвращение работы двигателя при малой частоте вращения вала с высокой нагрузкой);
- возможность пуска двигателя под нагрузкой (например, с включенной трансмиссией);
- возможность остановки (стопорения) рабочего органа машины под нагрузкой при работающем двигателе и включенной передаче;
- возможность быстрого разгона любых маховых масс при любой передаче;
- плавное трогание с места и повышение проходимости машин вследствие плавного приложения момента к колесам автомобиля;

- ограничение динамических перегрузок и крутильных колебаний;
- возможность глубокого бесступенчатого регулирования скоростей исполнительных механизмов вплоть до отрицательных;
- улучшенные тормозные характеристики при торможении двигателем;
- возможность работы нескольких двигателей для привода одного механизма;
- высокий КПД на оптимальном режиме;
- высокая энергоемкость (коэффициент мощности) при достаточно большой частоте вращения;
- относительная простота изготовления и малая стоимость;
- возможность обеспечения ряда специальных требований в соответствии с определенным технологическим процессом (регулируемые свойства, возможность реверсирования рабочего органа, перегрузочная способность и т. д.);
- улучшение условий работы оператора и повышение производительности его труда.

К недостаткам ГДМ следует отнести зависимость КПД от режима работы и его уменьшение при отклонении от оптимального режима (при сравнении с механической передачей), а для проточных ГДМ также необходимость применения систем питания и охлаждения рабочей жидкости.

9.17. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ

Гидротрансформатором называется гидродинамическая передача, преобразующая передаваемый крутящий момент.

Гидротрансформатор, у которого на тяговых режимах работы входное и выходное звенья вращаются в одном направлении, называется ГДТ *прямого хода*, а ГДТ, у которого на тяговых режимах работы выходное звено вращается в направлении, обратном направлению вращения входного звена, называется ГДТ *обратного хода*. Гидротрансформатор, позволяющий осуществлять реверс выходного звена без реверса входного звена, называется *реверсирующим*, а ГДТ, позволяющий осуществлять реверс выходного звена с реверсом входного звена, называется *реверсируемым*. Гидротрансформатор, у которого на расчетном режиме частота вращения выходного звена больше частоты вращения входного звена, называется гидротрансформатором-мультипликатором.

Момент в ГДТ преобразуется благодаря наличию третьего элемента — реактора. Следовательно, для ГДТ $M_T/M_H \neq 1$. По числу турбинных колес ГДТ разделяют на *одноступенчатые* (с одноступенчатым турбинным колесом) и *многоступенчатые* (с многоступенчатым турбинным колесом). Известны также *m*-насосный гидро-

трансформатор (с m насосными колесами), n -турбинный (с n турбинными колесами) и l -реакторный (с l реакторами).

На рис. 9.38 показаны схемы одноступенчатых ГДТ с различным расположением лопастных колес в рабочей полости. Тип турбинного колеса определяется по протекающему в нем потоку рабочей жидкости. При этом необходимо помнить, что рабочая жидкость перемещается в основном от центробежного насосного колеса к турбинному и далее. Поэтому, например, ГДТ, схемы которых представлены на рис. 9.38, *а* и *г*, имеют центробежное турбинное колесо, на рис. 9.38, *б* и *е* — осевое, а на рис. 9.38, *в*, *д* и *ж* — центростремительное.

Двухступенчатые ГДТ [14] состоят из одного насосного колеса, двухступенчатого турбинного колеса при одном или двух реакторах. Трехступенчатые ГДТ состоят из одного насосного колеса, трехступенчатого турбинного колеса и двух-трех реакторов. Гидротрансформатор с большим числом ступеней турбинного колеса, как правило, не изготавливают. Гидротрансформаторы, схемы которых представлены на рис. 9.38, *а*—*г*, относятся к ГДТ прямого хода, а на рис. 9.38, *д*—*ж*, — к ГДТ обратного хода. Возможность получения вращения входного и выходного звеньев ГДТ

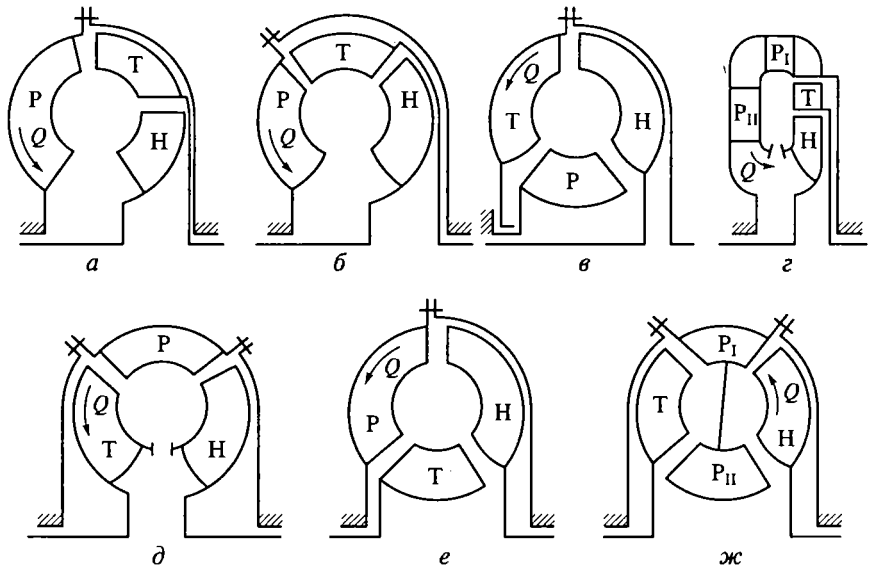


Рис. 9.38. Схемы одноступенчатых гидротрансформаторов:

а — с центробежной турбиной; *б* — с осевой турбиной; *в* — с центростремительной турбиной; *г* — с двумя реакторами (P_I и P_{II}); *д* — обратного хода с осевым реактором; *е* — обратного хода с центростремительным реактором; *ж* — обратного хода с двумя осевыми, жестко соединенными реакторами; Н — насос; Т — турбина; Р — реактор; Q — расход

в разные стороны конструктивно обеспечивается установкой реактора после насосного колеса. В ГДТ прямого хода, как правило, за насосным колесом устанавливают турбинное.

Гидротрансформаторы приведенных выше схем являются одноциркуляционными, так как все лопастные колеса расположены в одной рабочей полости. В многоциркуляционных ГДТ [14] лопастные колеса расположены в двух и более рабочих полостях. Многоциркуляционные ГДТ служат для обеспечения реверса или переключения скоростей в трансмиссии с целью получения ее необходимых характеристик, а также для параллельной работы на одного потребителя. Реверс или переключение скоростей осуществляются путем поочередного заполнения и опорожнения рабочих полостей.

Основными элементами ГДТ являются насосное колесо, крепящееся к входному валу, турбинное колесо, связанное с выходным валом, и реактор, жестко связанный с корпусом ГДТ.

Основой расчета ГДТ является одномерная струйная теория Л. Эйлера, главные положения которой сформулированы в подразд. 9.3. В дополнение к принятым допущениям следует указать, что рабочая полость ГДТ находится под избыточным давлением (в то время как в большинстве ранее рассмотренных случаев в ГДМ на свободной поверхности давление атмосферное). Повышенное давление гарантирует формирование потока лопастями, что обеспечивает достаточно высокие экономические показатели.

При прохождении жидкости через лопастное колесо (насосное, турбинное или реактора) в результате взаимодействия между потоком и лопастями на колесе создается крутящий момент, который можно определить по уравнению (9.46). С учетом (9.50)

$$\begin{aligned} M_n &= \rho Q (c_{u n 2} r_{n 2} - c_{u p 2} r_{p 2}); \\ -M_T &= \rho Q (c_{u T 2} r_{T 2} - c_{u n 2} r_{n 2}); \\ M_p &= \rho Q (c_{u p 2} r_{p 2} - c_{u T 2} r_{T 2}). \end{aligned} \quad (9.117)$$

Сложив левые и правые части записанных выражений, получим основное уравнение баланса моментов ГДТ:

$$M_n - M_T + M_p = 0$$

или

$$M_T = M_n + M_p.$$

Учитывая, что коэффициент трансформации ГДТ

$$K = M_T / M_n = (M_n + M_p) / M_n = 1 + M_p / M_n, \quad (9.118)$$

наличие момента M_p на реакторе обуславливает разницу моментов на насосном и турбинном колесах. При этом момент M_n при-

нимают положительным, если он направлен в сторону вращения выходного вала, и отрицательным, если он направлен в противоположную сторону. Уравнение моментов не зависит от потерь на трение и справедливо как для идеальной, так и для реальной жидкости.

При работе ГДТ в приводе машины под действием нагрузки непрерывно изменяется скорость ее рабочего органа, что приводит к изменению скорости выходного вала ГДТ. При этом, чем больше нагрузка на рабочем органе, тем меньше его скорость, и наоборот. Выясним, как изменяется момент M_T при изменении угловой скорости турбинного колеса, связанного с выходным валом. Из треугольника скоростей для турбинного колеса следует, что при изменении скорости u_{T2} изменяется скорость c_{uT2} и, как следствие, момент M_T (см. выражение (9.117)). Так, при уменьшении скорости u_{T2} уменьшается скорость c_{uT2} и увеличивается момент M_T , что и требуется по условиям работы привода в машине. При уменьшении нагрузки на рабочем органе его скорость возрастает, что приводит к увеличению скорости выходного вала ГДТ и, следовательно, скоростей u_{T2} и c_{uT2} , обуславливающих снижение момента M_T . Таким образом, ГДТ является устройством, автоматически изменяющим момент в соответствии с изменением нагрузки, действующей на его выходной вал со стороны рабочего органа. Способность ГДТ непрерывно изменять момент M_T в зависимости от нагрузки называется *автоматичностью*.

9.18. ВНУТРЕННЯЯ И ВНЕШНЯЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА

Внутренней характеристикой ГДТ называют зависимости между внутренними параметрами потока жидкости в рабочей полости. К этим зависимостям относятся, например, характеристики H , Q , $\sum h_{\text{пот}}$ в функции ω_2 и i при $\omega_1 = \text{const}$; характеристика $H = f(Q)$ при $\omega_1 = \text{const}$ и др. При этом каждой точке внешней характеристики ГДТ соответствует точка внутренней характеристики. Такое взаимоотношение однозначное и позволяет рассматривать внешнюю характеристику ГДТ в зависимости от его внутренних параметров. Рассмотрим основные внутренние характеристики ГДТ. Зависимость $H_{\text{ин}} = f(Q)$ при $\omega_1 = \text{const}$ показана на рис. 9.14.

Зависимости $H_{\text{т}} = f(Q)$ при $\omega_1 = \text{const}$, приведенные на рис. 9.39, построены по уравнению (9.48), которое можно представить в виде

$$H_{\text{т}} = A_1\omega_2 - A_2\omega_2^2 + A_3\omega_2Q, \quad (9.119)$$

где A_1 , A_2 , A_3 — постоянные коэффициенты, зависящие в основном от заданных геометрических параметров лопастных колес.

Так как $\omega_1 = \text{const}$, характеристика $H_{\text{ГТ}} = f(Q)$ представляет собой семейство линий, каждая из которых определяется текущим значением скорости ω_2 , при этом наклон характеристик зависит от угла $\beta_{\text{ГТ}}$.

Зависимости $H_{\text{ГТ}}$, $H_{\text{Н}}$ в функции ω_2 при постоянных ω_1 и Q , показанные на рис. 9.40, построены с учетом выражений (9.47) и (9.119). Так, из выражения (9.47) следует, что при выполнении условия $\omega_1 = \text{const}$ и $Q = \text{const}$ напор $H_{\text{Н}}$ явно не зависит от ω_2 , поэтому график этой характеристики представляет собой прямую линию, параллельную оси абсцисс.

Выражение (9.119) при условии $\omega_1 = \text{const}$ и $Q = \text{const}$ можно представить в виде

$$H_{\text{ГТ}} = A_4\omega_2 - A_2\omega_2^2, \quad (9.120)$$

где $A_4 = A_1 + A_3Q$.

Кривая, построенная по уравнению (9.120), является квадратичной параболой. При $\omega_2 = 0$ и $\omega_2 = A_4/A_2$ напор $H_{\text{ГТ}} = 0$. Наибольший напор $H_{\text{ГТ max}}$ имеет место при $\omega_2 \approx 0,5A_4/A_2$. На некоторых режимах ($\omega_2^* \gg \omega_1$ и $\omega_2 \ll \omega_2^*$) полезная мощность ГДТ, определяемая напором $H_{\text{Н}}$, невысока. Положение кривой $H_{\text{ГТ}} = f(\omega_2)$ при $\omega_1 = \text{const}$ и $Q = \text{const}$ зависит от геометрических параметров турбинного и насосного колес. При изменении этих параметров изменяется значение коэффициентов $A_1 - A_4$, и максимум кривой можно сместить в любую сторону (см. пунктирные линии на рис. 9.40). Но при этом увеличение напора $H_{\text{Н}}$ при одном значении скорости ω_2 вызовет его уменьшение при другом значении скорости ω_2 .

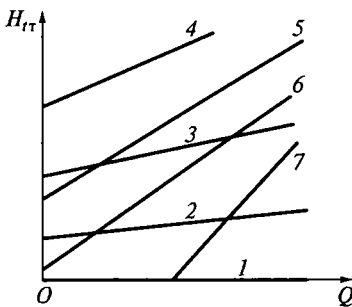


Рис. 9.39. Зависимости теоретического напора турбинного колеса от его расхода:

1 — при $i = 0$; 2, 3 — при $i < i^*$; 4 — при $i = i^*$; 5—7 — при $i > i^*$; i^* — передаточное отношение при максимальном КПД

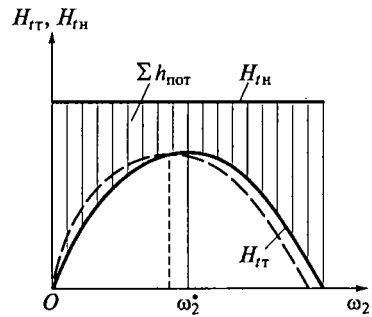


Рис. 9.40. Зависимости теоретического напора от угловой скорости выходного звена ω_2 для турбинного ($H_{\text{ГТ}}$) и насосного ($H_{\text{Н}}$) колес:

$\Sigma h_{\text{пот}}$ — потери напора; — — характеристика при смещении режима максимального КПД (ω_2^*)

В реальных условиях объемная подача Q зависит от угловой скорости ω_2 , но параболический характер кривой $H_{гт} = f(\omega_2)$ остается неизменным, т.е. кривая имеет точку с ординатой $H_{гт\max}$ и две точки с ординатой $H_{гт} = 0$.

На рис. 9.41 показана зависимость гидравлического КПД ГДТ $\eta_r = f(\omega_2)$ при $\omega_1 = \text{const}$ и $Q = \text{const}$. Гидравлический КПД

$$\eta_r = \frac{\rho g Q H_{гт}}{\rho g Q H_{гн}} = \frac{H_{гт}}{H_{гн}} = \frac{H_{гн} - \sum h_{пот}}{H_{гн}} = 1 - \frac{\sum h_{пот}}{H_{гн}},$$

т.е. кривая $\eta_r = f(\omega_2)$ также представляет собой параболу.

Зависимость $Q = f(i)$ при $\omega_1 = \text{const}$ для ГДТ так же, как и для ГДМ, получают из уравнения баланса удельных энергий, для чего значения $H_{гн}$, $H_{гт}$, $\sum h_{пот}$ выражают в функции от геометрических параметров лопастных колес, режима работы ГДТ, коэффициентов стеснения потока лопастями, учета влияния конечного числа лопастей, отдельных видов гидравлических потерь и решают полученное уравнение относительно значений Q и ω_2 [13]. Зависимость $Q = f(i)$ может представлять собой уравнение окружности, параболы, гиперболы или эллипса.

Внешней характеристикой ГДТ называют зависимость внешних показателей от передаточного отношения при постоянных вязкости и плотности рабочей жидкости, частоте вращения или крутящем моменте входного звена. При этом полной внешней характеристикой ГДТ называют его внешнюю характеристику на тяговом, обгонном режимах и на режиме противовращения (рис. 9.42). Чаще всего внешнюю характеристику представляют в виде зависи-

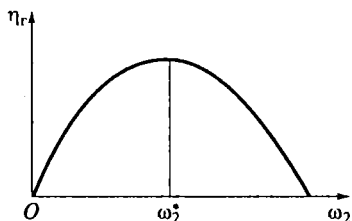


Рис. 9.41. Зависимость гидравлического КПД η_r гидротрансформатора от угловой скорости выходного звена ω_2 :

ω_2^* — значение угловой скорости при максимальном КПД

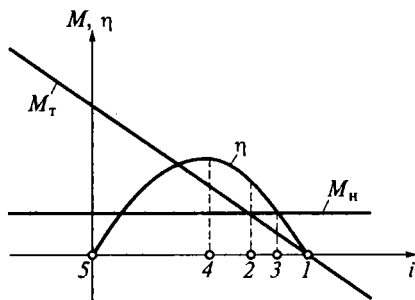


Рис. 9.42. Полная внешняя характеристика гидротрансформатора при постоянных угловой скорости входного звена, плотности и расходе рабочей жидкости на разных режимах работы:

1 — $M_\tau = 0$; 2 — $M_n = M_\tau$; 3 — $i = 1$; 4 — $\eta = \eta_{\max}$; 5 — $i = 0$

моменты M_1, M_2, η от i и ω_2 при постоянных валах ГДТ соответствен-
 моменты M_1 и M_2 отличаются от моментов M_1 и M_2 —
 и M_T на величину потерь моментов от дис-
 ческого сопротивления в уплотнениях, а лопастных колесах M_n
 мах свободного хода и других узлах ГДТ. Учет трения и механи-
 характер зависимостей M_1 и M_2 от i и ω_2 в подшипниках, механиз-
 характером зависимостей M_n и M_T от i и ω_2 считывая, что значение и
 использовать значения моментов на лопа- основном определяются
 бинного колес ГДТ. Для насосных колес ω_2 , для простоты будем
 скоростей стных колесах.
 сти для насосного и тур-
 с учетом треугольников

$$M_n = \rho Q (c_{u_{n2}} r_{n2} - c_{u_{p2}} r_{p2}) = \rho Q [r_{n2} (u_{n2} - c_{m_{n2}} \text{ctg} \beta_{n2}) - r_{p2} (u_{p2} - c_{m_{p2}} \text{ctg} \beta_{p2})],$$

где $c_u = u - c_m \text{ctg} \beta$.

Скорость $u_{p2} = 0$, так как реактор не подвижен. Допустим, что $c_{m_{n2}} = c_{m_{p2}} = c_m$, тогда

$$M_n = \rho Q [\omega_n r_{n2}^2 + c_m (r_{p2} \text{ctg} \beta_{p2} - r_{n2} \text{ctg} \beta_{n2})],$$

или

$$M_n = \rho Q [\omega_n r_{n2}^2 + Q (r_{p2} \text{ctg} \beta_{p2} / F_{p2} - r_{n2} \text{ctg} \beta_{n2} / F_{n2})]. \quad (9.121)$$

Анализируя уравнение (9.121), можно заключить, что момент M_n явно не зависит от передаточного отношения, является квадратичной функцией величины Q , которая для различных типов ГДТ по-разному изменяется в зависимости от i , поэтому можно предположить, что в общем случае момент M_n будет изменяться при изменении передаточного отношения. Если предположить, что Q не зависит от i (это справедливо, например, для ГДТ с осевым турбинным колесом), то в этом случае $M_n = \text{const}$ и также не зависит от i (см. рис. 9.42) при данной угловой скорости $\omega_n = \text{const}$. Таким образом, если необходимо создать маломощный ГДТ с постоянным (или почти постоянным) моментом M_n , величина Q должна быть постоянной для любых режимов его работы.

Для турбинного колеса аналогично получаем выражение для момента M_T , исключая из него скорости $u_{n2} = \omega_n r_{n2}$ и $u_{p2} = \omega_p r_{p2}$ производя замену

$$M_T = \rho Q [\omega_n r_{n2}^2 i - \omega_n r_{n2}^2 + Q (r_{n2} \text{ctg} \beta_{n2} / F_{n2} - r_{T2} \text{ctg} \beta_{T2} / F_{T2})]. \quad (9.122)$$

Анализируя уравнение (9.122), можно заключить, что момент M_T явно зависит от i и является квадратичной функцией величины Q . Если предположить, что $Q = \text{const}$ для всех i , и учесть знак $\text{ctg} \beta_{T2}$,

график изменения момента M_T (прямая линия) пойдет так, как показано на рис. 9.42.

Рассмотрим подробнее режимы работы ГДТ.

На *тяговом режиме* обеспечивается основное движение рабочих органов машины. Мощность, затрачиваемая на тепловые потери:

$$N_{\text{тепл}} = N_1 - N_2.$$

Тяговый режим характеризуется зависимостями

$$N_2 = M_2\omega_2; N_{\text{тепл}} > 0.$$

При этом линию изменения момента M_2 на графике для удобства изображения строят в зоне положительных моментов, хотя по существу знаки моментов M_1 и M_2 (M_H и M_T) противоположны.

Тормозными называют *режимы*, на которых происходит замедление (торможение) рабочих органов машины, т. е. $N_2 < 0$, и мощность к ГДТ подводится со стороны рабочего органа. Работа совершается рабочими органами, и активными силами являются силы тяжести и инерции. В общем случае для тормозных режимов можно записать $-N_2 = M_2\omega_2$. Если отрицательный знак имеет момент M_2 ($M_2 < 0$) при $\omega_1 > 0$ и $\omega_2 > 0$, режим называют обгонным, если отрицательной является скорость ω_2 ($\omega_2 < 0$) при $\omega_1 > 0$ и $M_2 > 0$, режим называют режимом противовращения.

Баланс мощностей на *обгонном режиме* можно записать в виде $N_2 - N_1 - N_{\text{тепл}} = 0$, а на *режиме противовращения* $N_2 + N_1 - N_{\text{тепл}} = 0$. В общем случае для ГДТ передаточное отношение, при котором обгонный режим переходит в тяговый, может быть или больше единицы ($i_{\text{обг}} > 1$), или меньше единицы ($i_{\text{обг}} < 1$), т. е. на обгонном режиме может быть случай, когда турбинное колесо не обгоняет насосное, и, наоборот, на тяговом режиме турбинное колесо может вращаться быстрее насосного.

Тяговый режим характеризуется передачей потока мощности на выходной вал при определенном значении КПД для каждого режима работы ГДТ. О характере кривой КПД можно получить представление, составив выражение для КПД с учетом выражений (9.121) и (9.122):

$$\eta = \frac{N_T}{N_H} = \frac{M_T\omega_T}{M_H\omega_H} = i \frac{\rho Q}{M_H} (ai + b) = ci^2 + di,$$

где $a = \omega_H r_{T2}^2$; $b = -\omega_H r_{H2}^2 + Q(r_{H2} \text{ctg} \beta_{H2} / F_{H2} - r_{T2} \text{ctg} \beta_{T2} / F_{T2})$; $c = a\rho Q / M_H$; $d = b\rho Q / M_H$.

Таким образом, зависимость КПД ГДТ является параболой со значениями $\eta = 0$ при $i = 0$ и $M_T = 0$.

Рассмотрим характерные точки внешней характеристики ГДТ на тяговом режиме работы (см. рис. 9.42).

Точка 1 — режим холостого хода, когда нагрузка на выходном валу отсутствует ($N_T = 0$; $M_T = 0$): $\eta = 0$; $N_H = N_{\text{пот}} \neq 0$. Из выражения (9.122) получим значение $i_{x,x}$, приравняв $M_T = 0$:

$$i_{x,x} = \frac{\omega_H r_{H2}^2 - Q(r_{H2} \text{ctg} \beta_{H2} / F_{H2} - r_{T2} \text{ctg} \beta_{T2} / F_{T2})}{\omega_H r_{T2}^2}. \quad (9.123)$$

Для современных ГДТ $i_{x,x} = 0,6 \dots 1,7$ в отличие от ГДМ, для которых $i_{x,x} = 1$.

Точка 2 — режим равенства моментов $M_H = M_T$ ($i = i_{K=1}$; $M_p = 0$; $c_{up2} r_{p2} = c_{ur2} r_{T2}$; см. выражение (9.117)). В ГДТ, как правило, $r_{p2} \neq r_{T2}$ и векторы скоростей c_{p2} и c_{p1} всегда будут разные.

Рассмотрим подробнее зону точки 2. Сила P (рис. 9.43) является равнодействующей пары сил, действующих на реактор со стороны потока на режимах левее точки 2 ($K > 1$) и правее точки 2 ($K < 1$). В точке 2 меняется знак момента на реакторе, правее ее $M_T < M_H$ и уравнение баланса моментов имеет вид $M_T = M_H - M_p$. Получается, что можно автоматически переводить ГДТ на режим ГДМ, определенным образом воздействуя на реактор (освобождая его от жесткой связи с корпусом), что используется в комплексных ГДТ.

Точка 3 (см. рис. 9.42) — режим синхронного вращения насосного и турбинного колес: $\omega_T = \omega_H$; $i = 1$. Данный режим реализуется ГДТ с $i_{x,x} > 1$. Режим имеет большое практическое значение для блокировки насосного и турбинного колес, так как при равенстве их скоростей обеспечивается плавное соединение входного и выходного валов ГДТ (двигателя и рабочего органа).

Точка 4 — оптимальный режим работы, характеризуется максимальным значением КПД η^* и минимальными гидравлическими потерями.

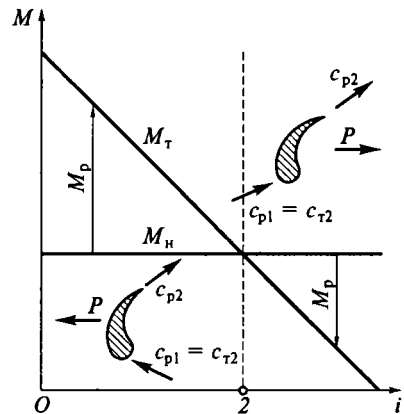


Рис. 9.43. Схема изменения знака момента на реакторе:

2 — см. рис. 9.42; M_H — момент насосного колеса; M_T — момент турбинного колеса; M_p — момент реактора; c_{T2} — абсолютная скорость потока на выходе из турбинного колеса; c_{p1} — абсолютная скорость потока на входе в реактор; c_{p2} — абсолютная скорость потока на выходе из реактора

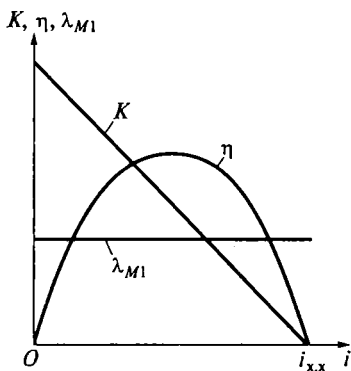


Рис. 9.44. Приведенная характеристика гидротрансформатора:

$i_{x,x}$ — передаточное отношение на режиме холостого хода; K — коэффициент трансформации; η — КПД; λ_{M1} — коэффициент момента входного вала

Точка 5 — стоповый режим: $i = 0$; $\eta = 0$; $M_n \neq 0$; $N_T = 0$; $N_n = N_{\text{тепл}}$. Момент на турбинном колесе согласно уравнению (9.122)

$$M_{T0} = \rho Q \left[-\omega_n r_{n2}^2 + Q (r_{n2} \text{ctg} \beta_{n2} / F_{n2} - r_{T2} \text{ctg} \beta_{T2} / F_{T2}) \right] \quad (9.124)$$

максимальный на стоповом режиме работы. Стоповый режим, например, соответствует троганию автомобиля с места и является теплонапряженным.

Полную внешнюю характеристику ГДТ, представленную на рис. 9.42, можно считать теоретической, так как она построена при допущении $Q = \text{const}$. На практике зависимость $Q = f(i)$ определяется не только режимом работы ГДТ, но и его типом (конструкцией лопастных колес), и реальные полные внешние характеристики для наиболее часто применяющихся одноступенчатых ГДТ отличаются от теоретических. Приведенная характеристика ГДТ (рис. 9.44) представляет собой зависимость коэффициентов момента входного звена, трансформации момента и полного КПД от передаточного отношения при постоянных вязкости и плотности рабочей жидкости, частоте вращения или крутящем моменте входного звена.

Коэффициенты моментов входного и выходного звеньев ГДТ:

$$\lambda_{M1} = \frac{M_1}{\rho \omega_1^2 D_a^5}; \quad \lambda_{M2} = \frac{M_2}{\rho \omega_2^2 D_a^5}.$$

Коэффициент трансформации $K = \lambda_{M2} / \lambda_{M1}$, а полный КПД $\eta = (\lambda_{M2} / \lambda_{M1})(\omega_2 / \omega_1) = Ki$.

Приведенные характеристики разных ГДТ позволяют сравнивать их по удельным и экономическим показателям.

У геометрически подобных ГДТ приведенные характеристики одинаковые.

9.19. СВОЙСТВА ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА И ПОКАЗАТЕЛИ ЕГО ОЦЕНКИ

*Прозрачность*¹ ГДТ — свойство изменять крутящий момент на входном звене при изменении крутящего момента на выходном звене. Гидротрансформатор, обеспечивающий постоянный режим работы двигателя ($\omega_1 = \text{const}$ и $M_1 = \text{const}$) при изменении сопротивления движению ($\omega_2 = \text{var}$ и $M_2 = \text{var}$), принято называть непрозрачным. Нагрузочная характеристика непрозрачного ГДТ изображается одной квадратичной параболой (рис. 9.45, а). Нагрузочная характеристика прозрачного ГДТ представляет собой семейство квадратичных парабол (так же, как и для ГДМ), соответствующих разным значениям i (рис. 9.45, б). При угловой скорости $\omega_1 = \text{const}$ прозрачность ГДТ проявляется в изменении момента M_1 . Введем понятие коэффициента прозрачности:

$$\Pi = \lambda_{M10} / \lambda_{M1m},$$

где λ_{M10} — коэффициент момента при $\omega_2 = 0$ и $i = 0$; λ_{M1m} — коэффициент момента при $K = 1$.

Коэффициент Π для ГДТ данного типа постоянный и определяется только геометрическими параметрами его лопастной системы. Таким образом, теоретически для непрозрачного ГДТ $\Pi = 1$. Гидротрансформатор считают практически непрозрачным, если $\Pi = 1 \dots 1,2$. Прозрачные ГДТ могут иметь прямую ($\Pi > 1,2$), обратную ($\Pi < 1$) и смешанную прозрачности. Коэффициент прозрачности используется при анализе внешних характеристик ГДТ (рис. 9.45, в) и подборе их к двигателю.

С прозрачностью ГДТ тесно связано понятие его энергоемкости (мощности), которую он способен передать от входного вала к выходному. Из двух ГДТ с одинаковыми габаритными размерами (или $D_a = \text{const}$) более энергоемким считается тот, который может передать большую мощность. Энергоемкость оценивают коэффициентом мощности ГДТ

$$\lambda_N = \frac{N_1}{\rho \omega_1^3 D_a^5}.$$

Учитывая, что $N_1 = M_1 \omega_1$, получаем

$$\lambda_N = \frac{M}{\rho \omega_1^2 D_a^5}. \quad (9.125)$$

¹ В дальнейшем под прозрачностью ГДТ будем подразумевать прозрачность его внешней характеристики.

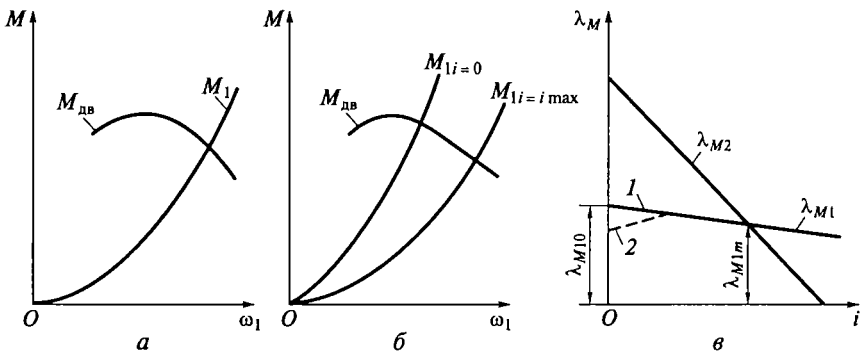


Рис. 9.45. Характеристики:

a — совместной работы двигателя и гидротрансформатора с непрозрачной характеристикой; *b* — совместной работы двигателя и гидротрансформатора с прозрачной характеристикой; i_{\max} — максимальное значение передаточного отношения; *в* — внешняя ГДТ: 1 — с прямой прозрачностью; 2 — с учетом характеристики с обратной прозрачностью; λ_{M1} — коэффициент момента M_1 входного вала; λ_{M2} — коэффициент момента выходного вала; λ_{M1m} — коэффициент момента входного вала при $K = 1$; λ_{M10} — коэффициент момента входного вала при $i = 0$

Сравнивая выражение (9.73) и (9.125), видим, что λ_{M1}/λ_N . Таким образом, энергоемкость ГДТ можно оценить по значению коэффициента момента λ_{M1} . Чем больше λ_{M1} при $D_a = \text{const}$, тем выше энергоемкость ГДТ.

При заданном коэффициенте мощности (момента) можно определить активный диаметр ГДТ

$$D_a = \sqrt[5]{\frac{N_1}{\lambda_N \rho \omega_1^3}}.$$

Для уменьшения габаритных размеров привода выбирают большие значения λ_N . Однако с увеличением λ_N , как показали исследования [13], уменьшается КПД ГДТ, что связано с чрезмерной нагрузкой лопастной системы, отрывом потока от сильно искривленных лопастей и интенсивным вихреобразованием. Подробно влияние различных факторов, в том числе параметров лопастной системы на нагружающее свойство (энергоемкость) ГДТ, рассмотрено в [13].

Преобразующее свойство ГДТ — это свойство преобразовывать значение крутящего момента; характеризуется зависимостью $K = f(i)$. Чаще всего преобразующее свойство ГДТ оценивают коэффициентами трансформации K_0 (на стоповом режиме, $\omega_2 = 0$) и K^* (на оптимальном режиме, $\eta = \eta^*$). Так как КПД $\eta = Ki$, то между преобразующим свойством и экономичностью ГДТ, оцениваемой зависимостью $\eta = f(i)$, имеется однозначная связь. Так, зная зави-

симось $\eta = f(i)$, можно построить график $K = f(i)$ или наоборот. Таким образом, о преобразующем свойстве ГДТ можно судить как по зависимости $K = f(i)$, так и по зависимости $\eta = f(i)$, однако первая зависимость более удобная в силу своей наглядности.

Для оценки применения ГДТ часто используют дополнительные показатели его экономичности:

диапазон экономичной работы [14]

$$d_{\eta_{\text{расч}}} = i_{\eta_{\text{расч max}}} / i_{\eta_{\text{расч min}}}; \quad (9.126)$$

коэффициент потерь холостого хода при $M_2 = 0$

$$m_{x,x} = \lambda_{M1x,x} / \lambda_{M1}^*, \quad (9.127)$$

где $i_{\eta_{\text{расч max}}}$ и $i_{\eta_{\text{расч min}}}$ — максимальное и минимальное передаточное отношение при расчетном КПД $\eta_{\text{расч}}$; $\lambda_{M1x,x}$ — коэффициент момента входного вала на режиме холостого хода.

Расчетный КПД $\eta_{\text{расч}}$ принимают различным для ГДТ разных типов машин. Так, для ГДТ автомобилей $\eta_{\text{расч}} = 80\%$; для ГДТ строительных и дорожных машин $\eta_{\text{расч}} = 75\%$ и т.д. Основным недостатком ГДТ является параболический характер изменения КПД. При всех режимах работы, находящихся за пределами зоны $i_{\eta_{\text{расч min}}} < i_{\eta_{\text{расч max}}}$, в ГДТ теряется значительная часть мощности, что снижает КПД привода машины. Для современных одноступенчатых ГДТ $K_0 \approx 1,5 \dots 5,5$, оптимальный КПД $\eta^* = 0,8 \dots 0,91$ при передаточном отношении $i^* = 0,45 \dots 0,9$ (большие значения i^* соответствуют меньшим значениям K_0).

В заключение следует отметить, что нагружающее и преобразующее свойства ГДТ, а также его экономичность взаимосвязаны, и поэтому их следует анализировать и оценивать совместно. Так, при увеличении коэффициентов трансформации, как правило, снижается энергоемкость ГДТ, изменяются КПД, и конструктору при выборе оптимальных параметров передачи приходится принимать компромиссное решение.

Кавитационное свойство ГДТ — это свойство ГДТ изменять показатели внешней характеристики при работе на кавитационном режиме, характеризуемом кавитацией в рабочей полости.

Особенностью работы ГДТ в приводах машин является изменение в широких пределах (не только по значению, но и по знаку) углов атаки при входе потока в лопастные колеса, что приводит к отрывному течению, уменьшению площади проходного сечения в каналах колес и, как следствие, к увеличению скорости движения потока и местному понижению давления. При работе ГДТ в режиме кавитации снижаются тяговые свойства машины, чему способствует энергичное эмульгирование рабочей жидкости воздухом, возникает шум, сопровождающийся вибрацией корпуса, происходит пульсация кавитационной каверны, что приводит

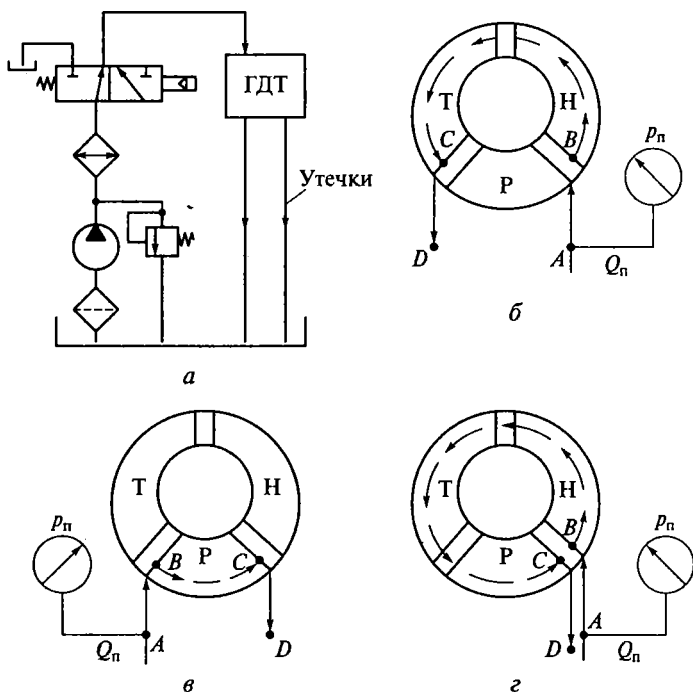


Рис. 9.46. Схемы систем питания гидротрансформатора при различном расположении точек отвода и подвода рабочей жидкости:

a — принципиальная; *б* — с подводом перед насосным колесом Н и отводом за турбинным колесом Т; *в* — с подводом за турбинным колесом Т и отводом перед насосным колесом Н; *г* — с подводом и отводом перед насосным колесом; Р — реактор; А, В, С, D — точки рабочей полости по пути движения подачи питания; Q_n — подача питания; p_n — давление питания на входе в рабочую полость гидротрансформатора

к неустойчивой работе передачи. Для нормальной, бескавитационной работы ГДТ необходимыми условиями являются полное заполнение рабочей полости жидкостью; отсутствие зон с давлением, равным давлению упругости насыщенных паров рабочей жидкости при данной температуре; поддержание температуры рабочей жидкости ниже допустимой как по условиям вспышки и разложения, так и по обеспечению смазывающих свойств.

Такие условия работы ГДТ обеспечиваются автономной принудительной системой питания, которая служит для охлаждения рабочей жидкости, восполнения объемных утечек и поддержания давления в рабочей полости в пределах, обеспечивающих бескавитационную работу. Если давление во всех точках рабочей полости выше давления упругости насыщенных паров жидкости при данной температуре без подвода давления со стороны и обеспечи-

вается охлаждение рабочей жидкости внутри рабочей полости за счет естественного теплообмена с корпусом ГДТ, охлажденным воздухом (как у непроточных ГДМ), то такой ГДТ можно выполнить без системы питания. При этом устанавливают надежные уплотнения для уменьшения протечек и периодически пополняют рабочую полость рабочей жидкостью.

При неправильно спроектированной системе питания возможно ухудшение преобразующего свойства ГДТ на некоторых режимах работы, наиболее опасных в кавитационном отношении. Ухудшение характеристики ГДТ можно объяснить снижением давления питания p_n (давления на входе в насосное колесо) до критического $p_{n.кр}$. На других режимах работы давление p_n может достигать высокого значения, что приводит к увеличению затрат мощности на привод насоса системы питания и осевых нагрузок, действующих на опорные и уплотнительные узлы ГДТ. Исходя из этого при проектировании системы питания необходимо стремиться получить стабильное и одновременно минимально допустимое значение p_n на всех режимах работы ГДТ [14].

На рис. 9.46 показана схема системы питания с возможным расположением точек подвода и отвода из рабочей полости подачи питания Q_n .

На рис. 9.47 в качестве примера показана кавитационная характеристика ГДТ с размером $D_a = 0,34$ м, снятая на стоповом режиме ($i = 0$) при угловой скорости $\omega_1 = 187$ с⁻¹. Можно видеть, что скрытая кавитация начинается при давлении $p_n = 0,02$ МПа (уменьшается коэффициент трансформации K_0 в стоповом режиме K_0). Развитая кавитация (резкое падение K_0) начинается при более глубоком понижении давления $p_n = -0,02$ МПа. Кавитация происходит в тот момент,

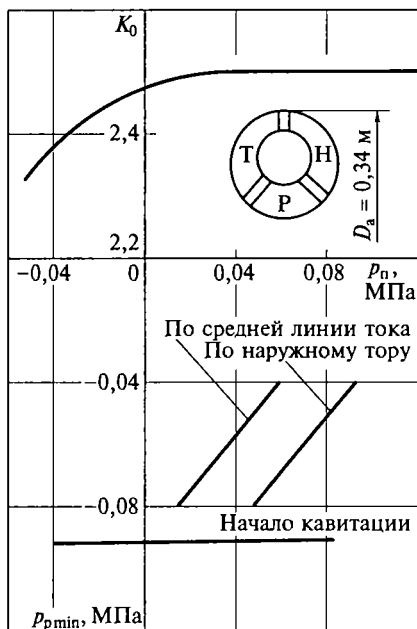


Рис. 9.47. Кавитационная характеристика гидротрансформатора:

D_a — активный диаметр; K_0 — коэффициент трансформации при $i = 0$; p_n — давление питания; p_{pmin} — минимальное статическое давление по средней линии лопасти реактора Р; Н — насос; Т — турбина

когда минимальное статическое давление по средней линии лопасти реактора достигнет критического значения ($p_{p \min} = 0,09$ МПа). Известны кавитационные характеристики различных ГДТ [13]. При этом авторы часто рекомендуют искусственно увеличивать давление p_n , объясняя эту необходимость опасностью возникновения кавитации. Экспериментальные исследования, выполненные в МАДИ (ГТУ) [14], позволили сделать вывод, что в большинстве случаев (в том числе для ГДТ с центростремительным турбинным колесом) уменьшение моментов на валах при уменьшении давления p_n связано с подсосом воздуха через уплотнение рабочей полости, а не с началом кавитации. Необходимо конструкцию уплотнений рабочей полости ГДТ выполнять таким образом, чтобы исключить возможность подсоса воздуха.

9.20. КОМПЛЕКСНЫЕ, БЛОКИРУЕМЫЕ И РЕГУЛИРУЕМЫЕ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРЫ

Комплексным называют ГДТ, который на некоторых передаточных отношениях может работать как ГДМ. Гидротрансформатор имеет максимальное значение КПД только на одном режиме. Если уменьшение КПД в зоне малых значений i допустимо, так как на этих режимах коэффициент трансформации $K > 1$ и улучшаются тяговые качества машины, то уменьшение КПД в зоне больших значений i ($i > i^*$) является неоправданным и нежелательным, потому что на этих режимах ГДТ работает в благоприятных условиях благодаря низким значениям сопротивления (нагрузки). В комплексном ГДТ увеличить КПД при $i > i^*$ можно путем разблокирования жесткой связи реактора с корпусом. Реактор начинает свободно вращаться в потоке жидкости, не воспринимая реактивный момент, и ГДТ работает как ГДМ, КПД которой достаточно высок при больших передаточных отношениях.

В большинстве комплексных ГДТ смена режимов ГДТ и ГДМ осуществляется автоматически в зависимости от условий работы передачи, при этом используется естественное свойство ГДТ изменять знак момента на реакторе при $i_{k=1}$ ($M_n = M_r$). Для ГДТ момент $M_r = M_n \pm M_p$. В точке A (рис. 9.48, a) момент $M_p = 0$, левее точки A $M_p > 0$, правее $M_p < 0$. Если реактор освободить от жесткой связи с корпусом, то при $i < i_{k=1}$ он будет вращаться в направлении, противоположном направлению вращения турбинного и насосного колес, а при $i > i_{k=1}$ — в том же направлении, что насосное и турбинное колеса. Слева от точки A КПД ГДМ меньше КПД ГДТ, а момент $M_n = M_r = M_{ГДМ}$ больше момента $M_{нГДТ}$, что при том же моменте сопротивления (для данного $i = \text{const}$) потребует больших затрат мощности двигателя. Поэтому предпочтительно и желательно, чтобы при $i < i_{k=1}$ ГДТ работал на режиме транс-

формации момента ($M_n < M_T$; $K > 1$) и реактор был жестко связан с корпусом передачи. Справа от точки A КПД ГДМ больше КПД ГДТ, а момент $M_n = M_T = M_{ГДМ}$ меньше момента $M_{нГДТ}$. На этих режимах освобождение реактора и обеспечение его свободного вращения в потоке жидкости является желательным, так как от двигателя отбирается малая мощность и в то же время увеличивается КПД передачи.

Таким образом, при $i > i_{K=1}$ желательно, чтобы ГДТ работал без трансформации момента ($M_n = M_T$; $K = 1$) как ГДМ. На практике для обеспечения автоматического заклинивания реактора относительно неподвижного корпуса при $i < i_{K=1}$ и его освобождения применяют различные конструкции муфт свободного хода (МСХ) (рис. 9.48, б). Неподвижный, жестко закрепленный полый реакторный вал 3 охватывается обоймой 2, жестко связанной с реактором. Обойма 2 имеет фигурные внутренние пазы с наклонными плоскостями, взаимодействующими с роликами 1, которые поджимаются к наклонным плоскостям обоймы пружинами 4.

При действии на реактор положительного момента $+M_p$ он с обоймой 2 стремится вращаться по часовой стрелке, и наклонные плоскости обоймы находят на ролики 1. Так как угол наклона плоскости меньше угла трения, происходит заклинивание ролика между обоймой и валом, и обойма с реактором не вращается. При этом ГДТ работает на режиме трансформации момента. При действии на реактор отрицательного момента $-M_p$ он с обоймой стремится вращаться против часовой стрелки, и этому ничто не пре-

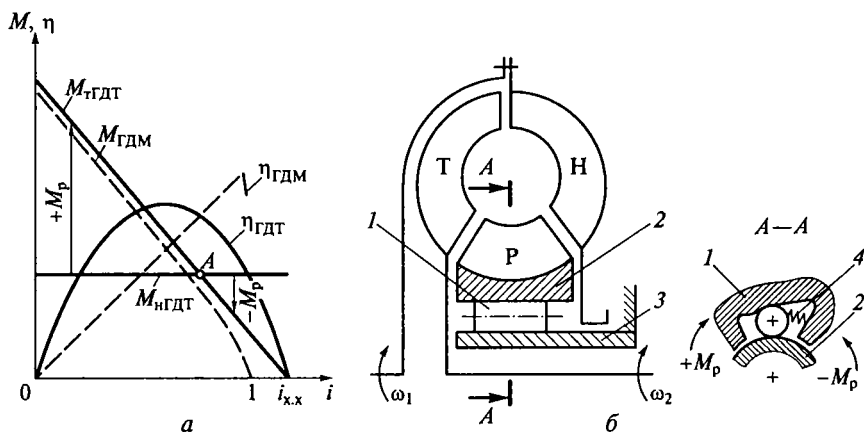


Рис. 9.48. Комплексный однореакторный гидротрансформатор:

a — характеристики гидротрансформатора и гидромуфты; A — точка нулевого момента на реакторе; b — схема: 1 — ролик; 2 — обойма; 3 — реакторный вал; 4 — пружина; остальные обозначения см. на рис. 9.38, 9.43, 9.44

пятствует, так как наклонные плоскости обоймы стремятся отойти от роликов, и реактор вместе с обоймой может свободно вращаться. При этом ГДТ работает без трансформации момента (как ГДМ). На рис. 9.49 показаны внешние характеристики такого комплексного ГДТ. Идеальная характеристика (рис. 9.49, *а*) построена в предположении, что момент сопротивления при вращении реактора равен нулю, и при $i_{K=1} < i < 1$ $M_n = M_T$. В реальных условиях имеют место потери при вращении реактора (в МСХ, на дисковое трение, в подшипниках реактора и т.д.), и действительная характеристика комплексного ГДТ имеет вид, показанный на рис. 9.49, *б* (при $i_{K=1} < i < 1$ момент M_T меньше M_n на величину потерь).

Момент сопротивления при вращении реактора определяется в зависимости от режима работы и находится в заштрихованной области. Вследствие этого КПД комплексного ГДТ на режимах ГДМ будет несколько меньше КПД «чистой» ГДМ.

Для уменьшения потерь при работе ГДТ на режиме ГДМ иногда из рабочей полости удаляют реактор, устанавливают подшипники между обоймой и втулкой и проводят другие конструктивные мероприятия [14]. Кроме отмеченного имеется еще недостаток, свойственный как реальной, так и идеальной характеристике, — существенное уменьшение КПД в точке $i = i_{K=1}$. Для устранения этого недостатка реактор комплексного ГДТ разделяют на два колеса, каждое из которых устанавливают на свою МСХ (рис. 9.50, *а*), что позволяет уменьшить «провал» КПД в точке $i_{K=1}$ (рис. 9.50, *б*). Такое решение широко распространено в прак-

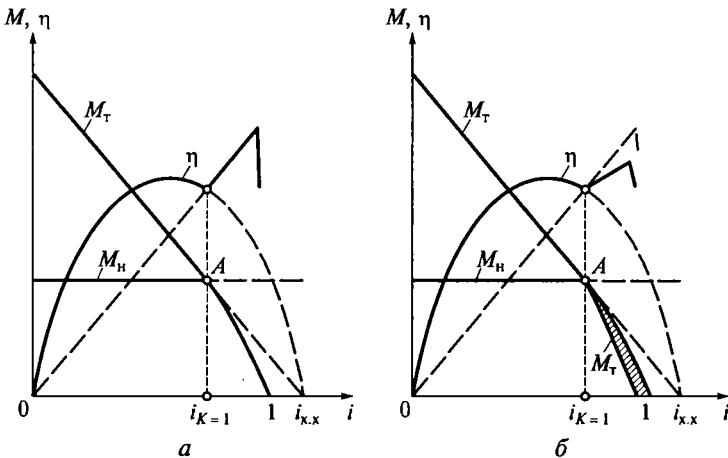


Рис. 9.49. Внешние характеристики комплексного одnoreакторного гидротрансформатора:

а — идеальная; *б* — реальная; $i_{K=1}$ — передаточное отношение при коэффициенте трансформации $K = 1$; остальные обозначения см. на рис. 9.43, 9.44, 9.48

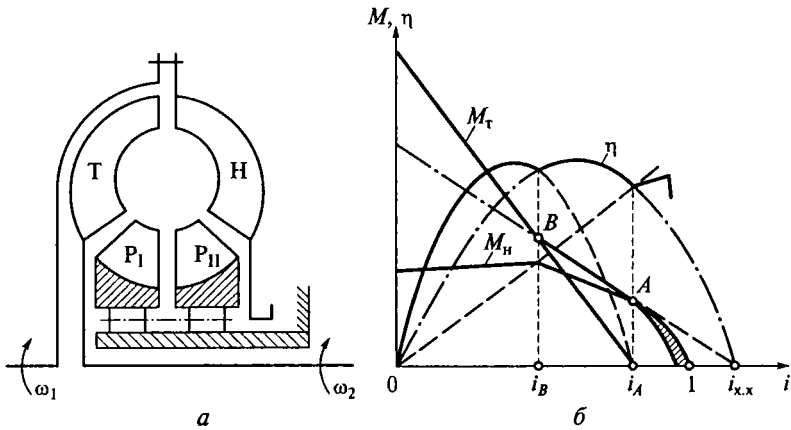


Рис. 9.50. Схема (а) и внешняя характеристика (б) комплексного двухреакторного гидротрансформатора:

A, B — рабочие точки; остальные обозначения см. на рис. 9.38, 9.43, 9.44

тике использования комплексных ГДТ; оно универсально, так как применимо для расширения зоны высоких значений КПД для любых типов и конструкций комплексных ГДТ.

Когда на обе части реактора действует положительный момент ($M_p > 0$), они неподвижны и ГДТ работает на режимах трансформации момента ($M_T > M_H$; $K > 1$) как бы с одним реактором обычного размера, у которого лопасти сильно изогнуты от входа к выходу. На характеристике (см. рис. 9.50, б) эти режимы соответствуют $0 < i < i_B$. Если выходной угол лопасти первого реактора $\beta_{p12} = 90^\circ$ или близок к нему, скорость $c_{up12} \approx 0$. В точке *B* характеристики угол атаки на входе в первый реактор становится равным нулю, скорость $c_{up11} \approx 0$ и момент $M_{p1} = 0$. При дальнейшем увеличении *i* угол атаки уменьшается, скорость $c_{up11} < 0$, момент $M_{p1} < 0$, и первый реактор начинает вращаться, не передавая на корпус реактивный момент и не участвуя в преобразовании момента. Гидротрансформатор работает с новой лопастной системой (насосное, турбинное колеса и второй реактор, который приблизительно в 2 раза короче двоянного и по сравнению с ним мало изогнут), обеспечивающей меньшую трансформацию момента за счет уменьшения наклона характеристики $M_T = f(i)$ на участке *B—A*. В этом случае суммарные ударные потери на режимах с большими значениями *i* уменьшаются и КПД возрастает. Для увеличения КПД ГДТ угол β_{p11} делают несколько большим, чем 90° . В точке *A* ($i_A = i_{K=1}$) момент $M_{p11} = 0$, и при $i > i_{K=1}$ второй реактор также начинает вращаться под действием момента $M_{p11} < 0$. На участке характеристики *A—1* ГДТ работает как ГДМ. Таким образом, характери-

ка комплексного ГДТ с разрезным реактором как бы составлена из характеристик двух ГДТ и одной ГДМ, причем переключение с одного режима на другой происходит автоматически. Для определения угловой скорости соотношения $c_{up2}r_{p2} = c_{up1}r_{p1}$. С учетом выражения (9.50) получим $c_{up2}r_{p2} = c_{u\tau2}r_{\tau2}$. Так как $c_u = u - c_m \text{ctg} \beta$, мож-
но записать

$$(u_{p2} - c_{mp2} \text{ctg} \beta_{p2})r_{p2} = (u_{\tau2} - c_{m\tau2} \text{ctg} \beta_{\tau2})r_{\tau2}. \quad (9.128)$$

Из уравнения (9.128) определим ω_p , учитывая, что $u_{p2} = \omega_p r_{p2}$:

$$\omega_p = [(c_{u\tau2} - c_{m\tau2} \text{ctg} \beta_{\tau2})r_{\tau2} + c_{mp2}r_{p2} \text{ctg} \beta_{p2}] / r_{p2}^2. \quad (9.129)$$

Для комплексного ГДТ с двумя реакторами угловая скорость: первого реактора

$$\omega_{pI} = [(u_{\tau2} - c_{m\tau2} \text{ctg} \beta_{\tau2})r_{\tau2} + c_{mpI2}r_{pI2} \text{ctg} \beta_{pI2}] / r_{pI2}^2; \quad (9.130)$$

второго реактора

$$\omega_{pII} = [(u_{\tau2} - c_{m\tau2} \text{ctg} \beta_{\tau2})r_{\tau2} + c_{mpII2}r_{pII2} \text{ctg} \beta_{pII2}] / r_{pII2}^2. \quad (9.131)$$

Комплексные ГДТ (с одним и двумя реакторами) применяют в приводах автомобилей, тракторов, тепловозов, судов, строительных, дорожных, буровых, горных и других машин и механизмов. В подавляющем большинстве случаев это одноступенчатые ГДТ с центростремительным турбинным колесом. Подобные современные передачи обладают высокой экономичностью как на режиме ГДТ ($\eta^*_{ГДТ} = 0,9 \dots 0,91$), так и на режиме ГДМ ($\eta^*_{ГДМ} = 0,95 \dots 0,96$). Высокие значения $\eta^*_{ГДМ}$ у этих ГДТ объясняются близостью формы их лопастных систем насосного и турбинного колес формам аналогичных лопастных колес обычных ГДМ.

Блокируемым называют ГДТ, у которого на заданном режиме работы блокируются насосное и турбинное колеса. Ранее отмечалось, что увеличение КПД ГДТ при $i > i_{K=1}$ путем перевода его на режим работы ГДМ целесообразно осуществлять в ГДТ с центростремительным турбинным колесом. В то же время ГДТ с осевым и центробежным турбинными колесами применяют в приводах монтажных кранов, тепловозов и других машин, и для повышения экономичности этих ГДТ при $i > i_{K=1}$ целесообразно соединять (блокировать) насосное и турбинное колеса, превращая ГДТ в механическую передачу с одним жестким валом, передающим мощность от двигателя к рабочему органу машины. Известно, что КПД механической передачи при прочих равных условиях выше, чем КПД гидравлической передачи. Однако в блокируемом ГДТ на режиме блокировки мощность расходуется не только на пре-

одоление механических сопротивлений в подшипниках и уплотнениях жесткого валопровода, но и на дисковое трение, циркуляцию рабочей жидкости в лопастной системе, которая состоит как бы из одного двухступенчатого насосного колеса (насосное + турбинное колеса) и неподвижного реактора, который тормозит движение сблокированных колес.

Для уменьшения потерь в сблокированном ГДТ на режимах блокировки удаляют жидкость из рабочей полости, исключая дисковые и циркуляционные потери; устанавливают между реактором и корпусом МСХ, заставляя реактор при $i = i_{K=1}$ свободно вращаться, и производят блокировку насосного и турбинного колес уже при вращающемся реакторе, что также позволяет снизить циркуляционные потери. Последние ГДТ называются комплексными и блокируемыми. На практике блокировку насосного и турбинного колес ГДТ осуществляют МСХ или фрикционным механизмом. На рис. 9.51 показаны схема блокируемого с помощью МСХ ГДТ и его внешняя характеристика. Муфта свободного хода блокируемого ГДТ срабатывает (заклинивает насосное и турбинное колеса) автоматически при $i = 1$ (когда $\omega_n = \omega_r$), не позволяя турбинному колесу обогнать насосное. При этом на характеристике (на рис. 9.51, б штриховые линии) как бы отсекается зона с низкими значениями M_T и η .

Муфта свободного хода блокируемого ГДТ состоит из обоймы 1 (рис. 9.51, а), жестко связанной с насосным колесом 2, звездочки 5, насаженной на выходном валу 3, роликов 4 с пружинами 6. При работе ГДТ на тяговых режимах обойма 1 и звездочка 5 вращаются

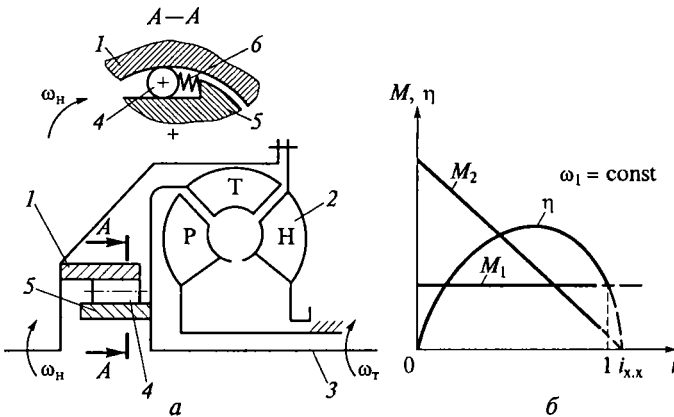


Рис. 9.51. Схема (а) и внешняя характеристика (б) гидротрансформатора, блокируемого муфтой свободного хода:

1 — обойма; 2 — насосное колесо; 3 — выходной вал; 4 — ролик; 5 — звездочка; 6 — пружина; ω_n — частота вращения насосного колеса Н; ω_r — частота вращения турбинного колеса Т; остальные обозначения см. на рис. 9.5, 9.44

против часовой стрелки, при этом звездочка отстает от обоймы ($\omega_t < \omega_n$). Ролики внутренней цилиндрической поверхностью обоймы сжимают пружины б; при этом они находятся в широкой части клина, образованного плоской поверхностью звездочки 5 и внутренней цилиндрической поверхностью обоймы 1, позволяя обойме свободно вращаться относительно звездочки. При уменьшении нагрузки на выходном валу 3 ГДТ угловая скорость турбинного колеса (и звездочки) возрастает, и при $\omega_t = \omega_n$ ($i = 1$), когда обойма 1 и звездочка 5 вращаются как одно целое и отсутствует прижимающее воздействие внутренней поверхности обоймы на ролики 4, последние под действием пружин б перемещаются в узкую часть клина и заклинивают звездочку и обойму, объединяя в один жесткий валопровод входное и выходное звено ГДТ. При увеличении нагрузки на выходном валу ГДТ до $i < i_b$, i_b — передаточное отношение при блокировке (включая режимы $i < 0$), угловая скорость ω_t уменьшается (вплоть до отрицательных значений), и МСХ автоматически расклинивается, позволяя турбинному колесу отставать от насосного или вращаться в противоположном направлении.

На режимах противовращения звездочка 5 вращается по часовой стрелке (обойма — против часовой стрелки). Ролики 4 под действием прижимающего усилия внутренней поверхности обоймы 1 постоянно находятся в широкой части клина, сжимая пружины б и допуская относительное движение в противоположные стороны насосного и турбинного колес ГДТ, который работает с трансформацией момента ($K > 1$).

На рис. 9.52 показаны схема и внешняя характеристика блокируемого с помощью фрикционного механизма ГДТ. Блокирование насосного и турбинного колес производят при $i_b > i_{k=1}$ ($i_b = 0,82 \dots 0,9$)

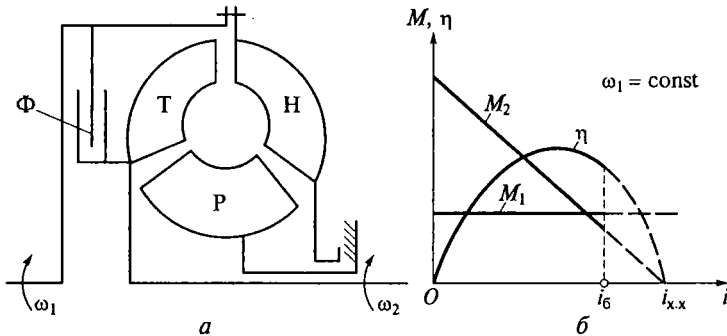


Рис. 9.52. Схема (а) и внешняя характеристика (б) гидротрансформатора, блокируемого фрикционным механизмом:

Ф — фрикционный механизм; i_b — передаточное отношение блокировки; остальные обозначения см. на рис. 9.5, 9.38, 9.44

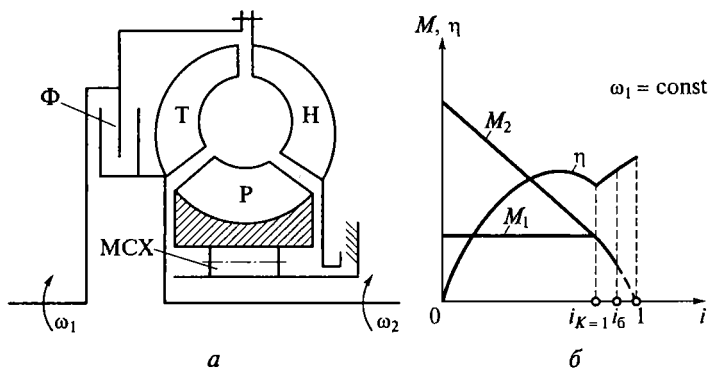


Рис. 9.53. Схема (а) и внешняя характеристика (б) комплексного гидротрансформатора с блокировкой фрикционным механизмом насосного и турбинного колес:

МСХ — механизм свободного хода; остальные обозначения см. на рис. 9.5, 9.38, 9.44, 9.52

в зоне малых нагрузок во избежание резких толчков и ударов вследствие мгновенного возрастания момента. Блокирование фрикционным механизмом может производиться по сигналу оператора машины или автоматически, например от сигнала центробежного регулятора, установленного на выходном валу ГДТ.

На рис. 9.53 показаны схема и внешняя характеристика комплексного и блокируемого с помощью фрикционного механизма ГДТ. Из характеристики (рис. 9.53, б) видно, что при $0 < i < i_{K=1}$ ГДТ работает с трансформацией момента ($K > 1$); при $i_{K=1} < i < i_6$ — на режимах ГДМ ($K = 1$); при $i = i_6$ — на режиме блокировки насосного и турбинного колес (с одновременным вращением реактора). Применение блокировки насосного и турбинного колес существенно снижает потери мощности на режимах, близких к холостому ходу, что в свою очередь позволяет использовать на машинах менее емкие теплообменники. Блокируемые МСХ ГДТ не имеют обгонного режима, так как на режимах блокировки $\omega_n = \omega_t$ и нагрузка через МСХ жестко передается на двигатель. В то же время наличие МСХ между насосным и турбинным колесами позволяет осуществлять запуск двигателя внутреннего сгорания машины «с буксира», что бывает важно для работы машин в зимнее время в условиях Крайнего Севера.

Регулируемым называется ГДТ, имеющий органы управления для изменения его внешних характеристик. Для ГДТ единственным параметром, определяющим угловую скорость ω_t при $\omega_n \approx \text{const}$, является момент M_2 на выходном валу. По мере увеличения момента M_2 угловая скорость ω_t автоматически уменьшается до нуля. Однако в некоторых случаях необходимо изменять скорость ω_2 при

$M_2 = \text{const}$ и $\omega_n = \text{const}$, например при работе ГДТ с электродвигателем переменного тока или при групповом приводе от двигателя, когда требуется независимое регулирование частоты вращения отдельных выходных валов, приводимых в движение через ГДТ. Учтывая, что для ГДТ справедливо равенство $M_T = M_n \pm M_p$, для изменения его внешней характеристики достаточно изменить любой из трех моментов или два из них. Изменить момент можно согласно уравнению (9.46) $M = \rho Q(c_{u2}r_2 - c_{u1}r_1)$ путем изменения плотности ρ рабочего тела, подачи Q , геометрических параметров лопастной системы (радиусы, углы, число, толщина, ширина лопастей колес).

Наиболее распространенным является регулирование путем изменения наполнения рабочей полости (объемное регулирование) при помощи дросселирования жидкости на выходе из рабочей полости ГДТ или установки в рабочей полости ГДТ перемещающейся заслонки. При этом уменьшение степени наполнения рабочей полости сопровождается уменьшением КПД ГДТ. Было установлено, что любой режим работы при объемном регулировании тем менее экономичен, чем больше момент M_T на этом режиме при данном наполнении отличается от момента M_T при полном заполнении рабочей полости [13].

Из всех способов объемное регулирование характеризуется наименьшим быстродействием и наихудшими следящими свойствами, поэтому оно мало применяется даже в случаях, когда можно было пренебречь уменьшением КПД. Его используют, например, в судовых установках с дизелями, где ГДП, как правило, должна включать и выключать установку, т.е. ГДТ будет работать либо при полном, либо при минимальном наполнении рабочей полости.

Механическое регулирование является более экономичным и обладает высокой маневренностью. Из технической и патентной литературы наиболее известны регулируемые ГДТ, в которых изменяются радиусы, число и углы лопастей колес. При этом наиболее экономичным способом механического регулирования, особенно если речь идет о стационарных машинах, т.е. машинах, работающих с нерегулируемыми по частоте вращения вала двигателями, является регулирование поворотом лопастей колес. Такой способ первоначально был предложен применительно к поворотн-лопастным гидравлическим турбинам и хорошо зарекомендовал себя в практике турбостроения. По сравнению с приводами постоянного тока приводы с таким регулированием не только доступны по цене, но и, что самое главное, требуют меньших производственных площадей, так как имеют вспомогательное оборудование небольших габаритных размеров и могут изготавливаться любой мощности при любой частоте вращения. Например, если выполнение привода постоянного тока мощностью 5000 кВт с угловой скоростью $\omega_1 = 156 \text{ с}^{-1}$ является серьезной проблемой, то

привод, состоящий из синхронного двигателя и регулируемого ГДТ большой мощности, можно изготовить сравнительно просто.

Наиболее просто осуществлять поворот лопастей неподвижно-го реактора, при этом оси поворота лопастей чаще всего располагаются поперек потока жидкости. Более сложно осуществлять поворот лопастей вращающегося колеса. Известны схемы регулируемых ГДТ, в которых поворот лопастей насосного колеса осуществляется вокруг поперечных осей [13].

При повороте лопастей насосного колеса вокруг поперечной оси удается получить достаточно высокие значения КПД в широкой зоне регулирования. Показатели ГДТ с центростремительным турбинным колесом существенно изменяются даже при малом угле поворота лопастей насосного колеса вокруг продольных осей [14].

На рис. 9.54 показана оригинальная схема устройства, разработанная в МАДИ (ГТУ), для регулирования внешней характеристики ГДТ путем изменения плотности рабочего тела. Устройство содержит регулируемый насос 15, подключаемый всасывающей 13 и напорной 16 гидролиниями соответственно к нижней части резервуара 10, в котором установлена перегородка 11 с отверстиями, разделяющая его на две полости, заполненные рабочими жидкостями плотностью ρ_1 и ρ_2 , и к рабочей полости 1 ГДТ 20; теплообменник 7, установленный в сливной гидролинии 3; регулируемый насос 6 с всасывающей гидролинией 9, подключенный к верхней части резервуара 10; вибратор 12, соединенный с резервуаром. Во всасывающих гидролиниях 9 и 13 установлены

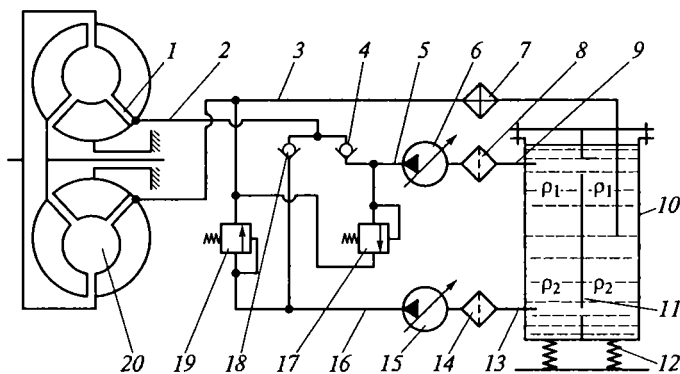


Рис. 9.54. Схема устройства для регулирования характеристики гидротрансформатора путем изменения плотности рабочего тела:

1 — рабочая полость; 2, 5, 16 — напорные гидролинии; 3 — сливная гидролиния; 4, 18 — обратные клапаны; 6, 15 — регулируемые насосы; 7 — теплообменник; 8, 14 — фильтры; 9, 13 — всасывающие гидролинии; 10 — резервуар; 11 — перегородка; 12 — вибратор; 17, 19 — предохранительные клапаны; 20 — гидротрансформатор; ρ_1 , ρ_2 — разная плотность рабочей жидкости

фильтры 8 и 14. В напорной гидролинии 16 установлены предохранительный 19 и обратный 18 клапаны. В напорной гидролинии 5 насоса 6, подключенной к гидролинии 2, также установлены предохранительный 17 и обратный 4 клапаны.

Характеристика ГДТ может изменяться ступенчато, если подавать в рабочую полость попеременно жидкость плотностью ρ_1 (только от насоса 15) или плотностью ρ_2 (только от насоса 6), или бесступенчато — если изменение плотности производить смешиванием двух жидкостей перед подачей в рабочую полость. Для бесступенчатого регулирования производят изменение рабочих объемов насосов 6 и 15 до получения такого соотношения их подач, при котором смесь рабочих жидкостей имеет заданную плотность. Сливаясь из ГДТ 20, смесь попадает в резервуар 10, где из-за различия плотности и колебаний резервуара происходит расслоение жидкостей, и более тяжелая (например, плотностью ρ_2) опускается в нижнюю часть резервуара, в то время как более легкая сосредотачивается вверху.

Устройство для регулирования плотности можно выполнить и по другой схеме, например с использованием многосекционного резервуара, в каждой секции которого помещено рабочее тело определенной плотности. Насос питания может быть нерегулируемый, и через многосекционный золотниковый распределитель его всасывающая гидролиния может быть связана с нужной секцией резервуара. На сливной гидролинии можно разместить сепаратор для сортирования жидкостей с определенной плотностью и еще один многосекционный золотниковый распределитель, который будет направлять отсортированную жидкость в свою секцию резервуара.

Для ускорения замены жидкости с требуемой плотностью в ГДТ в его рабочую полость можно подавать сжатый воздух от компрессора, который применяют практически на всех самоходных машинах. Такой способ регулирования достаточно экономичен, так как КПД ГДТ при его работе на жидкостях с различными плотностями изменяется незначительно. В то же время момент ГДТ, прямо пропорциональный плотности, можно изменять значительно, поскольку плотность рабочих тел изменяется от $\rho = 805 \text{ кг/м}^3$ (трансформаторное масло) до $\rho = 13\,600 \text{ кг/м}^3$ (ртуть) — приблизительно в 16 раз.

Таким образом, принципиально возможно создать ГДП, состоящую из ГДТ и устройства для подачи в его рабочую полость жидкостей с различной плотностью, которая успешно может конкурировать по стоимости, надежности, компактности и основным характеристикам с гидромеханическими передачами, состоящими из ГДТ и механической коробки передач, широко применяемыми в приводах автомобилей, тракторов, тепловозов, строительных, дорожных и других машин [12, 14].

На практике сравнительную оценку способов регулирования проводят по регулировочным характеристикам, учитывая дополнительные требования. Например, регулированием наполнения уменьшить момент M_1 в 2 раза можно при уменьшении КПД η^* в 3 раза, при повороте лопастей — в 1,5 раза и при уменьшении плотности — на 1...2%. Выбор способа регулирования определяется типом машины и задачами, которые необходимо решить при помощи регулирования ГДТ.

9.21. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ДВИГАТЕЛЯ И ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА

Общие сведения. Из уравнения (9.71) для определения момента, действующего на входной вал ГДТ, $M_1 = \lambda_{M1} \rho \omega_1^2 D_a^5$ следует, что согласование работы двигателя и ГДТ может осуществляться при помощи редуктора или мультипликатора ($\omega_1 = \text{var}$), путем изменения геометрических параметров лопастной системы ($\lambda_{M1} = \text{var}$; $D_a = \text{var}$), плотности рабочей жидкости ($\rho = \text{var}$). Двигатель и ГДТ в приводе машины образуют единую систему, равновесное состояние которой определяется энергетическим балансом $N_{\text{дв}} = N_1$, т. е. равенством мощности двигателя (с учетом мощности, отводимой на вспомогательные нужды) и мощности на входном валу ГДТ. Если между валом двигателя и входным валом ГДТ стоит какая-либо передача, момент двигателя, приведенный ко входному валу ГДТ:

$$M'_{\text{дв}} = M_1 = M_{\text{дв}} (\omega_{\text{дв}} / \omega_1) \eta_n = M_{\text{дв}} \eta_n / i_n, \quad (9.132)$$

где η_n и i_n — КПД и передаточное отношение промежуточной передачи соответственно.

С учетом уравнения подобия для момента M_1 для заданных (или выбранных) значений $M_{\text{дв}}$, $\omega_{\text{дв}} = \omega_1 / i_n$, η_n , λ_{M1} , ρ , ω_1 и D_a определим передаточное отношение

$$i_n = \sqrt{\frac{M_{\text{дв}} \eta_n}{\lambda_{M1} \rho \omega_{\text{дв}}^2 D_a^5}}. \quad (9.133)$$

Уравнение (9.133) позволяет аналитически согласовать работу двигателя и ГДТ путем выбора параметров промежуточной передачи, обеспечивающей требуемое значение i_n .

Рассмотрим конкретные примеры совместной работы некоторых двигателей и ГДТ с непрозрачной и прозрачной характеристиками.

Работа дизеля с ГДТ, имеющим непрозрачную характеристику. Известна внешняя характеристика дизеля $M_{\text{дв}} = f(\omega_{\text{дв}})$, $N_{\text{дв}} = f(\omega_{\text{дв}})$ (рис. 9.55, а) и внешняя характеристика непрозрачного ГДТ $M_1 = f(i)$, $M_2 = f(i)$, $\eta = f(i)$ при $\omega_1 = \text{const}$, $\rho = \text{const}$ (рис. 9.55, б).

Требуется определить зону (точку) совместной работы данных двигателя и ГДТ и построить выходную характеристику привода в виде $M_2 = f(\omega_2)$, где M_2 и ω_2 — соответственно крутящий момент и угловая скорость выходного вала привода (выходного вала ГДТ).

Для решения поставленной задачи строим нагрузочную (входную) характеристику ГДТ по уравнению $M'_1 = M_1(\omega_{дв}/\omega_1)^2$, определяющему зависимость момента на входном валу ГДТ от угловой скорости вала двигателя (рис. 9.55, в). Значения M_1 и ω_1 выбираем из характеристики ГДТ, представленной на рис. 9.55, б. Далее совмещаем на одном графике (в одном масштабе) характеристику двигателя и нагрузочную характеристику ГДТ (рис. 9.55, г). Точка A пересечения характеристик $M_{дв} = f(\omega_{дв})$ и $M'_1 = f(\omega_{дв})$ определяет режим совместной работы двигателя и ГДТ, так как только в

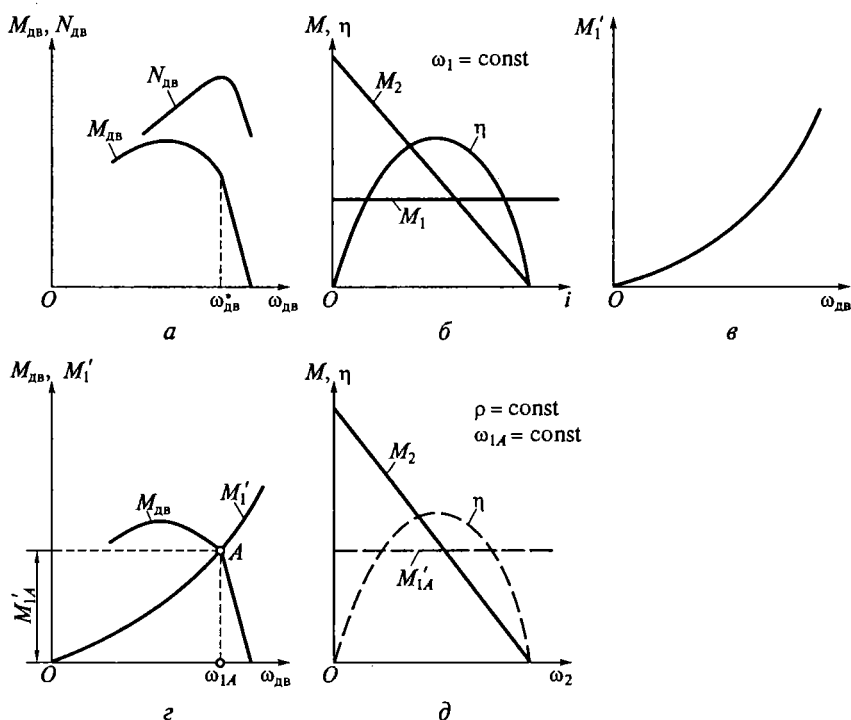


Рис. 9.55. Зависимости для определения зоны совместной работы в приводе дизеля и гидротрансформатора с непрозрачной характеристикой: а — характеристика дизеля; б — внешняя характеристика гидротрансформатора; в — характеристика входа гидротрансформатора; г — совмещенная характеристика дизеля с входной характеристикой гидротрансформатора; А — точка пересечения характеристик дизеля и гидротрансформатора; ω_{1A} и M'_{1A} — координаты точки А; д — выходная характеристика привода; остальные обозначения см. на рис. 9.5, 9.31

ней $M_{дв} = M_1$. Находим по графику на рис. 9.55, *з* координаты точки A (M'_{1A} и ω_{1A}). С учетом значений M'_{1A} и ω_{1A} строим выходную характеристику привода $M_2 = f(\omega_2)$ (рис. 9.55, *д*) по уравнению $\eta = M_2\omega_2/(M_1\omega_1)$, из которого получаем зависимость

$$M_2 = M'_{1A}\omega_{1A}\eta/\omega_2.$$

В уравнении значения M'_{1A} и ω_{1A} выбираем по рис. 9.55, *з*, а значения $\eta = f(\omega_2)$ — по рис. 9.55, *б*, пользуясь зависимостью $\omega_2 = i\omega_{1A}$ (т. е. предполагаем, что при изменении угловой скорости от ω_1 до ω_{1A} КПД ГДТ остается постоянным, что можно принять для области автомодельности). На рис. 9.55, *д* значение момента M_2 при скорости $\omega_2 = 0$ получаем по зависимости $M_2 = M_1K = M_{1A}K_0$, где значение коэффициента трансформации K_0 (при $i = 0$) определяем из характеристики ГДТ (см. рис. 9.55, *б*) как $K_0 = M_{20}/M_{10}$ (при $i = 0$).

Если полученная точка A совместной работы не удовлетворяет условиям работы и ее желательно перенести, например, на режим $N_{дв\max}$ или $M_{дв\max}$, это можно сделать путем изменения величины λ_{M1} , ρ , ω_1 и D_a в любой их комбинации. Из уравнения подобия видно, что при увеличении этих показателей (и параметров) парабола $M'_1 = f(\omega_1)$ пойдет круче (выше), а при уменьшении — более полого (ниже).

Работа карбюраторного двигателя с ГДТ, имеющим прозрачную характеристику. Известна внешняя характеристика карбюраторного двигателя $M_{дв} = f(\omega_{дв})$ (рис. 9.56, *а*) и внешняя характеристика прозрачного ГДТ $M_1 = f(i)$, $M_2 = f(i)$, $\eta = f(i)$ при $\omega_1 = \text{const}$ и $\rho = \text{const}$ (рис. 9.56, *б*).

Требуется определить зону совместной работы двигателя и ГДТ и построить выходную характеристику привода $M_2 = f(\omega_2)$.

При построении характеристики входа ГДТ $M_1 = f(\omega_{дв})$ (рис. 9.56, *в*) необходимо помнить, что для ГДТ с прозрачной характеристикой момент M_1 зависит от i и, следовательно, для каждого из его режимов работы, обозначенных на рис. 9.56, *б*, например, точками O , A , B , C , будет существовать своя парабола, построенная по уравнению $M'_1 = M_1(\omega/\omega_1)^2$, в котором значения M_1 выбирают по графику $M_1 = f(i)$ для точек O , A , B , C и др., а значения угловой скорости ω_1 — из технического задания и внешней характеристики ГДТ. Например, для стопового режима работы параболу строят по уравнению $M'_{1O} = M_{1O}(\omega_{дв}/\omega_1)^2$ и т. д. Таким образом, нагрузочная характеристика прозрачного ГДТ представляет собой пучок квадратичных парабол, наклон которого (положение в системе координат $M'_1 - \omega_1$) зависит от вида характеристики $M_1 = f(i)$ и значения $\omega_1 = \text{const}$.

Совмещая на одном графике (в одном масштабе) характеристику двигателя и нагрузочную характеристику ГДТ (рис. 9.56, *з*),

определим зону $o-c$ их совместной работы. Из характеристики видно, что двигатель при работе с прозрачным ГДТ будет загружен на определенном участке, а не в какой-то одной точке, причем величина этого участка зависит от прозрачности характеристики ГДТ (чем больше прозрачность, тем шире границы участка совместной работы). Если полученный участок совместной работы не удовлетворяет условиям работы привода, его можно сдвинуть вправо или влево по характеристике двигателя за счет изменения значений λ_{M1} , ρ , ω_1 и D_a .

С учетом характеристики ГДТ (см. рис. 9.56, б) и характеристики совместной работы (см. рис. 9.56, з) строим выходную характе-

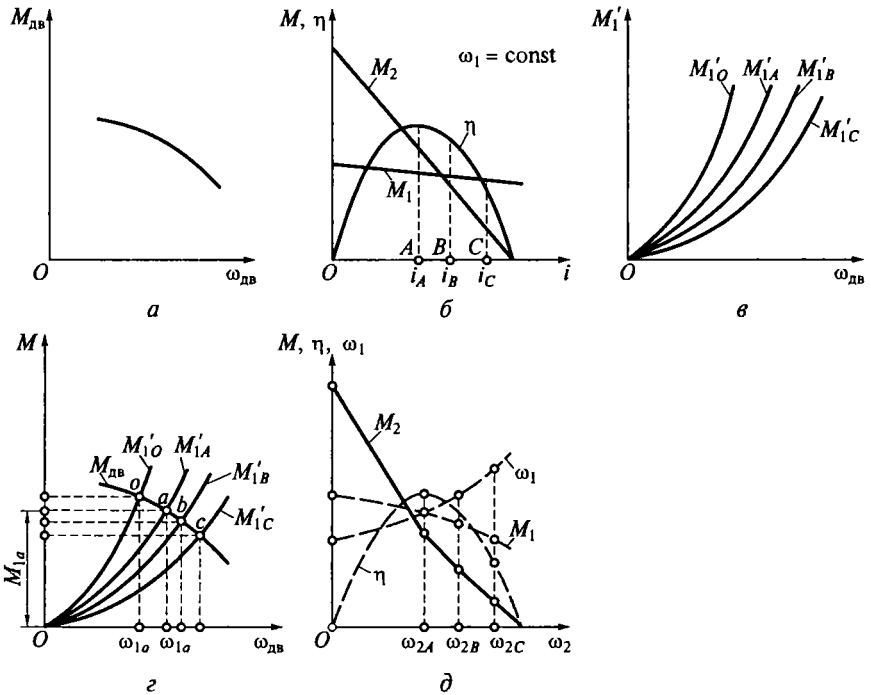


Рис. 9.56. Зависимости для определения зоны совместной работы в приводе карбюраторного двигателя и гидротрансформатора с прозрачной характеристикой:

a — характеристика карбюраторного двигателя; $б$ — внешняя характеристика гидротрансформатора; A, B, C — точки на оси абсцисс, соответствующие режимам работы i_A, i_B, i_C ($\omega_{2A}, \omega_{2B}, \omega_{2C}$); $в$ — характеристики входа гидротрансформатора для режимов O, A, B, C ; $з$ — совмещенная характеристика двигателя с характеристикой входа гидротрансформатора; o, a, b, c — точки пересечения характеристики двигателя с входными характеристиками гидротрансформатора; $M_{1a}, \omega_{1a}, \omega_{1a}$ — координаты точек a, o ; $д$ — выходная характеристика привода; остальные обозначения см. на рис. 9.5, 9.31

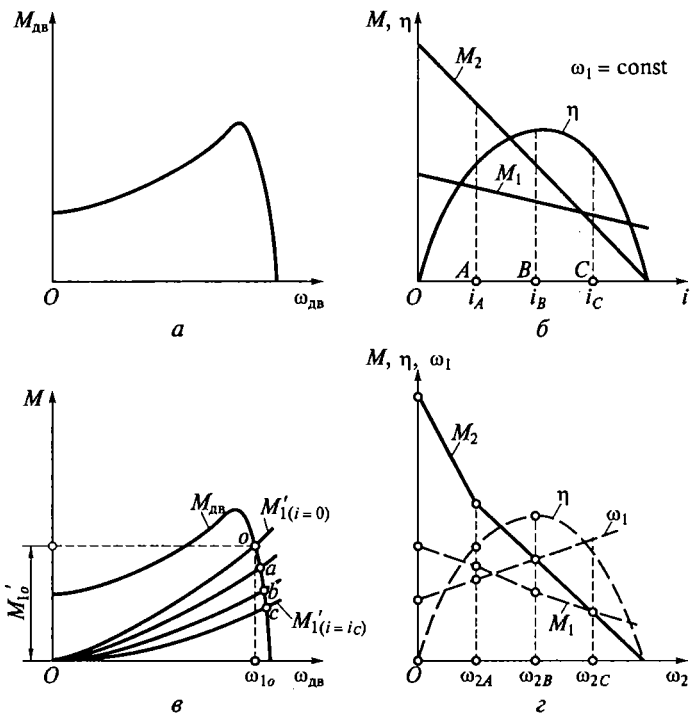


Рис. 9.57. Зависимости для определения зоны совместной работы в приводе асинхронного короткозамкнутого электродвигателя переменного тока и гидротрансформатора с прозрачной характеристикой:

a — характеристика асинхронного электродвигателя; *б* — внешняя характеристика гидротрансформатора; *в* — совмещенная характеристика двигателя с характеристикой входа гидротрансформатора; *г* — выходная характеристика привода; остальные обозначения см. на рис. 9.5, 9.56

ристику привода $M_2 = f(\omega_2)$ по уравнению $M_2 = M_1 \omega_1 \eta / \omega_2$, в котором значения M_1 и ω_1 выбираем по графику на рис. 9.56, *г* как координаты точек *o*, *a*, *в*, *с*, а значения $\eta = f(\omega_2)$ — на рис. 9.56, *б*, пользуясь зависимостью $\omega_2 = i \omega_1$, причем значения ω_1 по-прежнему определим по рис. 9.56, *г* для рассматриваемого режима работы. Например, для режима i_A момент $M_{2A} = M_{1a} \omega_{1a} \eta_A / \omega_{2A}$ и т.д. Момент M_2 в точке *O* (при $i = 0$) определяем так же, как и для случая работы дизеля с непрозрачным ГДТ по формуле $M_{20} = M_{10} K_0$. Для удобства построения выходной характеристики привода и ее наглядности целесообразно перед построением через определенные в точках *O*, *A*, *B*, *C* значения скорости $\omega_2 = i \omega_1$ по оси абсцисс на рис. 9.56, *д* провести вертикальные линии (ω_{20} , ω_{2A} , ω_{2B} , ω_{2C}) и на них в соответствующих масштабах откладывать значения M_{10} , ..., M_{1C} ; ω_{10} , ..., ω_{1C} ; η_0 , ..., η_C ; M_{20} , ..., M_{2C} .

Известно, что дизели имеют жесткую характеристику: частота вращения вала при холостом ходе отличается от частоты вращения вала при максимальной мощности приблизительно на 10 %, а момент $M_{дв\max}$ превышает момент дизеля $M_{дв}^*$ (при $N_{дв\max}$) на 10... 20 %. У карбюраторного двигателя момент изменяется в большем диапазоне, поэтому с карбюраторным двигателем целесообразно применять ГДТ с большой прозрачностью характеристики, а с дизелем — с малой прозрачностью или с непрозрачной характеристикой.

Работа асинхронного электродвигателя переменного тока с ГДТ, имеющим прозрачную характеристику. Известна внешняя характеристика электродвигателя $M_{дв} = f(\omega_{дв})$ (рис. 9.57, а) и внешняя характеристика ГДТ с прозрачной характеристикой $M_2 = f(i)$, $M_1 = f(i)$, $\eta = f(i)$ при $\omega_1 = \text{const}$, $\rho = \text{const}$ (рис. 9.57, б). На рис. 9.57, в показана характеристика совместной работы электродвигателя и ГДТ, а на рис. 9.57, г — выходная характеристика привода. Из рис. 9.57, г видно, что привод может устойчиво работать при $\omega_2 = 0$, а характеристика асинхронного электродвигателя при совместной работе с ГДТ напоминает по внешнему виду характеристику электродвигателя постоянного тока, что электротехническими средствами достигается при помощи двух электрических машин постоянного тока, равноценных по мощности асинхронному двигателю. Таким образом, наличие ГДТ позволяет использовать короткозамкнутый электродвигатель для тяговых целей. Если по условиям работы привода неизбежна длительная работа в зоне $M_1 > M_{дв}^*$, возможен перегрев двигателя; в этом случае целесообразно применять ГДТ с непрозрачной характеристикой.

9.22. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Гидромеханическими передачами (ГМП) называют передачи, у которых мощность ведущего вала передается ведомому валу двумя путями: одна часть мощности — через гидродинамическую передачу, другая — через механическую передачу. Для разветвления мощности ведущего вала и суммирования ее на ведомом валу служат планетарные дифференциальные передачи. Более высокий КПД ветви, по которой мощность передается через механическую передачу, по сравнению с ветвью, по которой мощность передается через гидродинамическую передачу, приводит к более высокому КПД гидромеханической передачи по сравнению с гидродинамической. Перечисленные элементы (гидродинамическая и механическая передачи) составляют силовую часть передачи. В передачу входят также обслуживающие и управляющие системы: система охлаждения, питания и управления. Назначение системы охлаждения и питания заключается в охлаждении цирку-

лирующей внутри ГМП рабочей жидкости, а также в компенсации утечек жидкости через уплотнения. Кроме того, система питания, создавая повышенное давление в рабочей полости ГДТ, препятствует возникновению кавитации. Система управления обеспечивает управление ступенчатой коробки передач, если она применяется в качестве механической передачи. Если коробка автоматизированная, в систему управления включается автомат.

Схемы ГМП с разветвлением силового потока могут выполняться с разветвлением силового потока в механической (внешнее разветвление) и гидродинамической (внутреннее разветвление) передачах. Характеристики таких передач подобны характеристикам ГМП, хотя и претерпевают существенные изменения.

В ГМП в большинстве случаев применяют планетарные дифференциальные механизмы. Их принципиальные схемы и расчет параметров рассмотрены в работе [13].

Отметим основные особенности схем ГМП с внешним разветвлением силового потока. Задачей расчета обычно является выбор схемы и передаточных чисел механической передачи при определенной характеристике ГДТ. В связи с этим расчет производится с использованием безразмерной характеристики ГДТ и уравнений связи между кинематическими ω и силовыми M параметрами механической передачи.

Рассматривая ГДТ как механизм с двумя валами (реактор жестко соединен с неподвижным корпусом), можно представить различные способы соединения этих валов с планетарными механизма-

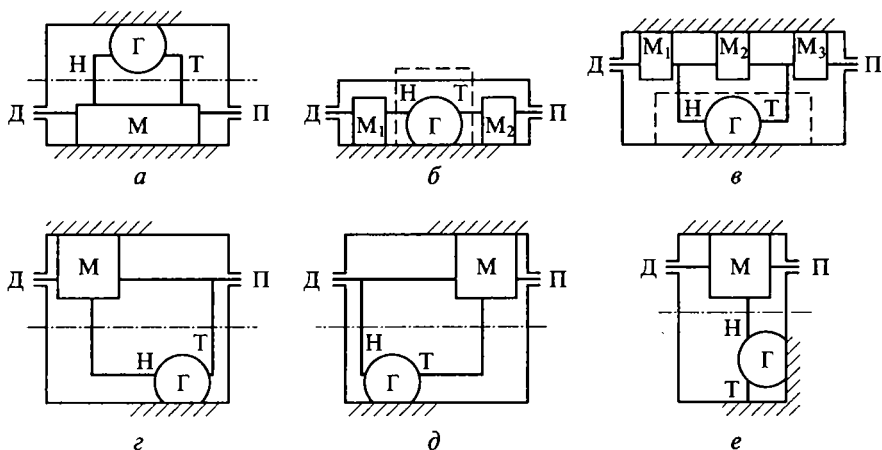


Рис. 9.58. Конструктивные схемы гидромеханических передач:

a — общая; *b* — последовательная; *v* — кинематически замкнутая; *г* — с разветвлением на выходе; *д* — с разветвлением на входе; *e* — с гидротормозом; Г — гидротрансформатор; Д — двигатель; М — механическая передача; Н — насос; П — потребитель; Т — турбина

ми (рис. 9.58). Схемы, приведенные на рис. 9.58, б—е, являются частными случаями схемы, изображенной на рис. 9.58, а.

Схема, показанная на рис. 9.58, б, представляет собой последовательное соединение ГДТ и механической передачи, в схеме на рис. 9.58, в механический редуктор устанавливает постоянное передаточное отношение между насосом и турбиной, а схема, показанная на рис. 9.58, е, представляет собой передачу с гидротормозом. В большинстве случаев применяют схемы с разветвлением потока на выходе (см. рис. 9.58, г) и разветвлением потока на входе (см. рис. 9.58, д).

Разберем схемы с разветвлением потока более подробно. На рис. 9.59 представлены указанные ГМП.

В схеме на рис. 9.59, а мощность подводится одновременно к насосу ГДТ и солнечной (главной малой) шестерне 5 планетарной передачи. Солнечная шестерня находится в зацеплении с сателлитом 2. Мощность турбины ГДТ передается сателлиту 2 через коронную (большую главную) шестерню 1. Таким образом, сателлит 2 суммирует обе мощности и через водило 3 передает суммарную мощность ведомому валу 4.

В схеме на рис. 9.59, б мощность подводится к водилу 3 сателлита 2. Сателлит передает мощность одновременно насосу ГДТ (через коронную шестерню 1) и ведомому валу 4 через солнечную шестерню 5. Мощность турбины ГДТ передается также ведомому валу 4.

Составим уравнения для определения коэффициента трансформации, передаточного отношения и КПД передачи схемы, представленной на рис. 9.59, а. Для упрощения КПД планетарной передачи примем равным единице. При установившемся движении

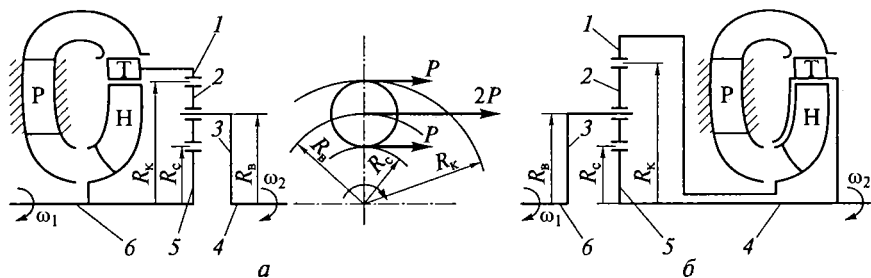


Рис. 9.59. Наиболее распространенные конструктивные схемы гидромеханических передач:

а — суммирующий планетарный ряд; б — раздельный планетарный ряд; 1 — коронная шестерня; 2 — сателлит; 3 — водило; 4 — ведомый вал; 5 — солнечная шестерня; 6 — ведущий вал; P — окружное усилие; R_b — радиус водила; R_k — радиус коронной шестерни; R_c — радиус солнечной шестерни; остальные обозначения см. на рис. 9.5

передачи окружные усилия от солнечной и коронной шестерни одинаковы и равны P , поэтому значения момента следующие:
на ведомом валу

$$M_2 = 2PR_b;$$

на солнечной шестерне

$$M_c = PR_c;$$

на коронной шестерне

$$M_k = PR_k;$$

на насосе

$$M_n = M_t/K,$$

где K — коэффициент трансформации ГДТ.

Так как момент на турбине равен моменту на коронной шестерне ($M_t = M_k$):

$$M_n = PR_k/K.$$

Момент ведущего вала равен сумме моментов, передаваемых насосу и солнечной шестерне:

$$M_1 = M_n + M_c = P(R_k/K + R_c).$$

Коэффициент трансформации ГМП

$$K_{ГМП} = M_2/M_1 = 2R_b/(R_k/K + R_c).$$

Так как расстояние до осей сателлитов

$$R_b = (R_k + R_c)/2,$$

коэффициент трансформации ГМП

$$K_{ГМП} = \frac{R_k + R_c}{R_k/K + R_c} = \frac{1 + R_c/R_k}{1/K + R_c/R_k} = \frac{\alpha + 1}{\alpha/K + 1},$$

где $\alpha = R_k/R_c$.

Определим зависимость между передаточным отношением ГДТ i и передаточным отношением ГМП $i_{ГМП}$. Так как окружная скорость оси сателлита равна полусумме окружных скоростей коронной и солнечной шестерен:

$$u_b = (u_k + u_c)/2,$$

заменяя окружные скорости через соответствующие значения $\pi r n / 30$, получим

$$R_b n_2 = (R_k n_k + R_c n_1)/2.$$

Разделив обе части уравнения на n_1 и имея в виду, что $n_k = n_t$, определим

$$i_{\text{ГМП}} = (R_k i + R_c) / (2R_b), \quad (9.134)$$

или

$$i_{\text{ГМП}} = (\alpha i + 1) / (\alpha + 1),$$

откуда

$$i = i_{\text{ГМП}} (1 + 1/\alpha) - 1/\alpha. \quad (9.135)$$

Имея внешнюю характеристику ГДТ, можно построить внешнюю характеристику передачи. Задаваясь последовательным рядом значений $i_{\text{ГМП}}$, по уравнению (9.135) определяем i и по характеристике ГДТ — соответствующее значение K . Таким образом, получаем зависимость $K = f(i_{\text{ГМП}})$. Затем по уравнению вычисляем $K_{\text{ГМП}}$ и получаем зависимость $K_{\text{ГМП}} = f(i_{\text{ГМП}})$.

Зависимость $\eta_{\text{ГМП}} = f(i_{\text{ГМП}})$ определим по уравнению

$$\eta_{\text{ГМП}} = K_{\text{ГМП}} i_{\text{ГМП}},$$

или

$$\eta_{\text{ГМП}} = \frac{i + 1/\alpha}{1/K + 1/\alpha}.$$

Для ГМП, схема которой представлена на рис. 9.59, б, имеем следующие формулы для определения момента:

на ведущем валу

$$M_1 = 2PR_b;$$

на солнечной шестерне

$$M_c = PR_c;$$

на коронной шестерне

$$M_k = PR_k;$$

на насосе

$$M_n = M_k;$$

на турбине

$$M_t = KM_n.$$

Момент на ведомом валу равен сумме моментов на солнечной шестерне и турбине:

$$M_2 = M_c + M_t = PR_c + KM_k = P(R_c + KR_k).$$

Коэффициент трансформации

$$K_{\text{ГМП}} = M_2/M_1 = (R_c + KR_k)/(2R_b).$$

Подставляя в выражение для $K_{\text{ГМП}}$ значение R_b , получим

$$K_{\text{ГМП}} = \frac{KR_k + R_c}{R_k + R_c} = \frac{K + 1/\alpha}{1 + 1/\alpha}.$$

Затем находим произведение

$$R_b n_l = (R_k n_k + R_c n_\tau)/2.$$

Разделив обе части этого уравнения на n_2 и имея в виду, что $n_k = n_n$; $n_\tau = n_2$; $R_b = (R_c + R_k)/2$, получаем

$$i_{\text{ГМП}} = \frac{1 + 1/\alpha}{1/i + 1/\alpha},$$

откуда

$$i = \frac{i_{\text{ГМП}}}{1 + (1 - i_{\text{ГМП}})/\alpha};$$

$$\eta_{\text{ГМП}} = \frac{\eta + i/\alpha}{1 + i/\alpha}.$$

Предположим, что гидравлическим звеном ГМП является ГДТ с непрозрачной характеристикой, коэффициент трансформации которого и КПД в функции передаточного отношения показаны соответственно на рис. 9.60, *а* и *б*. Из графика следует, что при $i < 0,5$ ($i = 0,5$ соответствует максимальному значению КПД η^* ГДТ) коэффициенты трансформации и КПД для обеих схем передач меньше, чем для ГДТ, а при $i > 0,5$ — больше.

Таким образом, рассмотренные ГМП (см. рис. 9.59) имеют большие значения коэффициентов трансформации и КПД по сравнению с соответствующими значениями для ГДТ в зоне повышенных передаточных отношений, но имеют худшие пусковые свойства и меньшие КПД в зоне пониженных передаточных отношений. Следовательно, в зависимости от предъявляемых требований ГМП могут оказаться более (или менее) целесообразными, чем ГДП.

Схемы передач с внутренним разветвлением силового потока в настоящее время изучены мало. Расчет подобных схем должен производиться как для отдельного ГДТ, но с учетом дополнительных связей между рабочими колесами. В отличие от схем с внешним разветвлением силового потока, где ГДТ рассматривается как двухвальный механизм и используется его безразмерная характеристика, правда в более широком диапазоне передаточных отноше-

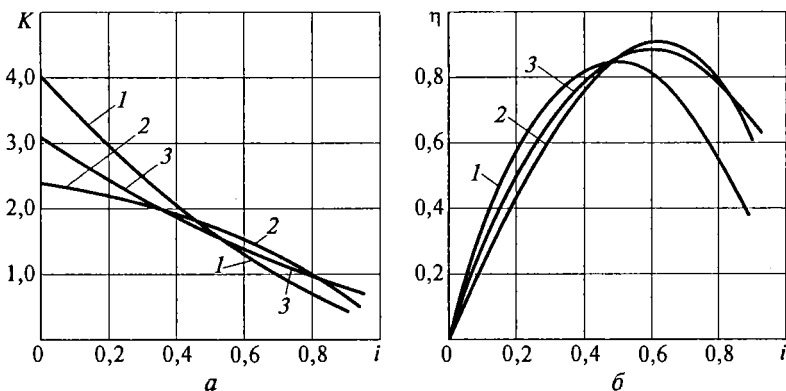


Рис. 9.60. Внешняя характеристика гидромеханической передачи:

a — зависимость коэффициента трансформации K от передаточного отношения i ; b — зависимость КПД η от передаточного отношения i ; 1 — для гидродинамической передачи; 2, 3 — для гидромеханической передачи с разветвлением на выходе и входе соответственно

ний, в схемах с внутренним разветвлением силового потока ГДТ рассматривается как многовальный механизм (обычно трех- или четырехвальный), причем благодаря зависимому вращению рабочих колес существенно изменяются условия обтекания лопаток.

В результате применение обычных ГДТ во многих случаях может оказаться неприемлемым, поэтому задачей расчета подобных схем является выбор схемы расположения рабочих колес, их основных геометрических параметров и передаточных чисел механических передач, устанавливающих дополнительные связи между рабочими колесами. Примеры использования таких схем приведены в работе [13].

Автоматическое переключение скоростей в ГМП производится в коробке передач или в ГДТ (при помощи блокирования насоса и турбины). Для правильного использования совместной работы двигателя и ГДТ в ГМП переключение скоростей необходимо производить в определенные моменты. Наибольшее распространение получили автоматические системы, в которых переключение осуществляется в зависимости от скорости движения машины и угла открытия дроссельной заслонки (для дизеля от перемещения рейки топливного насоса). Такие автоматические системы обеспечивают перекрытие передач, назначение которого состоит в том, чтобы, во-первых, после перехода на прямую передачу, когда ГДТ заблокирован, он снова не включился в работу на режим трансформации и, во-вторых, чтобы иметь некоторый запас силы тяги, необходимый для поддержания постоянной скорости движения при переключении передач.

Рассмотрим в качестве примера схему ГМП автомобиля ЗИЛ-111 с гидравлической системой автоматического переключения передач [13]. Передача (рис. 9.61) содержит комплексный четырехколесный ГДТ, работающий совместно с двухступенчатой планетарной коробкой передач. Передаточное число первой передачи 1,72, второй 1 и заднего хода 2,39. Главная передача автомобиля имеет передаточное отношение 3,54. При включенной понижающей передаче тормоз 6 включен, а сцепление 16 и тормоз 10 выключены. Вращение от турбины 4 ГДТ передается через вал 17 коронной шестерне 7. Шестерня 7 обкатывает сателлит 8 по неподвижной солнечной шестерне 15.

Замедленное вращение с водила первого планетарного редуктора передается на водило второго планетарного редуктора. Водило обкатывает сателлит 11 по солнечной шестерне 12 и передает вращение коронной шестерне 9, причем шестерня 12, жестко соединенная с валом 17, вращается с той же угловой скоростью, что и шестерня 7. Второй планетарный ряд так же, как и первый, работает в качестве понижающей передачи. В определенный момент движения автомобиля автоматически блокируется понижающая передача, после чего начинает работать прямая передача. При этом включается ленточный тормоз 6 и включается сцепление 16 (тормоз 10 остается выключенным). Крутящий момент через сцепление 16 передается солнечной шестерне 15 и через вал 17 — коронной шестерне 7. Обе шестерни вращаются с одинаковой угловой скоростью, в результате чего первый планетарный ряд блокируется и каретка сателлитов вращается с той же угловой скоростью, что и шестерни 7 и 15. Ко второму планетарному ряду вращение передается от каретки сателлитов и шестерни 12. Каретка и

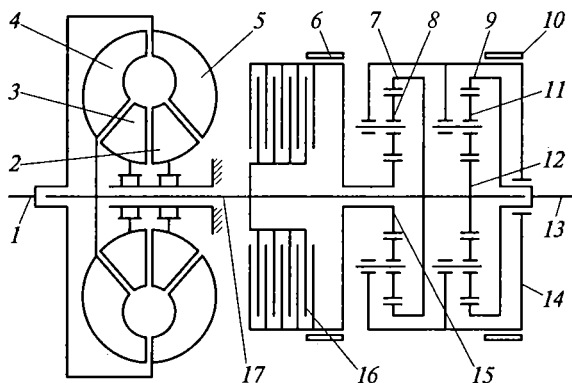


Рис. 9.61. Схема гидромеханической передачи автомобиля ЗИЛ-111:

1 — ведущий вал; 2, 3 — реакторы; 4 — турбина; 5 — насос; 6, 10 — тормоза; 7, 9 — коронные шестерни; 8, 11 — сателлиты; 12, 15 — солнечные шестерни; 13 — ведомый вал; 14 — водило; 16 — сцепление; 17 — вал

шестерня 12 вращаются с одинаковой угловой скоростью, в результате чего и второй планетарный ряд оказывается заблокированным.

При заднем ходе включается тормоз 10 (тормоз 6 и сцепление 16 выключены). Работает только второй планетарный редуктор. Шестерни первого планетарного редуктора вращаются вхолостую. Шестерня 12 приводит во вращение сателлит 11, ось которого неподвижна. В связи с этим шестерня 9 вращается в обратную сторону с меньшей угловой скоростью, чем шестерня 12.

В передаче применено кнопочное управление гидравлической системой. Блок кнопок, расположенный на щите приборов, имеет четыре кнопки: П (понижающая передача), Д (движение), Н (нейтральное положение) и ЗХ (задний ход). От кнопок через трос движение передается к рычажному механизму, укрепленному на картере передачи и связанному с гидросистемой. При нажатии на левую кнопку ранее включенная кнопка возвращается в исходное положение. Кнопка П включается на крутых спусках и в тяжелых дорожных условиях. В этом случае автоматического перехода на прямую передачу не происходит. При движении вперед со скоростью выше 16 км/ч передача заднего хода не включается. Включение стартера возможно только при нажатой кнопке Н, которая соединена с электрическим выключателем.

Максимальный коэффициент трансформации ГДТ равен 2,45, а с учетом понижающей передачи трансформация крутящего момента возрастает до 4,2. Активный диаметр ГДТ $D_a = 0,328$ м. Скольжение на режиме ГДМ при равномерном движении с высокой и средней скоростью составляет 3 %.

Схемы гидросистемы переключения передач и ее рабочие элементы представлены в работе [13].

В заключение кратко перечислим основные преимущества гидромеханических передач по сравнению с механическими передачами (зубчатыми).

1. Главное преимущество — это непрерывность и автоматичность регулирования крутящего момента двигателя, что является основным требованием, предъявляемым к силовым передачам транспортных машин.

2. Управление машиной значительно упрощается и сводится к двум операциям: управлению подачи топлива и управлению механизмом поворота.

3. Гидротрансформатор (основная часть гидромеханической передачи) конструктивно прост и надежен в работе. Изнашиванию подвергаются лишь подшипники качения, воспринимающие осевые нагрузки, уплотнения и механизм свободного хода. Рабочие органы (лопастная система) не изнашиваются. Гидротрансформатор обладает высокой энергоемкостью, так как передаваемая им мощность является функцией его диаметра в пятой степени.

4. Поток мощности, идущий от двигателя к ведущим колесам машины, при изменении скорости ее движения не претерпевает разрыва, как это имеет место в зубчатых силовых передачах, что обеспечивает плавное движение машины и отсутствие ударных нагрузок в гидромеханической передаче, а также в двигателе. Гидротрансформатор при этом работает бесшумно.

5. Машины с гидромеханической передачей обладают лучшей проходимостью на мягких грунтах, а также на крутых подъемах.

6. В машинах с гидромеханической передачей меньше динамические нагрузки, вызванные крутильными колебаниями, так как гидротрансформатор является демпфером, который гасит эти колебания.

7. Испытания показали, что при прочих равных условиях средние скорости движения машин с гидромеханической передачей выше, чем со ступенчатой коробкой передач.

К недостаткам машин с гидромеханической передачей можно отнести следующие.

1. Максимальный КПД механической силовой передачи составляет примерно 0,85...0,9, а гидромеханической передачи 0,75...0,85. Данное обстоятельство вызывает некоторый перерасход топлива, составляющий в среднем 5...8 %.

2. Гидромеханическая передача требует специальной системы питания и охлаждения, что, в свою очередь, приводит к усложнению конструкции машины.

10.1. ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА И ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Объемной называется гидромашина, рабочий процесс которой основан на попеременном заполнении рабочей камеры жидкостью и вытеснении ее из рабочей камеры. Под рабочей камерой объемной гидромашини понимается ограниченное пространство внутри машины, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщающееся с местами входа и выхода рабочей жидкости.

Объемная гидромашина (ОГМ) может иметь одну или несколько рабочих камер.

В соответствии с тем, создают гидромашини поток жидкости или используют его, их разделяют на объемные насосы и гидродвигатели.

В *объемном насосе* перемещение жидкости осуществляется путем вытеснения ее из рабочих камер вытеснителями. Под вытеснителем понимается рабочий орган насоса, непосредственно совершающий работу вытеснения. Вытеснителями могут быть поршни, плунжеры, шестерни, винты, пластины и т.д.

По принципу действия, точнее по характеру процесса вытеснения жидкости, объемные насосы разделяют на поршневые (плунжерные) и роторные.

В поршневом (плунжерном) насосе жидкость вытесняется из неподвижных камер в результате возвратно-поступательного движения вытеснителей (поршней, плунжеров, диафрагм).

В роторном насосе жидкость вытесняется из перемещаемых рабочих камер в результате вращательного или вращательно-поступательного движения вытеснителей (шестерен, винтов, пластин, поршней).

По характеру движения входного звена объемные насосы разделяют на вращательные (с вращательным движением входного звена) и прямодействующие (с возвратно-поступательным движением входного звена).

Объемный гидродвигатель — это ОГМ, предназначенная для преобразования энергии потока жидкости в энергию движения выходного звена.

По характеру движения выходного (ведомого) звена объемные гидродвигатели делят на три класса:

- гидроцилиндры с возвратно-поступательным движением выходного звена;
- гидромоторы с непрерывным вращательным движением выходного звена;
- поворотные гидродвигатели с ограниченным углом поворота выходного звена.

Объемный гидропривод — это совокупность ОГМ, гидроаппаратуры и других устройств, предназначенная для передачи механической энергии и преобразования движения посредством жидкости. Термин «объемный гидропривод» включает в себя понятие объемной гидропередачи как части объемного гидропривода, состоящей из насоса, гидродвигателя (одного или нескольких) и связывающих их трубопроводов — гидролиний. Таким образом, гидропередача — это силовая часть гидропривода, через которую протекает основной поток энергии.

Под гидроаппаратурой понимают устройства для управления потоком жидкости в гидроприводе, посредством которых осуществляется регулирование гидропривода. Последние могут быть ручными или автоматическими (механическими, гидравлическими, электрическими или пневматическими).

К общим свойствам объемных насосов, которые обусловлены их принципом действия и отличают их от лопастных насосов, относятся следующие:

- цикличность рабочего процесса и связанная с ней порционность и неравномерность подачи. Подача объемного насоса осуществляется не равномерным потоком, а порциями, каждая из которых соответствует подаче одной рабочей камеры;

- герметичность насоса, т. е. постоянное отделение напорного трубопровода от всасывающего (лопастные насосы герметичностью не обладают, а являются проточными);

- самовсасывание, т. е. способность объемного насоса создавать вакуум во всасывающем трубопроводе, заполненном воздухом, достаточный для подъема жидкости во всасывающем трубопроводе до уровня расположения насоса. Высота всасывания жидкости при этом не может быть больше предельно допустимой. Лопастные насосы без специальных приспособлений не являются самовсасывающими;

- жесткость характеристики, т. е. ее крутизна в системе координат H (или p) — Q , что означает малую зависимость подачи насоса Q от развиваемого им давления. Идеальная подача совсем не зависит от давления насоса (характеристики лопастных насосов обычно пологие);

- независимость давления, создаваемого объемным насосом, от скорости движения рабочего органа насоса и скорости жидко-

сти. В принципе при работе на несжимаемой жидкости объемный насос, обладающий идеальным уплотнением, способен создавать сколь угодно высокое давление, обусловленное нагрузкой, при сколь угодно малой скорости движения вытеснителей. Для получения высокого давления с помощью лопастного насоса требуется большая частота вращения колеса и большая скорость движения жидкости.

Объемные гидродвигатели в основном имеют те же свойства, что и объемные насосы, но с некоторыми отличиями, обусловленными иной функцией двигателей. Объемные гидродвигатели также характеризуются цикличностью рабочего процесса и герметичностью. Жесткость характеристик объемных гидродвигателей заключается в малой зависимости скорости выходного звена от нагрузки на этом звене (усилия на штоке гидроцилиндра и момента на валу гидромотора).

Основной величиной, определяющей размер объемного насоса (объемного гидродвигателя), является его *рабочий объем*.

Рабочий объем насоса и частота его рабочих циклов определяют идеальную подачу. *Идеальной подачей* объемного насоса называют подачу в единицу времени несжимаемой жидкости при отсутствии утечек через зазоры. Осредненная по времени идеальная подача

$$Q_n = V_0 n = zkV_k n, \quad (10.1)$$

где V_0 — рабочий объем насоса, т.е. идеальная подача насоса за один цикл (один оборот вала насоса); n — частота рабочих циклов насоса (для вращательных насосов частота вращения вала); V_k — идеальная подача из каждой рабочей камеры за один цикл; z — число рабочих камер в насосе; k — кратность действия насоса, т.е. число подач из каждой камеры за один рабочий цикл (один оборот вала).

Таким образом, рабочий объем насоса

$$V_0 = zkV_k. \quad (10.2)$$

Чаще всего $k = 1$, но в некоторых конструкциях $k = 2$ и более.

Действительная подача насоса меньше идеальной вследствие утечек через зазоры из рабочих камер и полости нагнетания, а при большом давлении насоса еще и за счет сжимаемости рабочей жидкости.

Отношение действительной подачи Q к идеальной Q_n называется *коэффициентом подачи*:

$$\varepsilon = Q/Q_n = (Q_n - q_{ут} - q_{сж})/Q_n, \quad (10.3)$$

где $q_{ут}$ — расход утечек; $q_{сж}$ — расход сжатия.

Когда сжатие жидкости пренебрежимо мало, коэффициент подачи равен *объемному КПД* насоса ($\epsilon = \eta_o$):

$$\eta_o = Q/Q_n = (Q_n - q_{yt})/Q_n = Q/(Q + q_{yt}). \quad (10.4)$$

Полное приращение энергии жидкости в объемном насосе обычно относят к единице объема и, следовательно, выражают в единицах давления. Так как объемные насосы предназначены в основном для создания значительных перепадов давлений, изменением кинетической энергии в насосе обычно пренебрегают.

Давление насоса представляет собой разность между давлением p_2 на выходе из насоса и давлением p_1 на входе в него:

$$p_n = p_2 - p_1. \quad (10.5)$$

Напор насоса

$$H_n = p_n/(\rho g).$$

Полезная мощность насоса

$$N_n = Qp_n, \quad (10.6)$$

где Q — действительная подача насоса; p_n — давление насоса.

Мощность, потребляемая вращательным насосом (затрачиваемая приводящим двигателем):

$$N_n = M_n \omega_n, \quad (10.7)$$

где M_n — момент на валу насоса; ω_n — угловая скорость его вала.

КПД насоса есть отношение полезной мощности к мощности, потребляемой насосом:

$$\eta_n = N_n / N_n = Qp_n / (M_n \omega_n). \quad (10.8)$$

Как принято для лопастных насосов, для объемных насосов различают гидравлический η_r , объемный η_o и механический η_m КПД, учитывающие три вида потерь энергии: гидравлические — потери напора (давления), объемные — потери на перетекание жидкости через зазоры и механические — потери на трение в механизме насоса:

$$\eta_r = (p_2 - p_1)/p_{ин} = p_n/p_{ин}; \quad (10.9)$$

$$\eta_o = Q/(Q + q_{yt}); \quad (10.10)$$

$$\eta_m = (N_n - \Delta N_m)/N_n = N_{ин}/N_n, \quad (10.11)$$

где $p_{ин}$ — индикаторное давление, создаваемое в рабочей камере насоса и соответствующее теоретическому напору в лопастном

насосе; ΔN_m — потери мощности на трение в механизме насоса; $N_{ин}$ — индикаторная мощность, сообщаемая жидкости в рабочей камере и соответствующая гидравлической мощности в лопастных насосах.

Умножим и разделим уравнение (10.8) на $N_{ин} = p_{ин}(Q + q_{ут})$ и произведем перегруппировку множителей. Получим

$$\eta_n = \frac{p_n Q N_{ин}}{N_n p_{ин} (Q + q_{ут})} = \frac{p_n}{p_{ин}} \frac{Q}{Q + q_{ут}} \frac{N_{ин}}{N_n} = \eta_r \eta_o \eta_m, \quad (10.12)$$

т.е. КПД насоса (общий) равен произведению трех частных КПД — гидравлического, объемного и механического.

10.2. ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

Поршневые насосы с кривошипно-шатунным приводом и клапанной системой распределения относятся к машинам, используемым еще в глубокой древности. Их применение для целей водоснабжения известно со II в. до н.э., однако и в наши дни они являются одним из основных типов машин для перемещения жидкостей.

Конструктивная схема насосной установки с простейшим поршневым насосом такого типа представлена на рис. 10.1. Рабочей камерой служит рабочий объем b цилиндра, а вытеснителем — плунжер δ с возвратно-поступательным движением, которое ему сообщает кривошипно-шатунный механизм. Система распределения, обеспечивающая соединение цилиндра попеременно с всасывающей (подводящей) 1 и напорной (отводящей) 3 линиями, состоит из всасывающего 11 и нагнетательного 5 клапанов. Клапаны являются самодействующими. При увеличении объема рабочей камеры (при цикле заполнения) в ней устанавливается давление $p_{1ш}$, меньшее, чем давление p_1 перед клапаном 11. Под действием возникшей разности давлений клапан открывается, и камера заполняется жидкостью из всасывающей линии 1.

При уменьшении объема камеры (при цикле вытеснения), когда плунжер в нее вдвигается, давление в камере начинает повышаться, клапан 11 закрывается, и, когда давление в камере достигнет значения $p_{2ш}$, большего, чем давление p_2 за клапаном 5, жидкость будет вытесняться в линию 3.

Отметим, что описанная смена циклов возможна только при условии, что давление p_2 больше, чем p_1 (это соответствует работе данной гидромашин в качестве насоса).

Если подвести к линии 1 жидкость под высоким давлением, плунжер под ее действием не начнет двигаться, так как клапаны допустят свободный проток жидкости в линию 3, где давление меньше. Следовательно, использовать насос с самодействующими

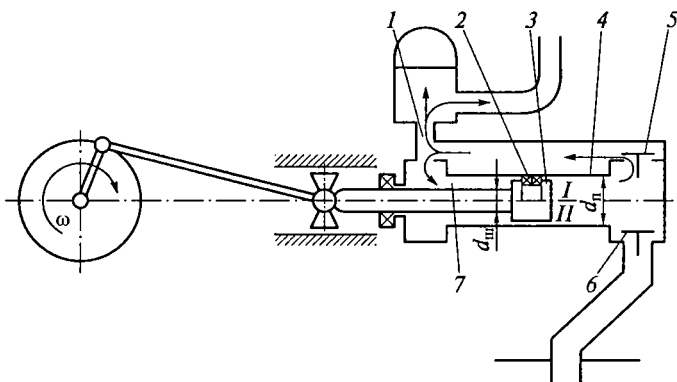


Рис. 10.2. Схема поршневого насоса с дифференциальным поршнем:

1 — напорный трубопровод; 2 — сальник; 3 — поршень; 4 — цилиндр; 5 — клапан нагнетания; 6 — клапан всасывания; 7 — рабочая камера; d_n — диаметр поршня; $d_{ш}$ — диаметр штока; I — вариант уплотнения кольцами; II — вариант уплотнения щелью; ω — угловая скорость кривошипа

обработанном цилиндре 4. Уплотнением поршня служит сальник 2 (вариант I) или малый зазор (вариант II) со стенкой цилиндра. В плунжерном насосе (см. рис. 10.1) гладкий плунжер перемещается в рабочей камере свободно, а уплотнение 7 размещено неподвижно в корпусе камеры. Так как точная обработка внутренних поверхностей более трудоемка, чем внешних, а доступность ремонта и замена неподвижного наружного уплотнения более проста, чем подвижного внутреннего, плунжерные насосы всегда предпочтительнее, чем поршневые, если особые конструктивные и эксплуатационные требования не исключают их применения. В дальнейшем оба типа насосов, несмотря на различие в форме вытеснителей, будут именоваться поршневыми.

Приводные механизмы поршневых насосов принято разделять на собственно *кривошипные* (см. рис. 10.1) и *кулачковые* (рис. 10.3, а). В последних поршень 4 упирается во вращающийся кулачок-эксцентрик 2 через ролик или, как показано на рисунке, шарнирную опору скольжения — башмак 3.

Кулачковые насосы позволяют удобно располагать около общего приводного вала несколько качающих узлов (рис. 10.3, б), соединенных параллельно с общим подводом и отводом, и получать тем самым непрерывную и выровненную подачу.

Благодаря большому числу пар трения (поршень — цилиндр, поршень — шаровой шарнир башмака, башмак — эксцентрик) такие насосы наиболее пригодны к использованию для работы на смазывающих неагрессивных и чистых жидкостях.

Кривошипный механизм (см. рис. 10.1) позволяет удобно отделить приводную часть от качающей и обеспечить приводную часть

отдельной смазочной системой. Если при этом применен выносной ползун 9, то на плунжер 8 не действуют боковые контактные силы и уплотнение 7 не изнашивается. Такой насос способен перекачивать любые, в том числе загрязненные, жидкости и взвеси.

Идеальная подача $Q_{и}$ каждого качающего узла определяется согласно выражению (10.1) рабочим объемом

$$V_o = V_k = hS_{п} = 2rS_{п} \quad (10.13)$$

и частотой вращения n вала:

$$Q_{и} = V_o n = hS_{п} n, \quad (10.14)$$

где $h = 2r$ — полный ход поршня; r — радиус кривошипа; $S_{п} = \pi d_{п}^2/4$ — площадь поршня; $d_{п}$ — диаметр поршня (см. рис. 10.1 и 10.3, а).

Если в насосе z качающих узлов (см. рис. 10.3, б):

$$Q_{и} = V_o n = zS_{п} h n. \quad (10.15)$$

При эксплуатации часто желательно изменять подачу, оставляя постоянной частоту вращения n , поскольку регулируемые двигатели дорогие. Можно изменять подачу, отводя часть жидкости из напорной линии обратно во всасывающую, например через перепускной клапан 10 (см. рис. 10.1), который при этом делают управляемым. Подобное решение неэкономично, так как вся энергия, сообщенная отводимой жидкости, рассеивается в виде теплоты при дросселировании в клапане.

Наиболее экономично изменять подачу $Q_{и}$ изменением на ходу насоса радиуса кривошипа r и, следовательно, его рабочего объема V_o .

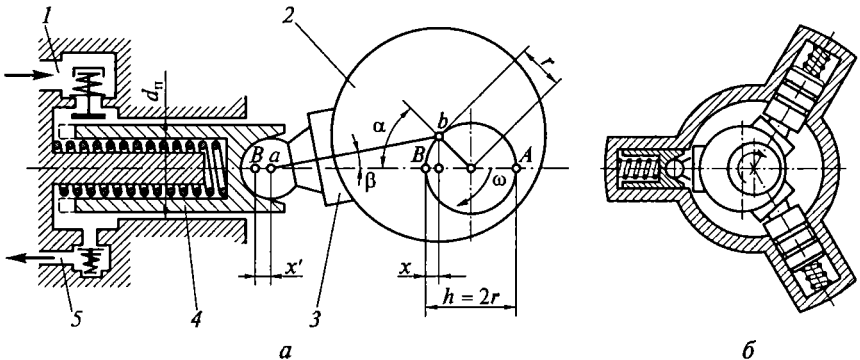


Рис. 10.3. Схема кулачкового насоса:

а — с одним качающим узлом; б — с тремя качающими узлами; 5 — полость нагнетания; 1 — полость всасывания; 2 — кулачок-эксцентрик; 3 — опорный башмак; 4 — поршень; остальные обозначения см. на рис. 10.1

Конструктивно такие системы сложны и применяются ограниченно, поэтому регулируемые поршневые насосы мало распространены.

Достаточно просто бесступенчатое регулирование подачи осуществляется в роторно-поршневых гидромашинах, которые будут описаны в подразд. 10.3. Изучая схемы, представленные на рис. 10.1 и 10.3, *a*, можно видеть, что при кривошипном и кулачковом механизмах поршни имеют одни и те же закономерности движения. Поршень перемещается между крайними положениями, определяемыми точками *A* и *B*, так называемыми «мертвыми» точками, поскольку скорость поршня в этих точках равна нулю. Перемещение x' поршня определяется углом α поворота вала. При отсчете величины x' от левой «мертвой» точки *B* зависимость $x' = f(\alpha)$ будет следующей:

$$x' = r + |ab| - (r \cos \alpha + |ab| \cos \beta).$$

Обычно для получения закона подачи, близкого к моногармоническому, выполняют $|ab| \gg r$, поэтому $\cos \beta \approx 1$ и

$$x' = x = r(1 - \cos \alpha) = (h/2)(1 - \cos \alpha). \quad (10.16)$$

Текущее значение скорости поршня

$$v_n = \frac{dx}{dt} = (h/2) \sin \alpha \frac{d\alpha}{dt} = (h/2) \omega \sin \alpha, \quad (10.17)$$

а текущее значение его ускорения

$$j_n = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{h\omega^2}{2} \cos \alpha. \quad (10.18)$$

Текущее значение идеальной подачи $Q_{н.т}$ равно произведению скорости v_n поршня на его площадь S_n :

$$Q_{н.т} = (h/2) S_n \omega \sin \alpha. \quad (10.19)$$

На рис. 10.4, *a* линия *OABD* представляет собой график изменения $Q_{н.т}$ для одного цилиндра за время полного цикла, которому соответствует поворот механизма на угол $\alpha = 2\pi$. Жидкость подается потребителю за половину оборота, когда поршень, вдвигаясь в цилиндр, перемещается от правой «мертвой» точки *A* до левой *B* (см. рис. 10.3, *a*). Подаваемый за это время объем выражается в соответствии с зависимостью (10.19) площадью под синусоидой *OAB*. Его величина равна согласно (10.13) рабочему объему V_k однопоршневого насоса:

$$V_k = \int_0^{\pi} (h/2) S_n \omega \sin \alpha d\alpha = S_n h.$$

За время второй половины цикла, когда поршень выдвигается из цилиндра и последний заполняется новой порцией жидкости (прямая BD), подача потребителю не производится. Таким образом, подача однопоршневого насоса неравномерна по величине и прерывиста во времени. Неравномерность подачи характеризуется коэффициентом

$$\sigma = (Q_{\max} - Q_{\min}) / Q_{\text{и}}. \quad (10.20)$$

Для однопоршневого насоса согласно выражениям (10.14) и (10.19)

$$\sigma = Q_{\text{и.т. max}} / Q_{\text{и}} = 2\pi S_{\text{п}} h n / (2S_{\text{п}} h n) = \pi.$$

Большинство потребителей не может использовать столь сильно пульсирующую подачу. Быстрое нарастание и уменьшение расхода в трубах, перемежаемое состоянием покоя во время цикла всасывания, вызывает в них и в насосе пульсации давления и, как следствие, шум, вибрацию и усталостные разрушения в насосной установке.

Так, при возрастании $Q_{\text{и.т}}$ на участке $0A$ (см. рис. 10.4, *a*) поршень должен сообщать ускорение столбу жидкости, равному полной длине напорной линии 3 (см. рис. 10.1). При отсутствии воздушного колпака 4 это вызовет согласно выражению (10.18) инерционное повышение давления в цилиндре на величину

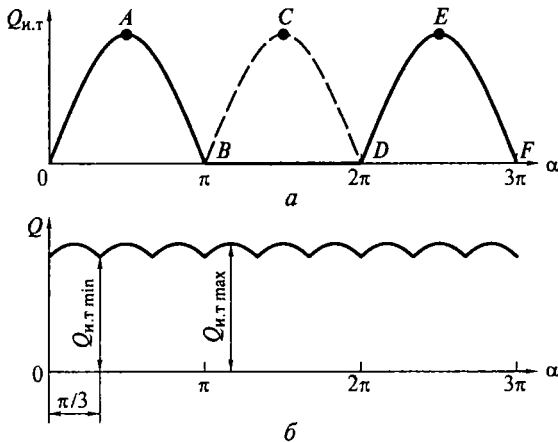


Рис. 10.4. Изменение подачи Q насоса в зависимости от угла поворота α вала кривошипа:

a — при одном и двух поршнях; b — при трех поршнях; $A-F$ — точки на характеристике подачи; $Q_{\text{и.т}}$ — текущая идеальная подача; $Q_{\text{и.т. min}}$, $Q_{\text{и.т. max}}$ — соответственно минимальное и максимальное значение текущей идеальной подачи

$$p_{н2} = \rho j_2 l_2 = \rho j_n l_2 (S_n / S_2), \quad (10.21)$$

где l_2 , S_2 , j_2 — соответственно длина, площадь проходного сечения отводящей трубы и ускорение жидкости в ней.

Ускорение имеет наибольшее значение в начале каждого хода, когда $\cos \alpha \rightarrow 1$. Величина $p_{н}$ добавляется к $p_{2ц}$ в начале хода вытеснения и уменьшает значение $p_{1ц}$ в начале хода заполнения, поскольку ускорение жидкости в подводящей линии происходит благодаря запасу давления p_0 перед входом в нее. В конце каждого хода, когда поток замедляется (AB на рис. 10.4, a), величина $p_{н}$ меняет знак, что ведет к уменьшению $p_{2ц}$ и возрастанию $p_{1ц}$.

Следовательно, в насосной установке возникают колебания давлений $p_{2ц}$ и $p_{1ц}$ около их средних значений, определяемых средней подачей Q , в пределах $2p_{н}$. При большой частоте вращения вала и значительной длине l_1 подводящей линии инерционное понижение давления может привести в начале хода заполнения к кавитационным явлениям в цилиндре, вызывающим удары жидкости о поршень и усугубляющим шум и вибрацию при работе насоса.

Для уменьшения неравномерности применяют два способа. Первый сводится к использованию многопоршневых машин с общей приводной частью и общими магистральными трубопроводами. Диаграмма $OABCD$ на рис. 10.4, a представляет собой график подачи двухпоршневого насоса. Для него согласно зависимостям (10.15) и (10.20) $Q_{и} = 2S_{п}hn$ и $\sigma = \pi/2$. При этом длительные перерывы подачи устраняются, но мгновенные режимы $Q_{и,т} = 0$ сохраняются, следовательно, сохраняются и предельные значения инерционных пульсаций давления $p_{н}$.

Конструктивно двухпоршневой насос может представлять собой два качающих узла типа изображенного на рис. 10.1 с общими трубопроводами, присоединенными к общему валу так, что их рабочие циклы взаимно смещены на половину оборота.

Более экономичная конструкция насоса двойного действия представлена на рис. 10.2. При ходе поршня 3 вправо жидкость вытесняется через клапан 5 в напорный трубопровод 1 и одновременно заполняет рабочую камеру 7 штоковой полости цилиндра. При ходе поршня влево клапан 5 закрывается, и жидкость из рабочей камеры 7 вытесняется в напорный трубопровод 1 ; одновременно с этим происходит всасывание 6 жидкости через клапан в правую полость.

В соответствии с этим вытесняемый объем при ходе поршня вправо и влево соответственно составит

$$V_1 = \pi d_{п}^2 h / 4 - \pi (d_{п}^2 - d_{ш}^2) h / 4 = \pi d_{ш}^2 h / 4;$$

$$V_2 = \pi (d_{п}^2 - d_{ш}^2) h / 4.$$

При $d_n^2 = 2d_{ш}^2$ эти объемы как при прямом, так и обратном ходе будут равны:

$$V_1 = V_2 = \pi d_{ш}^2 h / 4.$$

Подача такого насоса двустороннего действия за двойной ход поршня равна рабочему объему насоса:

$$V_o = V_1 + V_2 = \pi d_n^2 h / 4.$$

При трех поршнях (см. рис. 10.3, б) средняя идеальная подача $Q_n = 3S_n h n$. Циклы вытеснения перекрывают друг друга так, что жидкость в трубах никогда не останавливается. Согласно рис. 10.4, б и выражению (10.20) в этом случае величина σ резко снижается:

$$\sigma = \frac{(h/2)S_n\omega - (h/2)S_n\omega \sin(\pi/3)}{3S_n h \omega / (2\pi)} = \frac{\pi}{3} [1 - \sin(\pi/3)] = 0,14.$$

Уменьшаются и предельные значения инерционных пульсаций давления p_n вследствие уменьшения максимальных ускорений потока. Равномерность подачи и связанное с этим улучшение качества рабочего процесса увеличиваются, если использовать нечетное число поршней (больше трех). Суммируя значения $Q_{н.т}$ для насосов с разным числом поршней, можно показать, что у насосов с нечетным числом поршней равномерность подачи большая, чем у насосов с четным числом (следующим за данным нечетным) поршней. Приблизительно σ можно определить по формулам: для нечетного числа поршней

$$\sigma = 1,25/z^2;$$

для четного числа поршней

$$\sigma = 5/z^2.$$

Как правило, выбирают нечетное число поршней.

Способы уменьшения неравномерности подачи подробно изложены в [5].

Клапанные поршневые насосы просты по конструкции, могут работать при высоких давлениях и перекачивать различные, в том числе агрессивные и загрязненные, жидкости. Их недостатками являются лимитирование частоты вращения n вала насоса из-за трудности создания быстродействующих всасывающих клапанов, особенно при работе на вязких жидкостях; значительная масса и габаритные размеры, как следствие ограничение n при заданной подаче; трудности регулирования подачи и невозможность ее реверса, что сужает применение поршневых насосов в гидропередачах. Важным свойством, оказывающим существенное влияние на работоспособность поршневых насосов, является кавитация.

Внешним проявлением кавитации в насосе являются шум и вибрация при его работе, а при развитой кавитации снижение подачи.

На рис. 10.5 показаны кавитационные характеристики насоса. Из их рассмотрения следует, что развитая кавитация возникает в следующих случаях: если при постоянном давлении перед входом в насос частота вращения n вала насоса чрезмерно велика ($n > n_{\max}$); если при постоянной частоте вращения давление p_1 перед входом в насос чрезмерно мало ($p_1 < p_{1\min}$).

Причиной снижения подачи в обоих случаях является уменьшение давления в цилиндрах до такого предельного значения p_{\min} , при котором часть их объема вследствие кавитации остается к концу цикла всасывания незаполненной жидкостью.

Исследование кавитационных качеств насосов и, в частности, определение коэффициента критической скорости поршня ϕ проводят при помощи экспериментальных кавитационных характеристик, которые получают при $p_n = \text{const}$, $n = \text{const}$ и постепенном уменьшении давления p_1 на входе в насос или при возрастающей частоте вращения n и $p_1 = \text{const}$. В результате испытаний по первому способу получают зависимости $Q = f(p_1)$ для постоянных значений частоты n (рис. 10.5, а). Второй способ позволяет получить кривые $Q = f(n)$ для разных значений p_1 (рис. 10.5, б).

Начало кавитационного срыва подачи, обусловленное низким давлением p_1 на входе в насос или высокой частотой вращения n вала насоса, на обоих графиках отмечено волнистыми линиями, а буквой *A* отмечены области развитой кавитации.

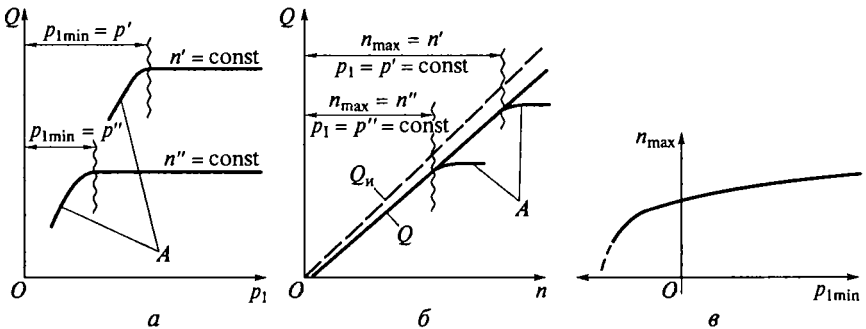


Рис. 10.5. Кавитационные характеристики поршневых насосов:

a — зависимость подачи насоса Q от давления на входе в насос p_1 при $n = \text{const}$;
б — зависимость подачи насоса от частоты вращения n вала насоса при $p_1 = \text{var}$;
в — зависимость максимальной частоты вращения n_{\max} вала насоса от минимального давления $p_{1\min}$ на входе в насос; *A* — области развитой кавитации на характеристиках; p' , p'' — разные по величине значения давления; n' , n'' — разные по величине значения частоты вращения вала насоса; — — реальная характеристика; --- — идеальная характеристика

Результаты кавитационных испытаний по первому или второму способу дают возможность построить обобщенную кавитационную характеристику насоса в виде графика $n_{\max} = f(p_{1\min})$ (рис. 10.5, в), который позволяет определять n_{\max} при заданном значении p_1 или $p_{1\min}$ при известном значении n .

10.3. РОТОРНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

К роторным гидромашинам, применяемым в гидроприводах и других гидросистемах, предъявляют высокие требования, основными из которых являются малая удельная масса и объем, приходящиеся на единицу мощности, высокий КПД, возможность регулирования и реверса подачи, высокая быстроходность и большая надежность. Таким требованиям наиболее полно удовлетворяют роторные насосы.

К роторным относятся объемные насосы с вращательным или вращательно-поступательным движением рабочих органов — вытеснителей (см. подразд. 10.1). Жидкость в таких насосах вытесняется в результате вращательного (шестеренные и винтовые насосы) или вращательного и одновременно возвратно-поступательного движения вытеснителей относительно ротора (роторно-поршневые и пластинчатые насосы). Особенностью рабочего процесса роторных насосов является то, что при вращении ротора рабочие камеры переносятся из полости всасывания в полость нагнетания и обратно; это позволяет отказаться от всасывающих и нагнетательных клапанов.

Отсутствие всасывающих и нагнетательных клапанов в роторных насосах является основной конструктивной особенностью, которая отличает их от поршневых насосов.

Роторный насос обычно состоит из трех основных частей: статора (неподвижного корпуса), ротора, жестко связанного с валом насоса, и вытеснителя (одного или нескольких).

Рабочий процесс роторного насоса складывается из трех этапов: заполнение рабочих камер жидкостью; замыкание (изоляция) рабочих камер и их перенос; вытеснение жидкости из рабочих камер.

Основными свойствами роторных насосов, вытекающими из специфики их рабочего процесса и отличающими их от поршневых насосов, являются следующие:

- обратимость, т.е. способность роторных насосов работать в качестве гидродвигателей (гидромоторов); это означает, что жидкость, подводимая к насосу под давлением, заставляет вращаться ротор и вал. Поршневые насосы такой способностью не обладают;
- большая быстроходность. Максимально допустимые значения частоты вращения вала роторных насосов $n = (2 \dots 5) \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$. Ниж-

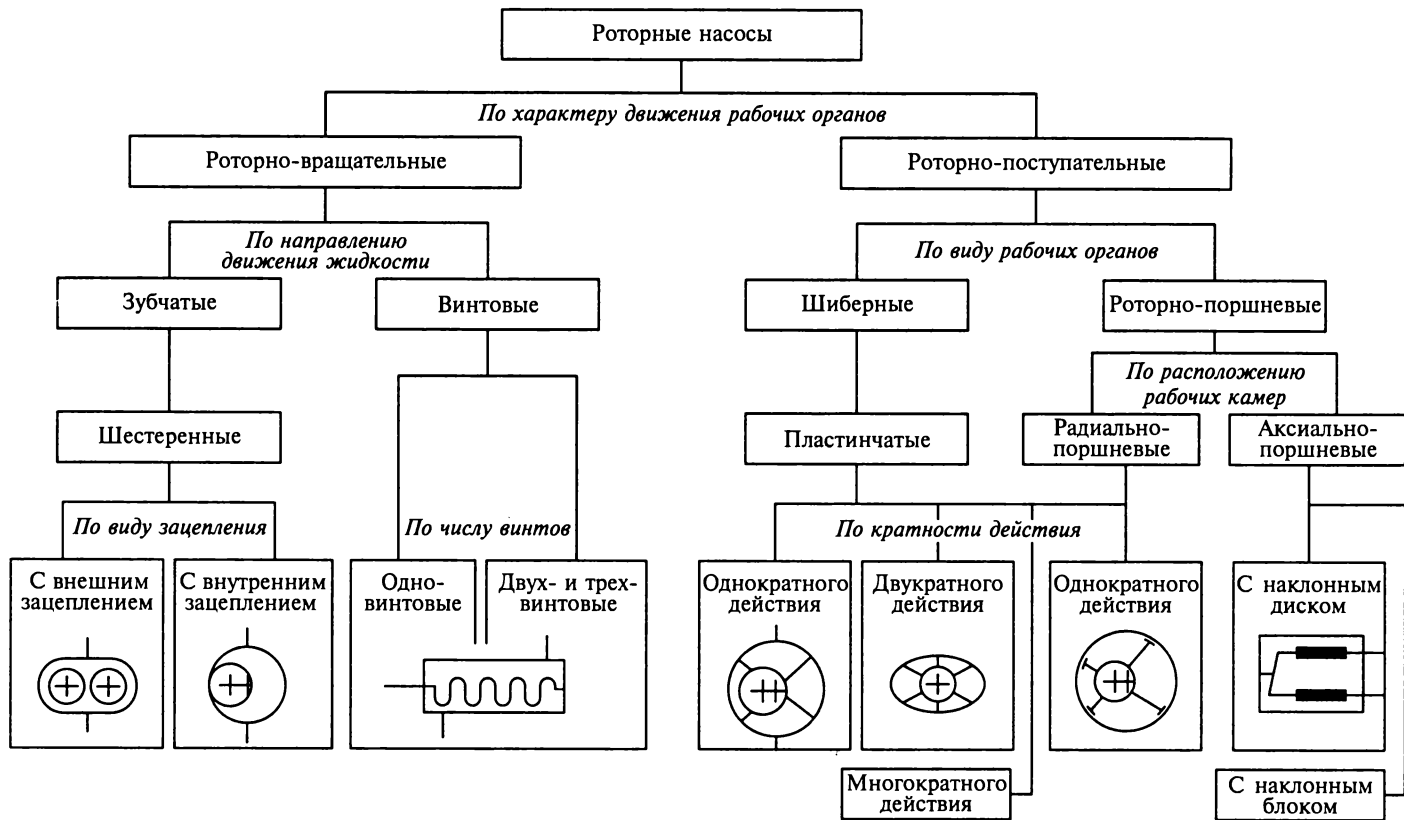


Рис. 10.6. Классификация роторных насосов

ний предел соответствует большим насосам, а верхний — малым. Для поршневых насосов эти значения в несколько раз меньше;

- способность работать только на чистых (отфильтрованных и не содержащих абразивных и металлических частиц), неагрессивных и смазывающих жидкостях. Такие требования к жидкости обусловлены малыми зазорами в роторном насосе и трением между обработанными по высшим классам точности и чистоты поверхностями статора, ротора и вытеснителей.

Если первые два свойства роторных насосов являются их достоинствами, то третье ограничивает применение этих насосов. Работа насосов на воде исключается, потому что вода вызывает коррозию и ведет к быстрому изнашиванию рабочих органов.

Рассмотрим классификацию роторных насосов [5] (рис. 10.6).

По характеру движения вытеснителей роторные насосы подразделяют на роторно-вращательные и роторно-поступательные; в первых рабочие органы совершают лишь вращательное движение, а во вторых — одновременно с вращательным еще и возвратно-поступательное движение относительно ротора.

Роторно-вращательные насосы подразделяют на зубчатые и винтовые. В зубчатых насосах ротор и вытеснитель имеют форму зубчатых колес, а жидкость перемещается в плоскости их вращения. В винтовых насосах ротор имеет форму винта, который одновременно выполняет функцию вытеснителя, а жидкость в насосе перемещается вдоль осей вращения винтов. Основной разновидностью зубчатых насосов являются шестеренные.

К роторно-поступательным относятся шиберные (в основном пластинчатые) и роторно-поршневые насосы. Различие между ними заключается не только в форме вытеснителей (пластин и поршней) и характере движения жидкости в насосе, но и в способе ограничения (образования) рабочих камер. Если в пластинчатом насосе рабочие камеры ограничены двумя соседними вытеснителями (пластинами) и поверхностями ротора и статора, то в роторно-поршневых насосах они образованы внутри ротора и замыкаются вытеснителями.

Роторно-поршневые насосы по расположению рабочих камер делятся на радиально- и аксиально-поршневые. Характеристикой объемных насосов, в том числе роторных, называют (в отличие от характеристики лопастных насосов) зависимость подачи насоса от его давления при постоянной частоте вращения вала. Так как идеальная подача объемного насоса согласно формуле (10.1) определяется его рабочим объемом и частотой вращения, теоретическая характеристика насоса в системе координат $Q - p_n$ изображается горизонтальной прямой (рис. 10.7, а).

Действительная подача насоса отличается от идеальной на величину утечек через неплотности рабочих камер (зазоры) из полости нагнетания в полость всасывания (внутренние утечки) и

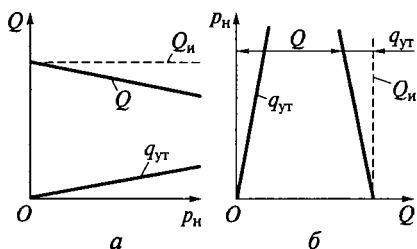


Рис. 10.7. Характеристики роторного насоса:

a — зависимость действительной подачи Q от давления насоса p_n ; b — зависимость давления насоса p_n от действительной подачи Q ; $Q_и$ — идеальная подача; $q_{ут}$ — утечки из полости нагнетания в полость всасывания

наружу (внешние утечки). Таким образом, $Q = Q_и - q_{ут}$. Так как уплотняющие зазоры в насосах имеют малое поперечное сечение и большую длину, а вязкость жидкости обычно значительна, режим течения жидкости в этих зазорах, как правило, ламинарный, поэтому для зазоров справедлив закон сопротивления Пуазейля. Следовательно, расход утечек

$$q_{ут} = A p_n / \mu,$$

где A — величина, зависящая от конструкции насоса и зазоров; ее можно считать постоянной для данного насоса; μ — коэффициент динамической вязкости жидкости.

Давление насоса p_n для жидкости, перетекающей через зазоры, является потерей давления на трение по длине.

Отсюда следует, что действительная характеристика роторного насоса в системе координат $Q - p_n$ изображается наклонной прямой. При этом чем более совершенен насос, тем ближе эта прямая к идеальной характеристике (тем больше «жесткость» характеристики).

Именно в таком виде характеристики роторных насосов приводятся в каталогах и используются потребителями гидромашин. Однако при выполнении графоаналитических расчетов гидравлических систем с использованием характеристик насосов удобнее последние изображать так же, как и характеристики лопастных насосов, в виде зависимости H_n (или p_n) от Q (рис. 10.7, б).

Экспериментальные характеристики роторных насосов обычно получают в виде зависимостей $Q = f(p_n)$ для нескольких значений частоты вращения n вала насоса. При испытаниях регулируемых насосов для каждого значения $n = \text{const}$ определяют дополнительно характеристики, соответствующие нескольким значениям рабочего объема насоса V_0 .

При уменьшении рабочего объема насоса его КПД существенно уменьшается.

Кавитационные характеристики роторных насосов строят так же, как и поршневых: либо при $p_n = \text{const}$, $n = \text{const}$ и постепенном уменьшении давления p_1 на входе в насос, либо при возрастающей частоте вращения n вала насоса и $p_1 = \text{const}$.

Результаты кавитационных испытаний изображают аналогично представленным на рис. 10.5.

10.4. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМОТОРЫ

Объемный гидромотор — это объемный гидродвигатель вращательного движения.

Благодаря свойству обратимости роторных насосов, любой из них в принципе может быть использован в качестве гидромотора, поэтому объемные гидромоторы классифицируют так же, как и роторные насосы, — подразделяют на шестеренные, винтовые, шиберные (пластинчатые) и поршневые (радиальные и аксиальные). В конструкциях гидромоторов однако можно заметить некоторые отличия от соответствующих роторных насосов, обусловленные различным функциональным назначением этих гидромашин. Так, пластинчатый гидромотор в отличие от насоса имеет пружины, которые выталкивают пластины из прорезей ротора и тем самым обеспечивают пуск гидромотора. В аксиально-поршневых гидромоторах устанавливается угол наклона блока цилиндров (до 40°) больший, чем у таких же насосов (до 30°).

Наибольшее распространение в гидроприводах самолетов, тракторов, строительно-дорожных машин, станков и других машин получили роторно-поршневые гидромоторы.

Как и роторный насос, гидромотор характеризуется прежде всего рабочим объемом (см. подразд. 10.1), т. е. идеальным расходом жидкости через гидромотор за один оборот ротора:

$$Q_n = V_o n = zkV_k n.$$

Действительный расход через гидромотор больше, чем идеальный, потому что в отличие от насоса утечки в гидромоторе направлены в ту же сторону, что и основной поток. Поэтому объемный КПД гидромотора выражается не так, как для насоса, а именно

$$\eta_o = Q_n / Q = Q_n / (Q_n + q_{\text{ут}}).$$

Частота вращения вала гидромотора

$$n = Q\eta_o / V_o.$$

Перепад давлений на гидромоторе определяется разностью давлений на входе p_1 и выходе p_2 :

$$P_{\text{ГМ}} = p_1 - p_2.$$

Полезная мощность гидромотора равна произведению крутящего момента M на его валу на угловую скорость вала ω :

$$N_{\text{п}} = M\omega.$$

Мощность, потребляемая гидромотором:

$$N = Qp_{\text{гм}}.$$

Отношение $N_{\text{п}}/N$ определяет общий КПД гидромотора, который, как и в случае роторного насоса, равен произведению двух частных КПД — объемного и механического:

$$\eta = N_{\text{п}}/N = \eta_{\text{о}}\eta_{\text{м}}.$$

Переписав последнее выражение в виде

$$M\omega = \eta_{\text{о}}\eta_{\text{м}}p_{\text{гм}}Q$$

и учтя, что $\omega = 2\pi n$, после несложных преобразований получим выражение для момента на валу гидромотора

$$M = V_{\text{о}}p_{\text{гм}}\eta_{\text{м}}/(2\pi).$$

Идеальный момент, потребляемый насосом или развиваемый гидромотором без учета потерь энергии:

$$M_{\text{и}} = pV_{\text{о}}/(2\pi). \quad (10.22)$$

Как и для роторных насосов, КПД гидромоторов определяется по теории подобия роторных гидромашин как функция критерия подобия σ . При этом можно выявить оптимальные значения σ , которым соответствуют максимальные значения КПД.

10.5. РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

В радиально-поршневой машине поршни [5], вращаясь вместе с блоком цилиндров, участвуют одновременно в возвратно-поступательном движении в радиальном направлении, так как они опираются на кольцевую направляющую поверхность статора, размещенную с эксцентриситетом e относительно оси O вращающейся части машины (ротора).

Расчетная схема работы поршня радиально-поршневой гидромашины показана на рис. 10.8. Рассматриваемый механизм представляет собой инверсию кривошипно-шатунного механизма. Кривошип OO' закреплен, а шатун $O'S$, вращаясь вокруг центра O' , скользит концом S по лучу OC оси цилиндра, вращающемуся вокруг центра O .

Нагрузка элементов механизма в радиально-поршневой гидромашине обусловлена силами давления жидкости, действующими на поршни:

$$F_p = pS_n.$$

Силы, действующие на поршень, показаны на рис. 10.8. Сила давления F_p , действуя со стороны жидкости в цилиндре, прижимает поршень к статору. Реакция статора F_n направлена по нормали к его поверхности к центру O' . Ее составляющая по оси цилиндра уравнивает силу давления F_p , а боковая составляющая F_t уравнивается реакцией стенки цилиндра и образует текущий момент $M_{т.ц}$ относительно оси O . Сумма $M_{т.ц}$ в насосе преодолевается моментом двигателя, а в гидромоторе преодолевает момент сопротивления приводимой машины.

Текущее значение момента

$$M_{т.ц} = F_t(r + x) = pS_n(r + x)\text{tg}\beta.$$

Поскольку, как указывалось выше, $x = e(1 - \cos\alpha)$, $e \ll R$ и, следовательно, $\text{tg}\beta \approx \sin\beta = (e/R)\sin\alpha$:

$$M_{т.ц} \approx pS_n e \sin\alpha(1 - e \cos\alpha/R) \approx pS_n e \sin\alpha. \quad (10.23)$$

Момент, приложенный к блоку цилиндров от действия всех поршней, является суммой значений $M_{т.ц}$:

$$M = \sum M_{т.ц} = p_2 S_n e \sum_{\alpha=0}^{\pi} \sin\alpha - p_1 S_n e \sum_{\alpha=\pi}^{2\pi} \sin\alpha.$$

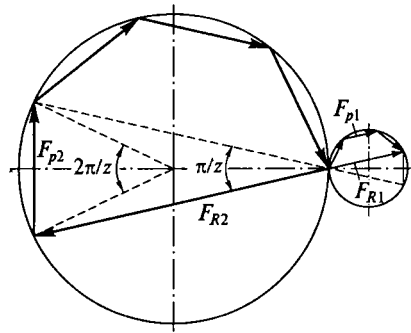
Средние значения сумм синусов углов в пределах $0 < \alpha < \pi$, отличающихся на целое число угловых шагов $2\pi/z$ между двумя соседними цилиндрами, равно z/π . Поэтому

$$M = (p_2 - p_1)2eS_n z / (2\pi) = p_n V_o / (2\pi). \quad (10.24)$$

Зависимость (10.24) является приближенной и аналогична зависимости (10.22), полученной из общих энергетических соображений. В действительности, сравнивая формулу (10.23) для момента с зависимостью (10.19) для подачи, можно видеть, что момент, приложенный к блоку цилиндров поршнями, имеет ту же неравномерность, зависящую от числа цилиндров, что и подача. Кроме чисто геометрической составляющей неравномерности, представляющей собой свойство сумм гармонических функций, истинная неравномерность момента, как и подачи, усугубляется компрессионными процессами, запаздыванием работы системы распределения и пульсациями давления в линиях. Поэтому истинная неравномерность момента, как и истинная неравномерность подачи, описанная ранее, может во много раз превы-

Рис. 10.9. Определение главной радиальной силы, нагружающей ротор радиально-поршневой гидромашин:

F_{p1} — радиальная сила от давления p_1 ;
 F_{p2} — радиальная сила от давления p_2 ;
 F_{R1} , F_{R2} — главные силы в радиальной плоскости; z — число поршней



шать идеальную, что особенно нежелательно для гидромоторов, которые должны развивать моменты с малой неравномерностью во избежание неравномерного хода приводимых ими механизмов.

Силы F_p давления жидкости в цилиндрах суммируются и образуют вектор F_R главной силы, действующей в радиальной плоскости. Построение вектора показано на рис. 10.9. Видим, что

$$F_R = F_{R2} - F_{R1}.$$

Поскольку

$$F_{R1} = \frac{F_{p1}}{2 \sin \left[\frac{\pi}{(2z)} \right]}; \quad F_{R2} = \frac{F_{p2}}{2 \sin \left[\frac{\pi}{(2z)} \right]};$$

$$F_{p1} = p_1 S_n; \quad F_{p2} = p_2 S_n,$$

получаем

$$F_R = \frac{S_n (p_2 - p_1)}{2 \sin \left[\frac{\pi}{(2z)} \right]}. \quad (10.25)$$

Описанные общие для поршневых гидромашин свойства неравномерности подачи, момента и сил присущи всем объемным гидромашинам, работающим по принципу порционного заполнения и опорожнения рабочих камер, и являются недостатками машин этого класса.

10.6. ВЫСОКОМОМЕНТНЫЕ РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ ГИДРОМОТОРЫ

Одной из самых важных и распространенных модификаций радиально-поршневых гидромашин являются высокомоментные гидромоторы. Их применяют в объемных гидропередачах, кото-

рые должны обеспечить медленное, равномерное и регулируемое по частоте вращение приводимого механизма, не зависящее от момента его сопроотивления.

Для получения большого момента без существенного увеличения габаритных размеров гидромотора, т.е. хода h и диаметра d_n поршня, а также без чрезмерного повышения давления и числа поршней следует увеличивать кратность k действия поршней. Тогда

$$M = (p_2 - p_1)V_0/(2\pi) = 2(p_2 - p_1)ezkS_n/(2\pi). \quad (10.26)$$

Обычно $k = 6-8$. Такие гидромоторы позволяют получить частоту вращения от долей оборота до нескольких десятков оборотов в минуту.

На рис. 10.10 приведена конструкция гидромотора шестикратного действия с одиннадцатью поршнями. Четное число кратности действия позволяет устранить радиальные силы давления блока 4 цилиндров на подшипники 7 и 12. Поршни 3 опираются на статор 1 роликами с опорами качения 2, а боковые силы передаются блоку цилиндров ползунами 6.

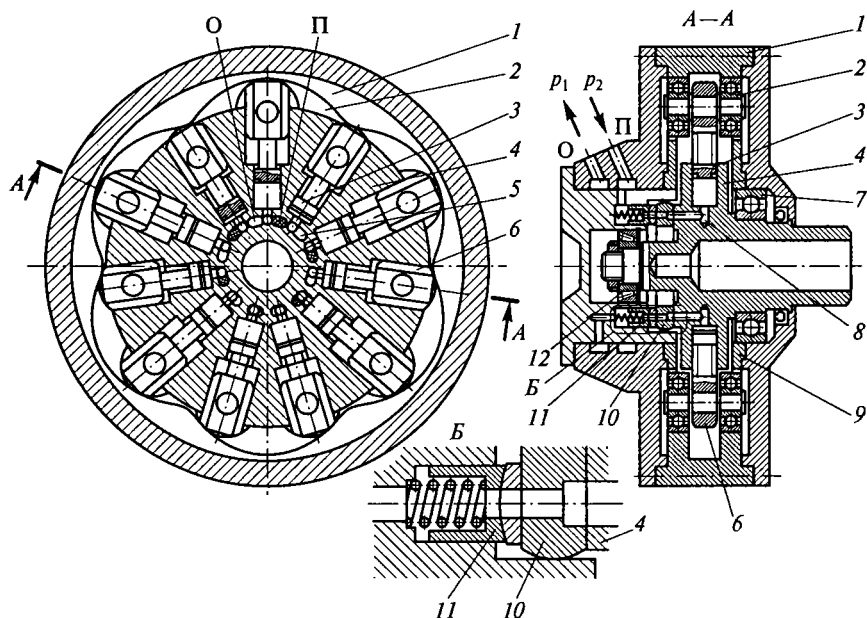


Рис. 10.10. Радиально-поршневой гидромотор многократного действия (высокомоментный гидромотор):

1 — статор; 2 — опора качения роликов; 3 — поршень; 4 — блок цилиндров; 5 — дуговое окно; 6 — ползун; 7, 12 — подшипники; 8 — канал; 9 — контрнавигующий кулачок; 10 — торцовый распределитель; 11 — стакан; O — камера отвода;

П — камера подвода; p_1 — давление отвода; p_2 — давление подвода

Во избежание отрыва поршней 3 от статора 1 при их замедлениях в зонах низкого давления и вследствие этого ударов о статор применены контрнаправляющие кулачки 9 под поршнями 3.

В гидромоторе использована самоориентирующаяся плоская торцовая система распределения, обеспечивающая лучшую герметичность, чем цапфенная, которая обязательно образует с блоком цилиндров технологический зазор. На торцовом распределителе 10 выполнено 2z дуговых окна 5, поочередно соединенных с камерами подвода П и отвода О (окна камеры П перекрестно заштрихованы). Половину каждого углового цикла 2π ($2k$) при движении поршня канал 8 цилиндра соединен с окном камеры О, а другую половину при выдвигании — с окном камеры П. Силовое взаимодействие поршней со статором аналогично рассмотренному на рис. 10.8. Для самоориентации распределителя 10 относительно торца блока цилиндров он установлен и поджат к блоку стаканами 11 со сферическими шайбами, допускающими перекосы распределителя без нарушения герметичности его прилегания к блоку. Одновременно стаканы соединяют окна 5 с камерами подвода П и отвода О жидкости.

10.7. АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Аксиально-поршневые гидромашины при передаче равной мощности по сравнению с другими поршневыми гидромашинami отличаются наибольшей компактностью и, следовательно, наименьшей массой. Имея рабочие органы с малыми радиальными габаритными размерами и, как следствие, с малым моментом инерции, они способны быстро изменять частоту вращения вала. Специальные свойства аксиально-поршневых гидромашин обусловили их широкое применение в качестве регулируемых и нерегулируемых насосов и гидромоторов для гидропередат, обслуживающих подвижные комплексы (дорожные, строительные, транспортные машины, авиационные и судовые системы), а также в следящих гидроприводах большой точности.

По кинематическим схемам, заложенным в основу конструкций, аксиально-поршневые гидромашины разделяют на гидромашины с наклонным блоком цилиндров (рис. 10.11) и с наклонным диском (рис. 10.12).

В гидромашине с наклонным блоком (см. рис. 10.11) ось 4 вращения блока цилиндров наклонена к оси вращения вала 1. В ведущий диск 2 вала заделаны сферические головки 12 шатунов 10, закрепленных также при помощи сферических шарниров 9 в поршнях 8.

При вращении блока цилиндров и вала вокруг своих осей поршни совершают относительно цилиндров возвратно-поступатель-

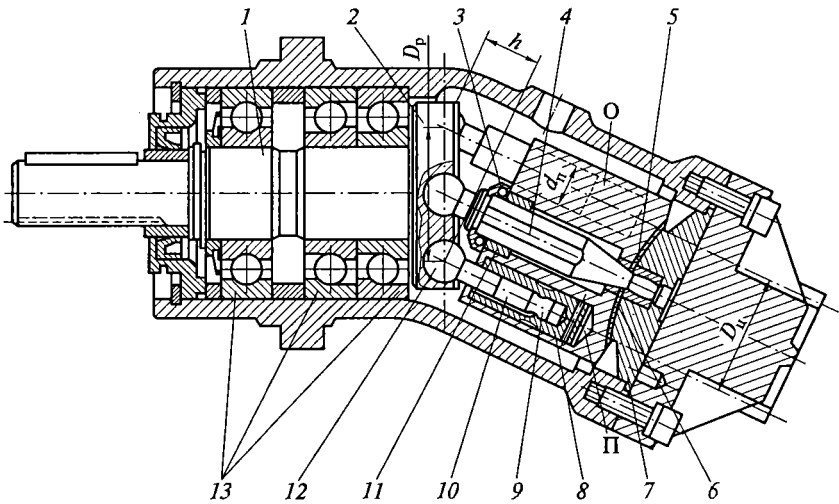


Рис. 10.11. Аксиально-поршневая гидромашина с наклонным блоком цилиндров:

1 — вал; 2 — ведущий диск; 3 — пружина; 4 — ось вращения блока цилиндров; 5 — торец распределителя; 6 — торец блока цилиндров; 7 — распределитель; 8 — поршень; 9 — сферический шарнир; 10 — шатун; 11 — втулка; 12 — головка шатуна; 13 — подшипники; O — камера отвода; П — камера подвода; d_n — диаметр поршня; D_p — диаметр расположения точек контактов головок поршней с поворотной шайбой; $D_ц$ — диаметр расположения осей отверстий в блоке цилиндров; h — ход поршня

ное движение. Синхронизация вала и блока в машине осуществляется шатунами, которые, проходя поочередно через положение максимального отклонения от оси поршня, прилегают к его юбке и, давя на нее, сообщают вращение блоку цилиндров [5]. Для этого юбки поршней выполнены длинными, а шатуны снабжены точными конусными шейками.

В гидромашине с наклонным диском (см. рис. 10.12) блок 1 цилиндров с поршнями 9 вращается вместе с валом 4. Поршни опираются на наклонный диск 11 и благодаря этому совершают возвратно-поступательное движение.

Рассматривая механизм преобразования момента, приложенного к валу насоса, в осевую силу поршня, вытесняющего жидкость, или преобразования осевой силы давления в момент на валу гидромотора, можно видеть, что этот процесс в аксиально-поршневых гидромашине двух рассмотренных типов неодинаков.

В гидромашине с наклонным блоком цилиндров (см. рис. 10.11) сила направлена по оси шарнирно опертого шатуна, который, как показано на рисунке, отклоняется от оси цилиндра на малый угол и поэтому образует весьма малую боковую составляющую

шую, которая определяет малые силы трения поршня о стенку цилиндра.

В гидромашине с наклонным диском (см. рис. 10.12) поршень шарнирно опирается на наклонную поверхность, реакция которой дает осевую составляющую, уравнивающую силу давления жидкости, и боковую составляющую, образующую момент. Консольное приложение боковой составляющей силы приводит к возникновению пятен контакта между поршнем и цилиндром. Контактные силы образуют момент в подвижной заделке поршня в цилиндре, уравнивающий момент от внешней силы. Значительные контактные силы обуславливают и более существенные силы трения, поэтому механический КПД у гидромашин с наклонным блоком выше, чем у гидромашин с наклонным диском, что сказывается на работе гидромоторов, у которых частота вращения вала насоса должна изменяться в широких пределах. При малом значении n , когда скорость поршней мала, между цилиндрами и поршнями возникает граничное трение. Момент трения увеличивается, что вызывает неравномерность вращения гидро-

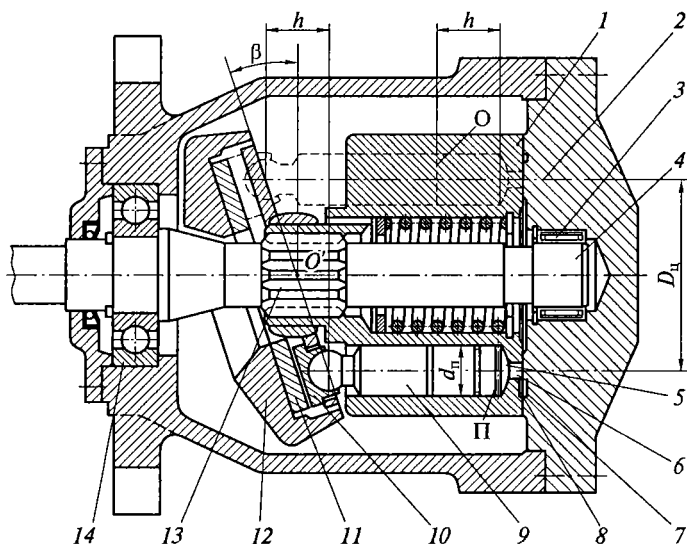


Рис. 10.12. Аксиально-поршневой регулируемый насос с наклонным диском:

1 — блок цилиндров; 2 — крышка корпуса; 3, 14 — подшипники; 4 — вал; 5 — распределитель; 6 — окно цилиндра; 7 — торец распределителя; 8 — торец блока цилиндров; 9 — поршень; 10 — башмак; 11 — наклонный диск; 12 — люлька; 13 — шлицевое соединение; O' — точка приложения равнодействующей сил, действующих на подшипники; β — угол поворотного наклонного диска; остальные обозначения см. на рис. 10.11

моторов с наклонным диском уже при достаточно высоких значениях частоты вращения $n \approx 25 \dots 50 \text{ мин}^{-1}$.

Рост контактных нагрузок ограничивает угол отклонения β наклонного диска величиной $15 \dots 18^\circ$. У гидромашин с наклонным блоком цилиндров значение β ограничено только условиями конструкции, обычно $\beta = 25 \dots 30^\circ$ (в пределах до 40°) [5].

Однако качающий узел гидромашин с наклонным блоком цилиндров (см. рис. 10.11) имеет и существенный недостаток. Сферические головки 12 шатунов 10 опираются на ведущий диск 2, представляющий собой консольный конец вала 1. Приложенные к диску 2 осевые силы и консольные боковые силы сильно нагружают подшипники 13, что приводит к громоздкому подшипниковому узлу.

В гидромашине с наклонным диском (см. рис. 10.12) подшипники нагружены суммой сил, равнодействующая которых приложена в точке O' между подшипниками 14 и 3, поэтому их нагрузка относительно мала. Осевые силы давления передаются непосредственно корпусным деталям — корпусу через люльку 12 и крышке 2 корпуса — через башмаки 10 поршней и распределитель, представляющие собой гидростатические опоры, успешно работающие при высоких давлениях и скоростях скольжения.

Благодаря облегчению подшипников и соосности вала с поршнями, машины с наклонным диском меньше по габаритным размерам и более удобны при встраивании в агрегаты, чем машины с наклонным блоком цилиндров. В малых гидролиниях с наклонным диском, рассчитываемых на использование при небольших частотах вращения и давлении ($p_n < 20 \text{ МПа}$), применяют поршни, имеющие точечный контакт с наклонным диском.

Устранение гидростатических опор обеспечивает некоторое уменьшение объемных потерь, особенно при работе на маловязких жидкостях, поэтому гидромоторы такого типа имеют лучшую равномерность вращения при малых частотах [5].

Для радиально-поршневых машин опора поршней, представляющая собой наклонный диск, должна, во избежание быстрого изнашивания головок поршней из-за проскальзывания, свободно вращаться на радиально-упорном подшипнике [5].

Важнейшим узлом роторно-поршневых гидромашин является *система распределения*. В аксиально-поршневых машинах, как правило, применяют системы распределения торцового типа (рис. 10.13), образованные торцом 1 блока цилиндров, на поверхность которого открываются окна 2 цилиндров, и торцом 8 распределителя.

Функции системы распределения многообразны. Система является упорным подшипником, воспринимающим сумму сил давления от всех цилиндров; переключателем соединения цилин-

дров с линиями p_1 и p_2 ; вращающимся уплотнением, разобщающим линии p_1 и p_2 одну от другой и от окружающих полостей.

Поверхности, образующие систему распределения, должны быть взаимно центрированы, а одна из них (обычно поверхность блока цилиндров) должна обладать небольшой свободой самоориентации для образования слоя смазки.

В схеме, представленной на рис. 10.11, это обеспечивается люфтом между втулкой 11 и осью 4 блока цилиндров, а также сферической формой поверхностей торцов 5 и 6 системы распределения.

Для предотвращения раскрытия стыка системы распределения под действием момента центробежных сил поршней во всех машинах предусмотрен центральный прижим блока пружинами 3 (см. рис. 10.11).

На рис. 10.13, *a* показан торец блока цилиндров с окнами 2 цилиндров, а на рис. 10.13, *б* — торец распределителя с двумя полукольцевыми полостями 3, одна из которых соединена с ли-

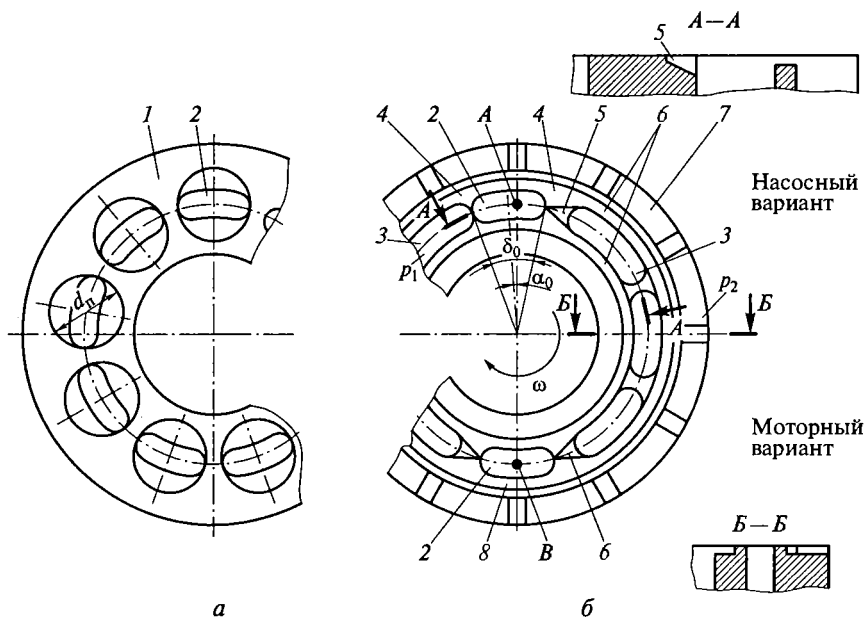


Рис. 10.13. Торцовая система распределения аксиально-поршневых гидромашин:

a — торец блока цилиндров; *б* — торец распределителя; 1 — торец блока цилиндров; 2 — окно цилиндра; 3 — полукольцевая полость; 4 — перемычка; 5 — дросселирующая канавка; 6 — уплотняющий пояс; 7 — опорный пояс; 8 — торец распределителя; *A*, *B* — «мертвые» точки; α_0 — угол опережения; δ_0 — угол раскрытия окна; ω — угловая скорость; остальные обозначения см. на рис. 10.10

нией p_1 , а другая — с линией p_2 . Полости 3 разделены перемычками 4. Насосный вариант — это вариант с асимметричной перемычкой, а моторный — вариант гидромотора с симметричной перемычкой. При вращении блока цилиндров окна 2 перемещаются над полостями 3 и соединяются попеременно с обеими линиями. Проходу над перемычками соответствуют «мертвые» точки А и В, в которых скорость поршня равна нулю. Начало соединения окон 2 с полостями 3 осуществляется через дросселирующие канавки 5. Ширину полостей 3 и их уплотняющих поясков 6 выбирают так, чтобы силы гидростатического давления жидкости со стороны полостей и уплотняющих зазоров почти полностью уравновешивали сумму сил давления жидкости на дно цилиндров блока. Для надежной работы гидромашины нужно, чтобы доля гидростатического уравновешивания сил составляла в среднем 96...98%. Неуравновешенная часть сил воспринимается гидродинамическим подшипником — опорным пояском 7.

В современных высокооборотных гидромашинах, используемых при высоком давлении, стремятся замедлить изменение давления в цилиндрах. Например, при насосном варианте перемычки 4 распределителя насоса смещают против направления вращения машины на угол α_0 опережения и на них выполняют дросселирующие канавки 5, позволяющие регламентировать по углу поворота изменение площади соединения окон с полостями 3. В результате давление в цилиндрах насосов начинает изменяться, не доходя до «мертвых» точек, а сам процесс изменения замедляется. У гидромоторов (моторный вариант), направление вращения которых переменное, распределители всегда симметричны, но благодаря дросселированию и в них удается замедлить изменение давления в цилиндрах.

Дросселирование снижает пики давления, шум и вибрацию, однако с ростом давления и частоты вращения приводит к увеличению неравномерности подачи σ .

Значения полного КПД $\eta = \eta_m \eta_n$ роторно-поршневых гидромашин велики и достигают при средних эксплуатационных давлениях $p_n = 16...30$ МПа величины 0,92...0,93 для гидромашин с наклонным блоком и 0,89...0,91 для гидромашин с наклонным диском и радиально-поршневых.

Коэффициент подачи ϵ рассматриваемых гидромашин зависит главным образом от компрессионных явлений и наружных утечек через неплотности рабочих органов [5].

При средних эксплуатационных давлениях для гидромашин с наклонным блоком $\epsilon = 0,95...0,97$, а для гидромашин с наклонным диском $\epsilon = 0,93...0,95$. Меньшее значение ϵ и соответственно меньшая жесткость характеристики подачи для гидромашин с наклонным диском обусловлены утечками через башмаки и часто большим «мертвым» объемом [5].

Рассмотрев свойства основных типов роторно-поршневых гидромашин, можно сделать выводы о возможностях их применения.

Радиально-поршневые насосы можно изготавливать без подшипников качения для рабочих органов, уравнивающая их целиком гидростатически, поэтому на чистой жидкости они способны длительно работать при весьма высоких давлениях. У них легко регулируется величина V_0 . Однако величина частоты вращения этих насосов ограничена центробежными силами, а момент инерции ротора и радиальные габаритные размеры машин относительно велики. Поэтому радиально-поршневые гидромашин редко используют в качестве быстроходных гидромоторов, они хорошо зарекомендовали себя как высокоэкономичные регулируемые насосы высокого давления стационарных систем.

Аксиально-поршневые гидромашин с наклонным диском наиболее просты в изготовлении, благоприятны по нагруженности подшипников, имеют малые габаритные размеры и удобную для встраивания форму, легко регулируются, однако уступают другим типам роторно-поршневых гидромашин по КПД. Область их применения — насосы и гидромоторы подвижных комплексов.

Гидромашин с наклонным блоком цилиндров имеют высокий КПД и хорошую жесткость характеристики. Однако регулируемые насосы этого типа велики по габаритным размерам. Нерегулируемые и регулируемые гидромоторы этого типа из-за малых механических потерь и утечек имеют наиболее широкий диапазон устойчивых частот вращения и высокого КПД, хотя и уступают по удобству встраивания гидромашинам с наклонным диском. Поэтому гидромашин с наклонным блоком цилиндров благодаря хорошей жесткости характеристик и значению КПД применяют в следящих гидроприводах высокой точности.

В последние годы широкое распространение получили гидропередачи подвижных комплексов, состоящих из насосов с наклонным диском и гидромоторов с наклонным блоком цилиндров, представляющих собой оптимальное сочетание по встраиваемости, КПД и диапазону частот вращения выходного вала.

10.8. РЕГУЛИРОВАНИЕ РОТОРНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН

Регулируемый реверсивный насос с наклонным диском показан на рис. 10.12. Люлька 12 с наклонным диском 11, вращаясь на подшипниках, способна изменять угол наклона β и тем самым ход поршней $h = D_{\text{ц}} \text{tg} \beta$, где $D_{\text{ц}}$ — диаметр расположения осей отверстий в блоке цилиндров, и подачу насоса [5]. Поворот люльки производится за внешний валик регулирования.

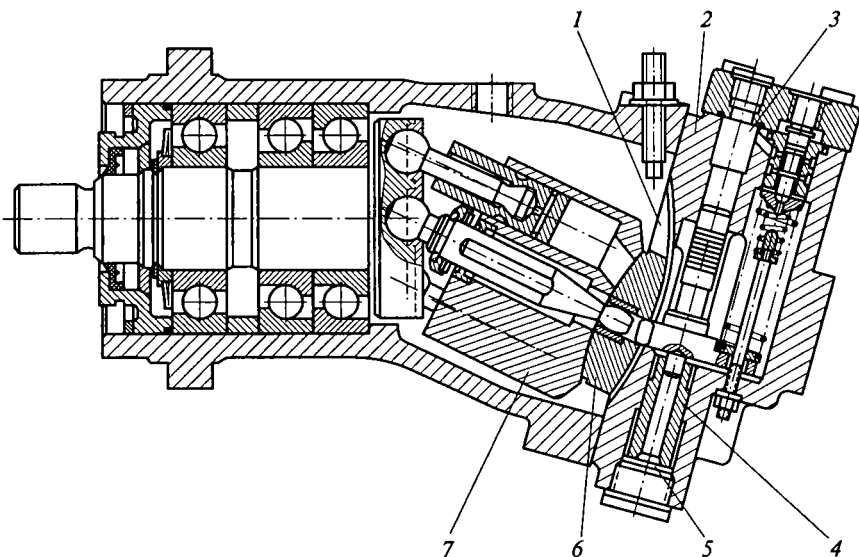


Рис. 10.14. Регулируемый аксиально-поршневой гидромотор с наклонным блоком цилиндров:

1 — цилиндрический паз; 2 — крышка корпуса; 3 — полость; 4 — поршень; 5 — гидроцилиндр; 6 — распределитель; 7 — блок цилиндров

Регулируемый гидромотор, изображенный на рис. 10.14, имеет распределитель 6, скользящий по цилиндрическому пазу 1 в крышке 2 корпуса. Перестановка распределителя и, следовательно, изменение угла отклонения блока 7 цилиндров производится поршнем 4 управляющего гидроцилиндра 5. Угол отклонения уменьшается с 25 до 7° по мере снижения давления в полости 3, присоединенной к линии высокого давления p_2 гидропередачи. Минимальный угол отклонения блока цилиндров в гидромоторе ограничен из-за возможности самоторможения (заклинивания рабочих органов) при малых β . Давление p_2 снижается при уменьшении момента сопротивления на валу гидромотора, что при таком регулировании и неизменности подводимого к гидромотору расхода Q приводит согласно выражению (10.14) к возрастанию частоты вращения выходного вала. Таким образом, регулируемый гидромотор позволяет наилучшим образом использовать мощность двигателя при изменяющемся моменте нагрузки.

Отклонение люльки в крупных ($V_0 > 30 \text{ см}^3$) регулируемых роторно-поршневых насосах производится при помощи вспомогательных следящих гидроприводов [2].

Радиально-поршневые гидромашины управляются так же, как и аксиально-поршневые. Например, статорное кольцо насоса сме-

щается гидроцилиндрами посредством толкателей. В системах, не нуждающихся в непрерывном и быстром регулировании, распространены простейшие винтовые и червячные механизмы для эпизодического изменения рабочего объема гидромашин вручную [2]. Процесс развития кавитации в цилиндрах роторно-поршневого насоса и условия снижения подачи насоса вследствие кавитации аналогичны описанным в подразд. 10.3. Отличие заключается в том, что вместо потерь во всасывающем клапане в роторном насосе существуют потери втекания жидкости во вращающееся с блоком цилиндров окно цилиндра. Такие потери велики и зависят как от расхода, пропускаемого окном, так и от окружной скорости окна. Вторым возможным отличием является действие центробежных сил в направлении втекания жидкости, содействующих заполнению цилиндров, если они расположены наклонно или радиально [5].

Величина максимально допустимой угловой скорости вала насоса при заданном давлении перед входом в насос [5]

$$\omega_{\max} = \frac{\pi}{h\sqrt{C}} \sqrt{\rho(p_1 - p_{н.п})/2}, \quad (10.27)$$

где C — коэффициент кавитации насоса; p_1 — давление перед входом в насос; $p_{н.п}$ — давление упругости насыщенных паров рабочей жидкости.

Формула (10.27) описывает сводный график критических режимов (см. рис. 10.5, *в*), являющийся наиболее полной кавитационной характеристикой насоса.

10.9. ПЛАСТИНЧАТЫЕ И ШЕСТЕРЕННЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Благодаря малым габаритным размерам, удобству встраивания и высокому КПД пластинчатые гидромашины широко применяются в гидроприводах станков и других машин-орудий. Особенно распространены пластинчатые нерегулируемые насосы двукратного действия для работы при давлениях 7... 14 МПа, отличающиеся большой надежностью.

Основными частями простейшего *пластинчатого насоса* однократного действия (рис. 10.15) являются вращающийся ротор 3, помещенный с эксцентриситетом e в неподвижном кольце статора 4. В пазах ротора находятся пластины 5, способные при вращении перемещаться радиально. Их наружные концы скользят по окружности радиусом R_c . В статоре прорезаны окна 6 и 2, соединенные с подводящей и отводящей линиями соответственно. Дуги перемычек между окнами 2 и 6 соответствуют угловому шагу между пластинами $2\pi/z$ (где z — число пластин).

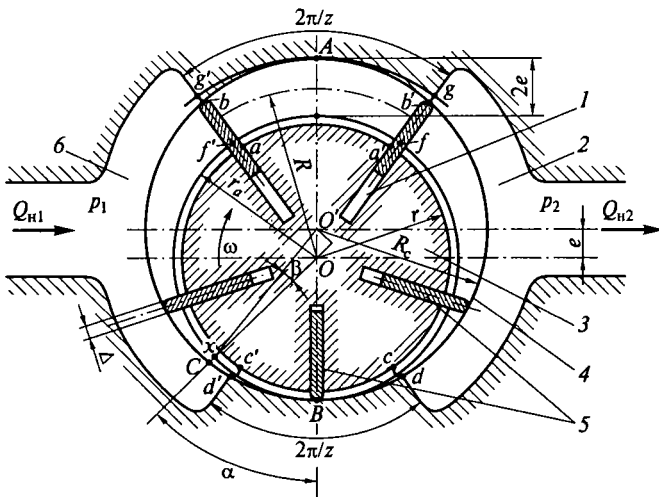


Рис. 10.15. Схема пластинчатого насоса однократного действия:

1 — полость; 2 — окно высокого давления; 3 — ротор; 4 — статор; 5 — пластины; б — окно низкого давления; А, В — «мертвые» точки; $OO'C$ — треугольник, определяющий закон выдвигания пластин $x = f(\alpha)$; $abb'a'$ — максимальная площадь между пластинами; $cdd'c'$ — минимальная площадь между пластинами; $fgg'f'$ — участок кольца со средним радиусом R ; e — эксцентриситет; r — радиус ротора; r_a — активный радиус ротора; R_c — радиус статора; $Q_{н1}$, $Q_{н2}$ — соответственно подача на входе и выходе насоса; z — число пластин; Δ — толщина пластины; остальные обозначения см. на рис. 10.1

Рабочий объем пластинчатой машины определяется радиусом статора R_c и активным радиусом r_a ротора, связанными соотношением $R_c - r_a = e$, где e — эксцентриситет. Радиус r_a больше радиуса r ротора на величину минимального зазора между ротором и статором против «мертвой» точки В.

Когда объем между двумя соседними пластинами находится против нижней «мертвой» точки В, он минимален, при нахождении против верхней «мертвой» точки А — максимален. За один оборот ротора из области с давлением p_1 в область с давлением p_2 переносится z объемов (по числу пластин), характеризуемых разностью максимальной $abb'a'$ и минимальной $cdd'c'$ площадей между пластинами. Приблизительно разность этих площадей можно представить как участок кольца $fgg'f'$ со средним радиусом $R = r_a + e$, где r_a — активный радиус ротора, и шириной $2e$ за вычетом толщины пластины Δ . Тогда максимальный объем между пластинами

$$V_k = (2\pi R/z - \Delta)2eb,$$

где b — ширина статора; z — число пластин.

Рабочий объем машины

$$V_0 = zV_k = 2eb(2\pi R - z\Delta).$$

Закон выдвигания пластин $x = f(\alpha)$ аналогичен закону движения треугольника $OO'C$ механизма радиально-поршневой машины (см. рис. 10.8). Следовательно, зависимость $x = f(\alpha)$ в рассматриваемом случае такая же, как и для поршневых гидромашин, и вытеснение жидкости пластинами при их перемещении по перемычкам происходит согласно закономерностям (10.16) и (10.17). Поэтому для пластинчатых гидромашин неравномерность подачи $\sigma = f(z)$ согласно выражению (10.20) такая же, как и для поршневых, и число пластин в машинах однократного действия всегда выбирают нечетным.

При работе пластины должны быть прижаты к статорному кольцу. Начальный прижим пластин в насосе обычно осуществляется под действием центробежных сил и иногда пружин, а рабочий прижим производится под действием гидростатических сил давления жидкости на внутренние торцы пластин из полостей I (см. рис. 10.15). В насосах, предназначенных для работы при более высоких давлениях ($p_n \approx 14 \dots 16$ МПа), эти полости обычно сообщаются соответственно с окнами высокого и низкого давления, как было описано ранее. Нетрудно видеть, что наряду с увеличением рабочего объема достигается частичное гидростатическое уравновешивание пластин, благодаря которому уменьшаются контактные нагрузки между пластинами и статором и увеличивается механический КПД. При этом конструкция насоса усложняется. В насосах среднего и низкого давления ($p_n \leq 7$ МПа) во все полости I подводят жидкость под высоким давлением p_2 , что упрощает конструкцию, но повышает объемные и механические потери в области низкого давления.

Необходимость использования центробежных сил для выдвигания пластин ограничивает минимальную частоту вращения пластинчатых насосов значением $n_{\min} > (0,4 \dots 0,6)n_{\max}$. Особенно важно это в начальный период после пуска насоса, когда рабочая жидкость еще холодна и ее вязкость велика.

Под действием полной разности давлений $p = p_2 - p_1$ на рабочую поверхность вытесняющей пластины и силы трения на ее скользящей кромке пластина изгибается. При этом создается момент, защемляющий ее в пазу ротора. Во избежание быстрого изнашивания пластин и заклинивания их в пазах максимальный вылет пластин $2e$ должен быть меньше, чем часть пластины, погруженная в ротор, что ограничивает возможность увеличения объема V_0 при заданном радиусе статора R_c путем увеличения эксцентриситета e .

Трение пластин о статор и возможное снижение подачи вследствие кавитации лимитирует максимальную частоту вращения и, следовательно, максимальную подачу насоса.

При необходимости изменения подачи используют регулируемые пластинчатые насосы [2, 5]. Изменение подачи осуществляется за счет изменения эксцентриситета e в процессе работы насоса, что приводит к изменению рабочего объема V_0 согласно выражению (10.29).

Пластинчатые насосы используют при давлениях 10...12 МПа. Ограничение величины давления обусловлено контактными нагрузками между пластинами и статором, а также односторонней нагрузкой ротора силами давления со стороны полости, находящейся под давлением p_2 . Силы давления нагружают подшипники и при больших значениях p_n ограничивают срок их службы.

Полной уравниваемости ротора удается достигнуть в пластинчатых машинах двукратного действия [2]. Пластинчатые насосы двукратного действия [5] предназначены для работы при невысоком давлении ($p_n \leq 7$ МПа). Пластины таких насосов не разгружены от радиальных сил, и поэтому, особенно в зоне всасывания, трение пластин о статор велико, что снижает механический КПД. Во избежание изнашивания пластин и статора такие насосы для больших давлений не применяют.

Пластины могут быть разгружены при усложнении конструкции. Насосы с разгруженными пластинами можно использовать при давлении до 14 МПа и кратковременно при пиковых нагрузках до 17 МПа [2, 5].

Утечки в пластинчатых машинах происходят по зазорам: между торцами ротора и боковых дисков, между пластинами и пазами ротора, между боковыми дисками и корпусом и на перемычках, между наружными торцами пластин и статором, а также между боковыми торцами пластин и боковыми дисками. Детали качающего узла (ротор с пластинами, статор, боковые диски) должны изготавливаться с высоким классом точности и чистоты обработки.

Достоинством пластинчатых гидромашин двукратного действия является возможность быстрой замены без демонтажа насоса всего комплекта качающего узла (статор, ротор, боковые диски) в случае его изнашивания, а также возможность получения насосов с разными рабочими объемами путем изменения только радиуса и сопрягающего профиля статора.

Недостатком конструкции насосов двукратного действия является невозможность выполнять их регулируемыми.

Пластинчатые насосы имеют удовлетворительную всасывающую способность и могут работать без подпора перед входом в насос. Минимально допустимое давление и максимальная частота вращения определяются для них, как и для поршневых насосов, суммой потерь давления от входа в насос до полости рабочей камеры. Подводящие каналы в корпусе и подводящие окна выполняют всегда большими, и они представляют собой малое сопротивление (скорость жидкости в окнах не более 2 м/с). В пластинча-

тых насосах имеют место потери на входе во вращающуюся камеру между пластинами и потери на преодоление центробежных сил вращающейся в камерах жидкости. Центробежное повышение давления, в противоположность радиально-поршневым насосам, действует навстречу втекающему потоку и должно преодолеваться за счет давления на входе в насос p_1 . При этом в камере давление не должно понижаться менее допустимого p_{\min} .

Минимальное давление p_{\min} , при котором из-за интенсивного выделения растворенного воздуха из жидкости подача начинает снижаться, можно принимать $p_{\min} \approx 0,04 \dots 0,05$ МПа.

Исходя из сказанного, для пластинчатых насосов по условиям снижения подачи вследствие кавитации принимают допустимое минимальное давление перед входом в насос $p_{1\min} = 0,07 \dots 0,08$ МПа; ориентировочное максимальное значение скорости потока на выходе из насоса $6 \dots 7$ м/с. Приведенные рекомендации позволяют оценить условия работы насоса для обеспечения его бескавитационной работы.

Пластинчатые гидромашины обратимы, однако большинство насосов этого типа не могут быть использованы как гидромоторы без видоизменения конструкции. Причиной этого является широта диапазона изменения частот и переменность направления вращения у гидромоторов. Схема рабочих органов пластинчатого гидромотора двукратного действия показана на рис. 10.16. В нем из-за

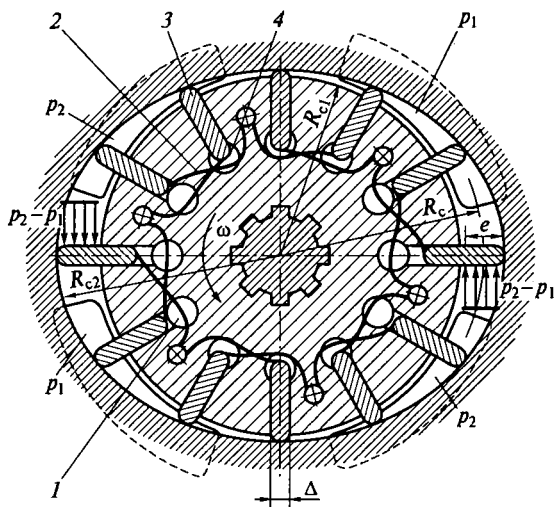


Рис. 10.16. Схема рабочих органов пластинчатого гидромотора двукратного действия:

1 — полость под пластинами; 2 — пружина; 3 — пластина; 4 — внутренний торец пластины; R_{c1} , R_{c2} — минимальный и максимальный радиус статора; остальные обозначения см. на рис. 10.15

переменности направления вращения пластины 3 могут устанавливаться только радиально. Переменность частоты вращения и, следовательно, отсутствие стабильных центробежных сил, выдвигающих пластины, требует применения их принудительного выдвигания. Для этого используют пластинчатые пружины 2 под торцами пластин 3. Так как из-за возможных усталостных разрушений пружины могут являться элементами ненадежности, для ведения пластин используют также внутренние кулачки, эквидистантно повторяющие профиль статора. При малых значениях частоты вращения пластины опираются на них внутренними торцами 4.

Коэффициент полезного действия пластинчатых гидромоторов достигает 0,8. Основные потери в пластинчатых гидромоторах механические, составляющие три четверти всех потерь энергии.

Шестеренные гидромашины благодаря простоте конструкции получили широкое распространение в качестве нерегулируемых насосов, применяемых для питания гидропередаточных устройств небольшой мощности с дроссельным управлением, для подачи смазочного материала, для питания систем управления.

Шестеренный насос с наружным зацеплением (рис. 10.17) представляет собой пару чаще всего одинаковых шестерен 1 и 8, находящихся в зацеплении и помещенных в камеру, стенки которой охватывают их со всех сторон с малыми зазорами. Камеру образуют корпус 14 и боковые диски 2 и 13. По обе стороны области

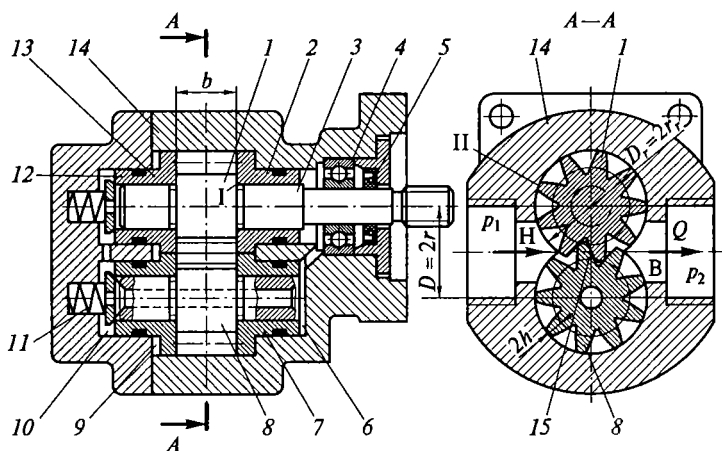
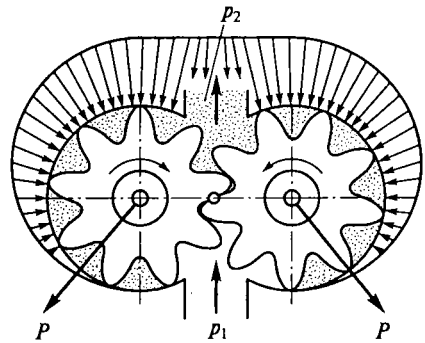


Рис. 10.17. Шестеренный насос:

1, 8 — шестерни; 2, 13 — боковые диски; 3 — вал; 4 — подшипник качения; 5 — уплотнение; 6, 10 — области насоса; 7, 12 — подшипники скольжения; 9 — камера; 11 — пружина; 14 — корпус; 15 — область зацепления; В, Н — полости высокого p_2 и низкого p_1 давления соответственно; b — ширина шестерни; D, r — диаметр, радиус начальной окружности шестерни; D_p, r_p — диаметр, радиус наружной окружности шестерни; $2h$ — высота головки зуба шестерни; Q — подача

Рис. 10.18. Распределение давления жидкости по окружности шестерен:
 P — равнодействующие силы давления;
 p_1, p_2 — соответственно низкое и высокое давление



зацепления 15 в корпусе имеются полости В и Н, соединенные с линиями высокого p_2 и низкого p_1 давления соответственно. Перекачиваемая из полости В жидкость заполняет впадины между зубьями и перемещается в полость Н, где вытесняется в линию с давлением p_2 .

Процесс подачи шестеренной гидромашины подробно рассмотрен в работе [5].

На рис. 10.18 показана схема распределения давления жидкости по периметру шестерен. Благодаря утечкам между корпусом и головками зубьев давление постепенно снижается от p_2 до p_1 . Действие давления сводится к равнодействующим P , которые порождают значительные нагрузки на подшипники 7 и 12 (см. рис. 10.17). Неравномерность подачи вызывает пульсацию этих нагрузок. Увеличение числа зубьев, вызывая увеличение размеров шестерен, приводит к возрастанию нагрузок на подшипник. В любом случае из-за неблагоприятных условий работы подшипников необходимо увеличивать их размеры, а следовательно, и размеры насоса.

В шестеренных гидромоторах большие значения коэффициента неравномерности подачи σ вызывают неравномерность вращения и пульсации давления в гидропередаче, поэтому шестеренные гидромоторы применяют сравнительно мало.

Потери энергии на трение в шестеренных насосах велики и обусловлены трением торцов шестерен о боковые диски 2 и 13, торцов зубьев о корпус 14 и трением в подшипниках 7 и 12 и уплотнениях 5.

Утечки из области, находящейся под давлением p_2 , в область с давлением p_1 происходят через торцовые, радиальные зазоры и неплотности зацепления в области 15. В шестеренных насосах, в отличие от пластинчатых, радиальные зазоры трудно сделать самоуплотняющимися. Их величина определяется только точностью изготовления корпуса, шестерен и подшипников. Износ подшипников нарушает герметичность насоса. Для уменьшения утечек по торцовым зазорам часто применяют гидравлический поджим боковых дисков. Для этого в камеры 9 под диски 13 подводят жид-

кость под давлением p_2 . Начальный поджим производится пружинами 11. Для самоориентации шестерен 1 и 8 между боковыми дисками, а также для отвода утечек области 6 и 10 за торцами осей шестерен соединяют с областью, находящейся под давлением p_1 . Незначительная остаточная осевая сила, действующая на ведущий вал, воспринимается подшипником 4.

Из-за отсутствия самоуплотнения радиальных зазоров утечки в шестеренных гидромашинах при прочих равных условиях больше, чем в пластинчатых. Развитые поверхности трения вызывают значительные механические потери, поэтому КПД гидромашин наружного зацепления не превышает 0,6...0,7. При использовании простейшего наружного зубчатого зацепления относительно большими являются габаритные размеры и масса шестеренных гидромашин. Шестеренный насос чрезвычайно трудно сделать с регулируемым объемом V_0 . Устранение приведенных недостатков связано с усложнением конструкции шестеренных машин.

Так, равномерность подачи можно увеличить путем применения косозубых и шевронных шестерен [5].

Более высокие энергетические и массовые показатели имеют шестеренные насосы с внутренним зацеплением (рис. 10.19). Ведущей большей частью является внутренняя шестерня 4 с наружными зубьями. Подводящее 1 отводящее 3 окна размещаются в боковых крышках корпуса. Охватывающая шестерня 2 с внутренними зубьями вращается в расточке корпуса, образуя с ним развитый подшипник скольжения, способный работать под большими нагрузками. Между шестернями размещается серпообразный уплотняющий элемент 5.

По размерам и массе насосы с внутренним зацеплением при одинаковых рабочих объемах практически не уступают пластинчатым и значительно превосходят насосы с наружным зацеплением. Преимуществом насосов с внутренним зацеплением по сравнению с пластинчатыми является отсутствие контактного трения, возникающего между пластинами и статором и ограничивающего

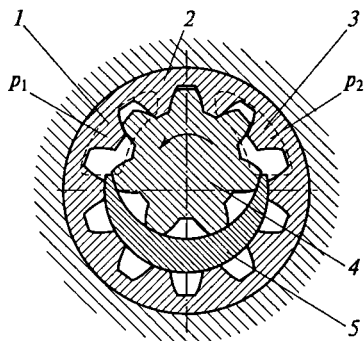


Рис. 10.19. Шестеренный насос с внутренним зацеплением:

1 — подводящее окно; 2 — охватывающая шестерня; 3 — отводящее окно; 4 — внутренняя шестерня; 5 — уплотняющий элемент; p_1 , p_2 — соответственно низкое и высокое давление

максимальное давление пластинчатого насоса. В насосе с внутренним зацеплением шестерни ориентированы подшипниками и всюду, кроме места зацепления, могут быть гарантированы зазоры, определяемые точностью изготовления. Если точность изготовления позволяет получать малые зазоры, такие насосы способны работать с малыми утечками при давлениях, превосходящих пределы, доступные для пластинчатых гидромашин. При высоких давлениях (свыше 20 МПа) фактором, ограничивающим давление насоса с внутренним зацеплением, становится работоспособность подшипников. При обеспечении долговечности подшипников и высокой точности изготовления шестерен насосы такого типа превосходят по энергоемкости и КПД пластинчатые гидромашины и успешно конкурируют с нерегулируемыми поршневыми.

Шестеренные гидромашины с внутренним зацеплением являются машинами высокого класса, требующими высокой точности изготовления. Наиболее широко распространены простейшие шестеренные насосы с наружным зацеплением, имеющие наименьшую стоимость из всех объемных гидромашин. Их применяют в менее ответственных случаях при средних и малых давлениях ($p_n < 10$ МПа) для реализации небольших мощностей.

Процессы заполнения при всасывании жидкости камер пластинчатого насоса и впадин между зубьями шестеренного насоса в основном одинаковы, поэтому все изложенное о всасывающей способности пластинчатых насосов может быть отнесено к шестеренным.

10.10. ГИДРОЦИЛИНДРЫ

Гидроцилиндры широко применяют в строительных, землеройных, подъемно-транспортных, дорожных машинах, автомобилях, а также в технологическом оборудовании — металлорежущих станках, кузнечно-прессовых машинах.

Гидроцилиндр одностороннего действия (рис. 10.20, *a*) имеет плунжер 1, перемещаемый силой давления жидкости в одну сторону. Обратный ход плунжера совершается под действием внешней силы F , если она действует непрерывно, или пружины 2. Единственное наружное уплотнение плунжера состоит из основного 3 и грязезащитного 4 уплотняющих элементов. Гидроцилиндр двустороннего действия (рис. 10.20, *б*) имеет поршень 5 со штоком 7, уплотненные внутренним 6 и наружным 8 уплотнителями. Разница полной S и кольцевой S' площадей поршня ведет к различию в используемом давлении p при перемещении влево и вправо, если преодолеваемая внешняя сила F одинакова. Если к цилиндру подводится постоянный расход Q , разница площадей приводит в зависимости от направления перемещения к различию скоростей движения поршня.

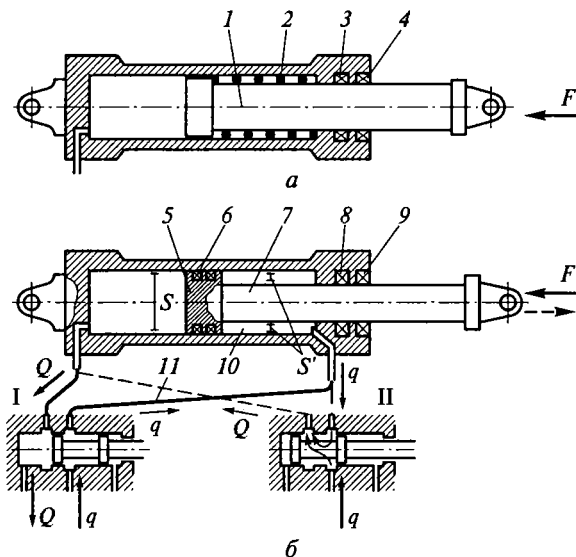


Рис. 10.20. Гидроцилиндр:

a — одностороннего действия с возвратной пружиной; *б* — двустороннего действия с управлением по дифференциальной схеме; 1 — плунжер; 2 — пружина; 3 — основное уплотнение; 4 — грязезащитное уплотнение; 5 — поршень; 6 — внутренние уплотнения; 7 — шток; 8 — основное наружное уплотнение; 9 — грязезащитное наружное уплотнение; 10 — штоковая полость; 11 — питающая линия; I, II — позиции золотника управления; F — внешняя сила; S — полная площадь поршня; S' — кольцевая площадь поршня; Q , q — соответственно подача и слив потока

Для устранения этих явлений, когда они нежелательны, такие гидроцилиндры включают при помощи золотника по дифференциальной схеме (позиции I и II золотника), при которой штоковая полость 10 непрерывно соединена с питающей линией 11. Если $S' = S/2$, то при движении вправо (позиция золотника I) и влево (позиция золотника II) скорость $v = Q/S'$ и сила $F = pS'$ будут одинаковы.

Для получения полной симметрии сил и скоростей применяют гидроцилиндры с двусторонним штоком (рис. 10.21) с одним внутренним 1 и двумя 3 и 4 наружными уплотнениями. В этом случае конструкция с закрепленным штоком (рис. 10.21, *a*) в 1,5 раза короче, чем конструкция с закрепленным гидроцилиндром и золотником управления (рис. 10.21, *б*).

Число уплотнений, являющихся источниками трения и места наружных и внутренних утечек, определяет объемный и механический КПД гидроцилиндра, а также его надежность. С этой точки зрения из рассмотренных меньший КПД при прочих равных условиях имеет гидроцилиндр с двусторонним штоком.

Схема трехскоростного гидроцилиндра с двумя уровнями развиваемой силы показана на рис. 10.22. Такие гидроцилиндры распространены в прессовом оборудовании. Быстрый ход сближения со скоростью $v_1 = Q/S_1$ осуществляется заполнением полости через подвод *б* при гидролиниях *1* и *3*, соединенных с областью слива. Рабочий ход с малой скоростью $v_2 = Q/(S_1 + S_2)$ на коротком пути осуществляется при питании полостей *4* и *5* через подводы *1* и *3*. При этом гидроцилиндр, используемый при максимальной рабочей площади, развивает максимальную силу $F = p(S_1 + S_2)$ при наименьшем давлении p . Быстрый возвратный ход со скоростью $v_3 = Q/S_3$ производится при заполнении полости *4* через линию *3*, линии *1* и *б* при этом соединены с областью слива.

Телескопические гидроцилиндры (рис. 10.23) применяют в случаях, когда желаемый ход превышает допустимую установочную

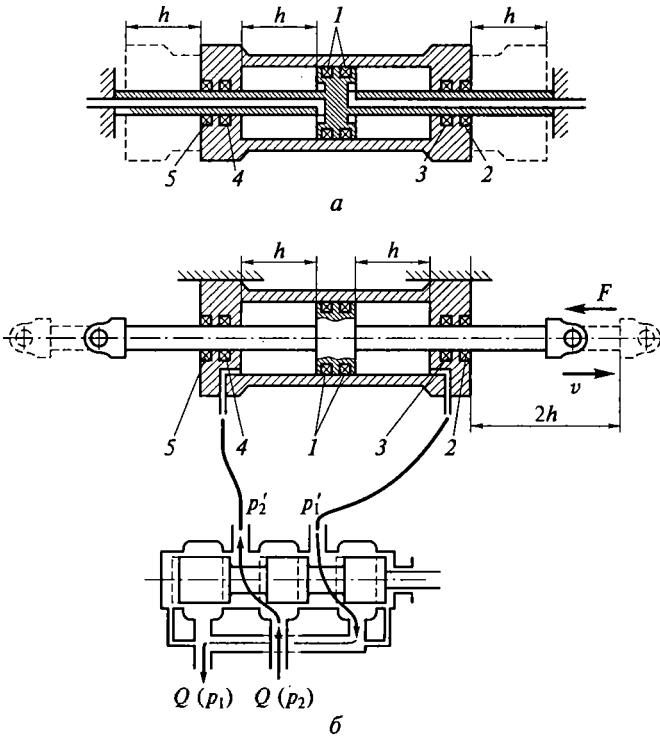


Рис. 10.21. Гидроцилиндр с двусторонним штоком:

а — с закрепленным штоком; *б* — с закрепленным гидроцилиндром и золотником управления; *1* — внутренние уплотнения; *2, 5* — грязезащитные наружные уплотнения; *3, 4* — основные наружные уплотнения; *F* — внешняя сила; *h* — ход поршня; p_1, p'_1 — низкое давление; p_2, p'_2 — высокое давление; Q — расход; v — скорость поршня

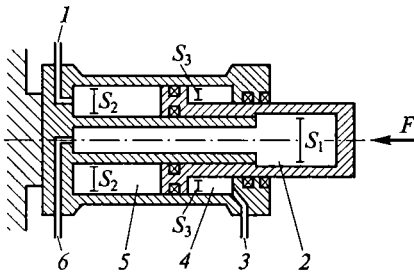


Рис. 10.22. Трехскоростной гидроцилиндр:

1, 3, 6 — гидролинии (подводы); 2 — внутренний гидроцилиндр; 4, 5 — полости; F — внешняя сила; S_1 — площадь гидроцилиндра 2; S_2, S_3 — соответственно площадь полостей 5 и 4

длину гидроцилиндра. Выдвижение секций гидроцилиндра, если он питается через линию 7 от источника постоянного расхода Q (например, объемный насос), будет происходить с разными скоростями и, если преодолеваемая сила F постоянна, при разных давлениях.

При выдвигении первым смещается до упора поршень 1 с малой скоростью $v_1 = Q/S_1$ при меньшем давлении $p_1 = F/S_1$. После полного выдвигения поршня 1 начинает перемещаться до полного выдвигения поршень 6, площадь которого S_2 . При этом скорость увеличивается до $v_2 = Q/S_2$, а давление возрастает до $p_2 = F/S_2$. Вдвижение секций производится либо под действием силы F , либо путем подачи расхода Q через линию 5 в полость 2 и 3 через рукав 4.

Известно применение телескопических цилиндров, имеющих до шести секций.

Во многих случаях гидроцилиндры работают в тяжелых условиях при внезапно изменяющихся нагрузках и неблагоприятных климатических условиях. Для защиты от попадания влаги и грязи предусматривают двойные наружные уплотнения (например, 3 и 4) с грязезащитными уплотнениями 2 и 5 (см. рис. 10.21), а иногда и резиновые сильфоны 4 (рис. 10.24), целиком закрывающие шток при выдвигении. Для защиты от ударов поршня о крышку гидро-

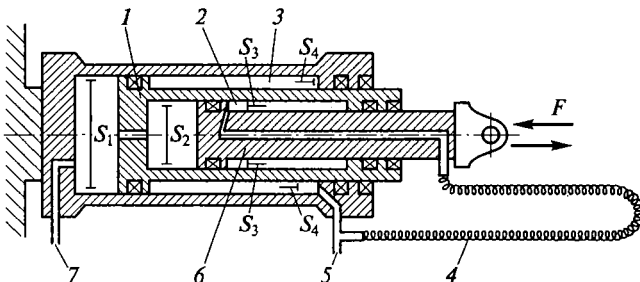


Рис. 10.23. Телескопический гидроцилиндр:

1, 6 — поршни; 2, 3 — полости; 4 — рукав; 5 — гидролиния; 7 — подвод; F — внешняя сила; S_1, S_2 — соответственно площадь цилиндров с поршнями 1 и 6; S_3, S_4 — соответственно площади полостей 2 и 3

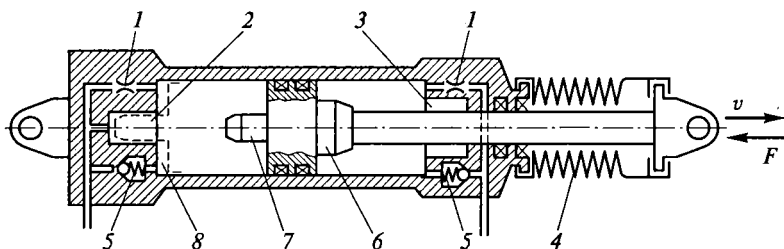


Рис. 10.24. Гидроцилиндр с концевыми дроссельными тормозами и защищенным штоком:

1 — дроссель; 2, 3 — гнезда; 4 — резиновый сильфон; 5 — обратные клапаны; 6, 7 — выступы поршня; 8 — кольцевой объем; остальные обозначения см. на рис. 10.21

цилиндра в конце хода устанавливают концевые тормозные устройства. В крышках гидроцилиндра выполнены гнезда 2 и 3, а на поршне соответствующие им цилиндрические выступы 7 и 6, образующие с гнездами малые зазоры. В конце хода кольцевой объем 8 будет выдавливаться через дроссель 1 и кольцевую щель, сопротивление которых велико, и скорость поршня уменьшится. Для быстрого заполнения цилиндра в начале хода в обход дросселя 1 и щели предусмотрены обратные клапаны 5.

Требованием к гидроцилиндрам, работающим в грузоподъемных механизмах, является способность удерживать нагрузку при неподвижном поршне без подачи жидкости от насоса. Схема фиксирующего устройства на поршне представлена на рис. 10.25. При равенстве давления в обеих полостях 5 и 7 гидроцилиндра пружины 4 смещают шарики 3 на коническую поверхность 2, и шарики заклинивают поршень 6. При подаче жидкости от насоса в одну из полостей в ней повышается давление и скользящий уплотняющий элемент 1 смещается. Таким образом, перед началом движения поршня шарики выталкиваются из кольцевой конусной щели и не препятствуют движению поршня. Такая система вследствие изнашивания стенок цилиндров применима только при малых нагрузках.

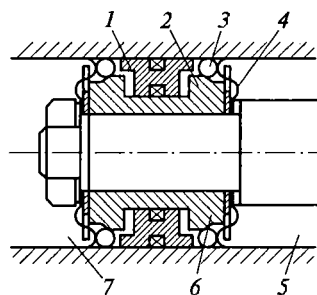


Рис. 10.25. Поршень гидроцилиндра с фиксирующими устройствами:

1 — уплотняющий элемент; 2 — коническая поверхность; 3 — шарик; 4 — пружина; 5, 7 — полости гидроцилиндра; 6 — поршень

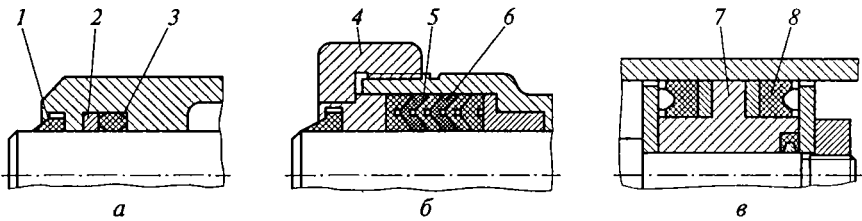
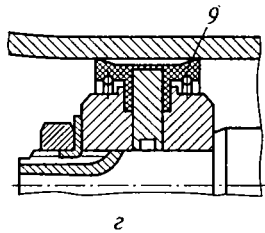


Рис. 10.26. Уплотнения штоков (*а, б*) и поршней (*в, з*) гидроцилиндров:



а — круглым резиновым кольцом; *б, в* — V-образными манжетами; *з* — двусторонней манжетой; *1* — защитное кольцо; *2* — пластиковое упорное кольцо; *3* — резиновое кольцо; *4* — гайка; *5* — разделительная пластиковая манжета; *6* — уплотняющая резиновая манжета; *7* — направляющий пояс манжеты; *8* — манжета; *9* — двусторонняя манжета

При больших нагрузках положение поршня фиксируется гидравлическими замками, представляющими собой управляемые обратные клапаны.

Объемный КПД гидроцилиндра

$$\eta_o = vS/Q = vS/(vS + q),$$

где v — скорость поршня; S — площадь поршня; Q — расход; q — утечки по поршню и штоку.

В исправно и длительно работающем уплотнении обязательно существует утечка в виде смазывающей пленки, выносимой из полости на металлической поверхности, скользящей по уплотнению. Работа в режиме граничного или сухого трения без такой пленки сокращает срок службы уплотнений.

Механический КПД гидроцилиндра

$$\eta_m = F/(\Delta p S) = F/(F + F_{тр}),$$

где Δp — разность давлений в рабочих полостях; F — внешняя сила; $F_{тр}$ — суммарная сила трения в уплотнениях.

Эффективность работы гидроцилиндров, их КПД зависит в основном от работы уплотнений поршней и штоков (рис. 10.26). Уплотнение, показанное на рис. 10.26, *а*, состоит из резинового кольца *3* с пластиковым упорным кольцом *2* и защитного кольца *1*, предохраняющего основное уплотнение от попадания грязи. Конструкция, изображенная на рис. 10.26, *б*, является пакетом V-образных манжет: уплотняющих *6* из резины и разделительных *5* из пластика. Гайкой *4* пакет может сжиматься для компенсации

износа. На рис. 10.26, *в* и *г* представлены уплотнения поршней двустороннего действия: уплотнение высокого давления манжетами 8 поршня с направляющим поясом 7 и уплотнение двусторонней манжетой 9, служащей одновременно направляющим элементом. Последнее предназначено для умеренных давлений. Для надежной и продолжительной работы уплотнений и, следовательно, гидроцилиндров необходима обработка рабочих поверхностей цилиндров и штоков до шероховатости $Ra\ 0,2$.

11.1. ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

Гидроаппаратами называют устройства, служащие для управления потоками жидкости: изменения или поддержания заданного давления или расхода, а также изменения направления движения потока.

Среди гидроаппаратов можно выделить три наиболее характерных типа.

Гидрораспределители — устройства, основным назначением которых является изменение согласно внешнему управляющему воздействию направления движения потоков жидкости в нескольких гидролиниях. Наиболее широко применяют золотниковые гидрораспределители.

Клапаны — устройства, способные изменять проходную площадь, пропускающую поток, под его воздействием. Основное назначение клапанов — поддерживать в полостях гидросистем давление жидкости в заданных пределах независимо от пропускаемого расхода (напорные и редуцирующие клапаны), ограничивать в безопасных пределах повышение давления (предохранительные клапаны), допускать движение потока в одном определенном направлении (обратные клапаны).

Дроссели — регулирующие устройства, способные устанавливать определенную связь между перепадом давлений до и после дросселя и пропускаемым расходом.

Часто гидроаппараты совмещают функции основных перечисленных типов. Например, гидрораспределители кроме распределительных функций выполняют функции дросселей, а клапаны используются как элементы, распределяющие потоки.

Гидроаппараты совместно с гидромашинами (насосами и гидродвигателями) образуют гидросистемы и, в частности, гидропередачи.

Гидрораспределители разделяют по типу запорно-регулирующих элементов на золотниковые, крановые и клапанные.

Простейший двухпозиционный золотниковый гидрораспределитель, представленный на рис. 10.20, б, служит для изменения направления движения поршня гидроцилиндра и способен рабо-

тать в двух крайних позициях I и II. Такой гидрораспределитель выполняет только функции позиционного переключателя и не может выполнять регулирующие функции, т.е. плавно и непрерывно изменять скорость и направление движения поршня в гидроцилиндре.

Четырехщелевой золотниковый гидрораспределитель, выполняющий функции как переключателя, так и регулирующего органа (см. рис. 10.21, б), предназначен для управления движением жидкости по четырем гидролиниям.

Расчет параметров такого гидрораспределителя и его расходные характеристики представлены в работе [5].

Линейность связи между расходом Q и величиной смещения золотника является важнейшим свойством золотникового гидрораспределителя как регулирующего устройства. Питание гидроприводов (см. рис. 10.21) осуществляется большей частью насосными установками с переливным клапаном, которые подают жидкость при $p_n \approx p \approx \text{const}$. Если к штоку гидроцилиндра приложена постоянная сила $F = pS$ (где S — площадь поршня), то скорость поршня будет прямо пропорциональна смещению золотника.

Если сила F или давление p изменяются незначительно, то сила F и при постоянной скорости поршня $v = Q/S$ прямо пропорциональна смещению.

Таким образом, золотниковый гидрораспределитель как регулирующий гидроаппарат позволяет осуществить простейшую наиболее удобную связь между величиной смещения, скоростью золотника и силой F при управлении гидродвигателями.

На рис. 11.1 показаны запорно-регулирующие элементы трех возможных типов: с положительным, нулевым и отрицательным перекрытиями.

При положительном перекрытии, когда длина поршня t больше длины перемычки гильзы m , образуются наиболее протяженные уплотняющие щели с гильзой; это уменьшает утечки или при

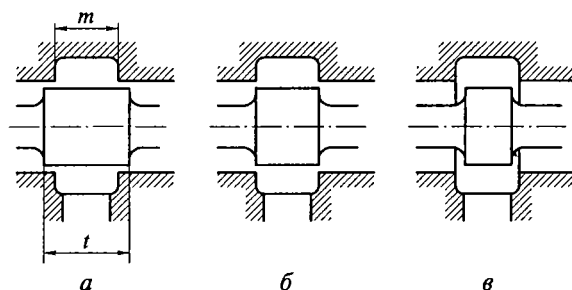


Рис. 11.1. Запорно-регулирующие элементы с перекрытием:

a — положительным; $б$ — нулевым; $в$ — отрицательным; t — длина поршня; m — длина перемычки гильзы

выбранных допустимых утечках позволяет использовать гидрораспределители с большими зазорами, что снижает трудоемкость изготовления и уменьшает износ золотника. Гидрораспределители со значительными положительными перекрытиями и зазорами 0,01 мм широко используют для позиционного перекрытия гидрролиний (см. рис. 10.20). Для регулирования работы гидродвигателей они малопригодны, так как при переходе через нейтральное положение создают ощутимую зону нечувствительности, в которой гидродвигатель практически не реагирует на изменение смещения [5].

Наиболее благоприятным для систем регулирования было бы нулевое перекрытие ($t = m$), которое обеспечило бы отсутствие зоны нечувствительности. Однако по причине технологических ограничений при изготовлении оно неосуществимо, поэтому, как правило, для регулирующих золотниковых гидрораспределителей используют малое положительное перекрытие.

Золотниковые гидрораспределители с отрицательным перекрытием ($t < m$) применяют сравнительно редко. Управление работой гидродвигателя при помощи такого гидрораспределителя возможно, но связано со значительными утечками, а регулировочные характеристики системы при этом нелинейны. Достоинством негерметичного золотникового гидрораспределителя является большая плавность регулирования, исключая возможность появления автоколебаний в гидropередаче, а также свободный перепуск жидкости через щели при нейтральном положении золотника и неработающем гидродвигателе, благодаря чему снижается потребление энергии насосом во время холостого хода гидropередачи.

Для золотниковых гидрораспределителей кроме точности изготовления необходимыми требованиями являются стабильность пропускной способности щелей и легкость перемещения.

Причиной нарушения стабильности пропускной способности щелей может являться облитерация — нарастание слоев поляризованных молекул жидкости на поверхностях, образующих щель. Вследствие этого пропускная способность щели при одинаковом смещении золотника постепенно уменьшается. Если ширина щели мала (0,01 ... 0,02 мм) и ее стенки неподвижны, может произойти полное зарастание щели. Общепринятым методом борьбы с облитерацией является сообщение одной из поверхностей осцилляции в виде возвратно-поступательного или возвратно-поворотного движения с высокой частотой и малой амплитудой.

Цилиндрические и плоские золотниковые гидрораспределители удобны как для позиционного переключения, так и для регулирования работы гидродвигателей. Их главным недостатком являются утечки, которые не позволяют удерживать гидродвигатель под нагрузкой в неподвижном состоянии. В таких случаях для по-

зиционного переключения предпочтительны клапанные гидрораспределители (рис. 11.2), имеющие увеличенные по сравнению с золотниками размеры и массу, но позволяющие герметически перекрывать гидролинии.

В закрытом положении клапан удерживает пружина 5 (рис. 11.2, а), а открытие производится надавливанием на головку 1. Чтобы силы, требуемые для открытия и удержания клапана в закрытом положении, были малы, запирающий элемент 3 помещен между разгрузочными поршнями 2 и 4 с уплотнительными кольцами.

Схема блока клапанных запирающих элементов, обслуживающего гидроцилиндр с управлением работой клапанов при помощи кулачкового вала, показана на рис. 11.2, б.

В менее ответственных случаях и при ограничении размеров для позиционного переключения используют малогабаритный крановый гидрораспределитель — кран (рис. 11.3). Пробка 3 тщательно подогнана по цилиндрической или конической поверхности к отверстию в корпусе 1, имеющем каналы подвода б, отвода 5 и питания 7 и 8 гидродвигателя. В пробке на двух уровнях выполнены отверстия 2. Между плоскими срезами пробки находятся уплотняющие перемычки 4. При повороте на угол 45° соединение гидролиний (как показано на схеме) изменяется, и может, в частности, осуществляться реверс гидродвигателя. При размещении мест присоединения гидролиний учтена необходимость гидростатического уравнивания пробки: давление жидкости на две противоположные грани пробки всегда одинаково (этим умень-

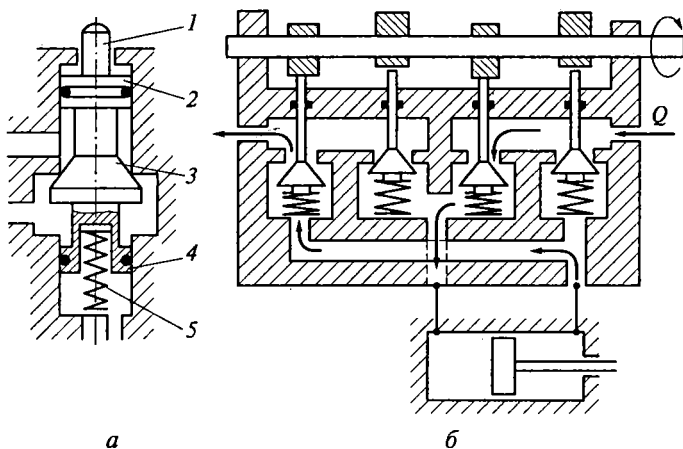


Рис. 11.2. Клапанный гидрораспределитель:

а — гидростатически уравновешенный запирающий элемент; б — блок клапанных запирающих элементов с механическим приводом для управления работой гидроцилиндра; 1 — головка клапана; 2, 4 — разгрузочные поршни; 3 — запирающий элемент; 5 — пружина; Q — расход

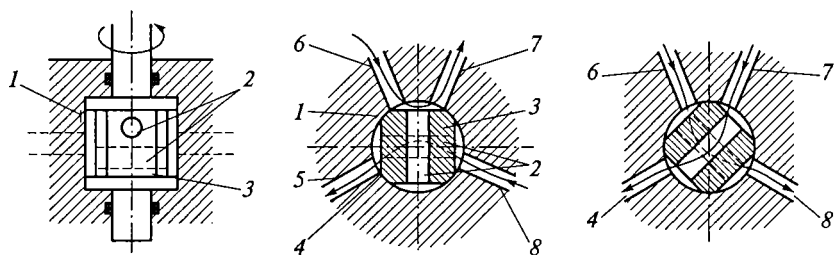
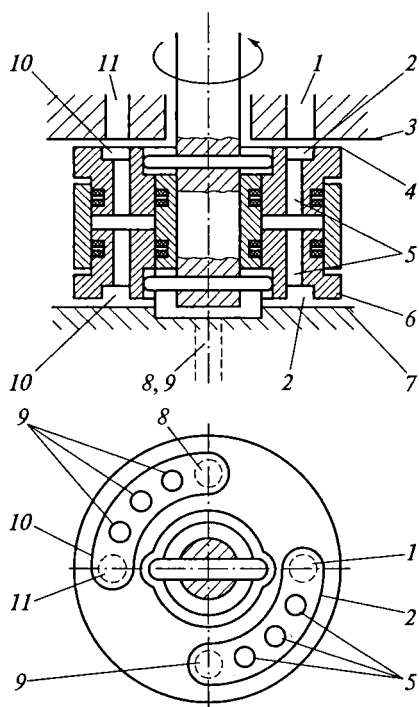


Рис. 11.3. Крановый пробковый гидрораспределитель:

1 — корпус; 2 — отверстия; 3 — пробка; 4 — уплотняющая перемычка; 5 — канал отвода; 6 — канал подвода; 7, 8 — каналы питания

шается момент трения, преодолеваемый при повороте крана). Пробковые краны вследствие значительных утечек и моментов трения для работы при высоком давлении ($p > 10$ МПа) не применяют.

В более ответственных случаях при требовании малых размеров гидрораспределителя, но при высоких давлениях и необходимости высокой герметичности используют крановые торцовые гидрораспределители (рис. 11.4).



Герметичность обеспечивается возможностью обработки плоскостей торцов 3, 4, 6 и 7 по высшим классам точности, а легкая управляемость — хорошей гидростатической уравновешенностью крана. Устройство крана такого типа близко по конструкции описанному выше плоскому золотниковому гидрораспределителю. На поверхностях 4 и 6 крана выполнены дуговые пазы 2 и 10, соединенные отверстиями 5. Отверстия 1 и 11 соединены со-

Рис. 11.4. Крановый торцовый гидростатически уравновешенный гидрораспределитель:

1, 5, 8, 9, 11 — отверстия; 2, 10 — дуговые пазы; 3, 4, 6, 7 — торцы

ответственно с питающей установкой и областью слива, а отверстия 8 и 9 — с управляемым объектом (гидродвигателем). Благодаря идентичности торцов 4 и 6 кран полностью гидростатически уравновешен и легко вращается при высоких давлениях.

Поворот крана на угол 90° позволяет осуществлять реверс гидродвигателя, а поворот на угол 45° — его блокировку.

11.2. КЛАПАНЫ

Клапаны используют в гидросистемах и гидропередачах в качестве автоматических регулирующих устройств.

Клапан (рис. 11.5) имеет запорно-регулирующий элемент — запирающий конус 9, опирающийся в закрытом положении на седло 8, направляющую часть 12, обеспечивающую центрирование клапана относительно седла, и пружину 13 (чаще с опорным шарниром 14), размещенные в корпусе 11. К камере 10 корпуса присоединены подводящий 7 и отводящий 5 каналы.

В рассматриваемом клапане открытие z изменяется в результате непосредственного воздействия потока жидкости пропорционально пропускаемому расходу Q . Такой клапан называют клапаном прямого действия.

Клапаны гидросистем в отличие от насосных клапанов соприкасаются с седлом по достаточно острой кромке. При таком контакте и в случае ограниченного числа рабочих циклов (у насосных клапанов миллионы циклов) легче обеспечивается хорошая герметичность закрытого клапана. Основные типы кромочных запорно-регулирующих элементов: «конус на кромке», «кром-

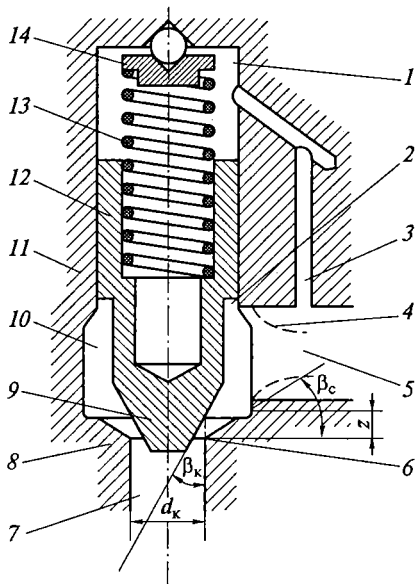


Рис. 11.5. Конический клапан прямого действия:

1, 2 — полости корпуса; 3 — канал для снижения давления в полости 1; 4 — сопло; 5 — отводящий канал; 6 — кромка; 7 — подводящий канал; 8 — седло; 9 — запирающий конус; 10 — камера; 11 — корпус; 12 — направляющая часть; 13 — пружина; 14 — опорный шарнир; d_k — диаметр закрытия клапана; z — открытие клапана; β_k, β_c — углы конусов клапана и седла соответственно

ка на конусе» и золотникового типа, а также расчет их параметров и характеристики представлены в [2].

В отличие от насосных клапанов, работающих при малых перепадах давлений, клапаны гидросистем используют во всем диапазоне давлений, в том числе при самых высоких давлениях (30...45 МПа). С ростом давления увеличивается вероятность работы клапанов в режиме автоколебаний, что нежелательно.

При использовании в гидросистеме клапаны должны обеспечивать заданную герметичность, работать без автоколебаний и, что самое главное, иметь характеристику — зависимость перепада давлений от пропускаемого расхода нужной формы. Последняя зависит от свойств проточной части клапана и его пружины.

Рассмотрим правила, содействующие выполнению сформулированных выше требований к клапанам гидросистем.

Герметичность закрытого клапана обеспечивается тщательной обработкой поверхностей запирающего конуса ϑ и кромки b седла δ , на которой формируется конусный уплотняющий пояс. Для этого твердость поверхности конуса должна быть выше твердости поверхности седла. Вторым условием герметичности является хорошее взаимное центрирование клапана и седла, что также содействует работе клапана без колебаний, так как при плохом центрировании клапан отжимается к одной стороне направляющей, где возникает сухое трение, ведущее к колебаниям при начале его подъема. С этой же целью желательно применение шарнирного поджатия пружины 13 . Без шарнира 14 пружина может давать силу, асимметрично приложенную к клапану, что также влечет его отжим и увеличивает возможность колебаний.

Для предотвращения колебаний струя, вытекающая из щели, должна быть устойчивой. Устранению колебания струи содействует выполнение на седле конуса с углом β_c . С этой же целью угол конусности клапана β_k уменьшают с ростом давления. У клапанов среднего давления, работающих при $p \approx 2 \dots 3$ МПа, $\beta_c \approx 45 \dots 30^\circ$. У клапанов высокого давления, работающих при $p > 10$ МПа, $\beta_c = 30 \dots 20^\circ$. Для ослабления и гашения колебаний в клапанах высокого давления применяют различные демпфирующие устройства [5].

Перечисленные меры не исключают колебаний клапанов, работающих в системах с пульсирующим давлением, особенно если вблизи клапана расположены полости, которые при проявлении упругих свойств жидкости могут являться резонаторами. Поэтому вопрос устранения колебаний клапанов в конечном итоге решается рассмотрением их совместной работы с обслуживаемой гидросистемой [2, 5].

Большое влияние на форму характеристики оказывает жесткость пружины, которая должна быть по возможности мала. В клапанах высокого давления малое значение жесткости при потреб-

ности в большой силе может быть получено только при больших размерах пружины. Отметим, что комплекс гидродинамических мер по выравниванию характеристики, хорошо отработанных экспериментально, и малая жесткость пружины позволили получить у клапанов этого типа практически полную независимость давления p от расхода Q при $p < 63$ МПа. Благодаря хорошему демпфированию клапаны вибростойки, их недостаток — значительные размеры.

Компромиссным решением для сокращения размеров клапанов высокого давления является дифференциальный клапан (рис. 11.6), в котором давление p_1 действует на кольцевую площадь $S_k = \pi(d_{k1}^2 - d_{k2}^2)/4$, которая может быть малой. Соответственно уменьшается сила, поднимающая клапан, и потребуются пружина с малой жесткостью, уравнивающая эту силу.

Недостатком клапана является плохая герметичность вследствие обязательных утечек под действием давления через зазор между направляющим поршнем 3 и корпусом 2.

Наиболее совершенными по форме характеристики, небольшим габаритным размерам и герметичности являются клапаны непрямого действия (рис. 11.7), в которых подъемом основного запорно-регулирующего элемента 3 управляет малый вспомогательный (управляющий) клапан 5. Основной клапан прижат к своему седлу 7 пружиной 2 с малой жесткостью и, если $d_2 > d_1$, силой давления $p_1 \pi(d_2^2 - d_1^2)/4$, так как заклапанная полость 4 соединена с подводящей 8 дросселем 1.

Управляющий клапан 5 — малый клапан прямого действия с жесткой пружиной 6 и поэтому с крутой характеристикой. Обычно его диаметр $d_y = (0,05 \dots 0,1)d_1$. Клапан 5 установлен последовательно с дросселем 1, и при открытии они пропускают один и тот же расход Q_y . Описание работы и характеристика управляющего клапана приведены в [5].

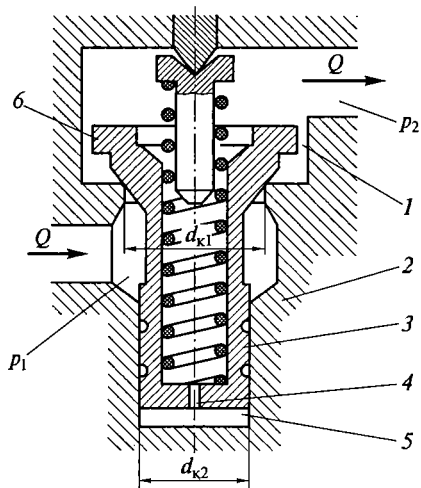


Рис. 11.6. Дифференциальный клапан:

1 — дросселирующая шель; 2 — корпус; 3 — поршень; 4 — дросселирующее отверстие; 5 — подклапанный объем; 6 — головка клапана; d_{k1} , d_{k2} — диаметры клапана; p_1 , p_2 — соответственно низкое и высокое давление; Q — расход

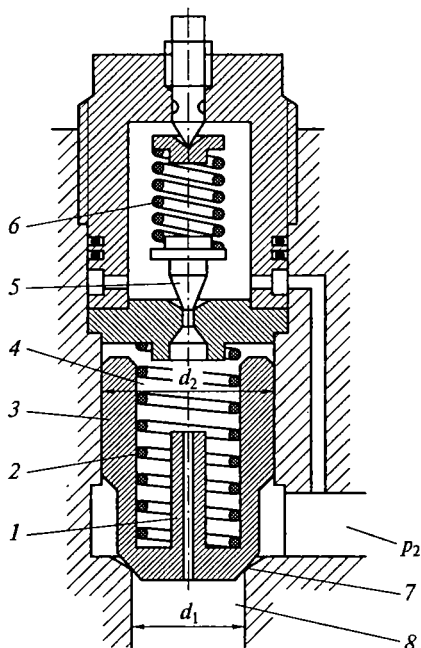


Рис. 11.7. Клапан непрямого действия:

1 — дроссель; 2 — пружина с малой жесткостью; 3 — запорно-регулирующий элемент; 4 — заклапанная полость; 5 — вспомогательный клапан; 6 — пружина с большой жесткостью; 7 — седло; 8 — подводящая полость; d_1 , d_2 — расчетные диаметры клапана; p_1 — высокое давление

Расчет клапанов непрямого действия выполняют по методике, представленной в [5]. При этом составляют системы уравнений для управляющего и основного клапанов и решают совместно с уравнением пропускной способности дросселя.

Широко применяют редуцирующие клапаны [5], предназначенные для поддержания в отводимом потоке стабильного

давления p_2 , более низкого, чем давление p_1 в подводимом потоке. Их используют при питании от одного насоса нескольких потребителей, требующих разных давлений.

В гидросистемах довольно часто применяют клапаны, действующие по команде управляющего сигнала. На рис. 11.2 показаны распределительные клапаны с механическим управлением.

Клапаны с гидравлическим управлением называют гидрозамками. В гидрозамок может быть легко превращен запорно-регулирующий элемент (основной клапан) 3 в клапане непрямого действия (см. рис. 11.7), если заменить управляющий клапан 5 золотником или вентилем, открываемым и закрываемым по команде извне. Широко распространены двухклапанные гидрозамки [2], служащие для запираания поршней гидроцилиндров в фиксированном положении при отсутствии подачи жидкости от питающей установки.

11.3. ДРОССЕЛИ

Назначение дросселей — устанавливать желаемую связь между пропускаемым расходом и перепадом давлений до и после дросселя. По характеру рабочего процесса дроссели являются гидравлическими сопротивлениями с регламентированными характери-

стиками. Применение дросселей в качестве регулирующих элементов требует от них двух качеств:

- возможность получения характеристики, т. е. зависимости $p = f(Q)$, желаемого вида;

- сохранение стабильности характеристики при эксплуатации, а именно ее слабая зависимость от изменения температуры (вязкости) жидкости, неподверженность засорениям, облитерации.

Рассмотрим с этих позиций главные типы гидравлических сопротивлений и оценим возможность их использования в качестве регулирующих дросселей.

Использование в качестве дросселей капилляров, т. е. длинных трубок со значительными сопротивлениями трения в зоне ламинарного течения, позволяет получать дросселирующие элементы с линейной взаимосвязью между расходом Q и потерями p давления, что весьма желательно. Учитывая, что при ограниченной длине дроссельных капилляров длина начального участка ламинарного потока соизмерима с полной длиной капилляра, линейность указанной взаимосвязи будет приближенной. Поскольку ламинарный режим течения устойчив при значении числа Рейнольдса меньше критического и потери в этом случае прямо пропорциональны вязкости, линейные ламинарные дроссели применимы только при малых скоростях жидкости, т. е. при малых значениях потерь давления (обычно $p < 0,3$ МПа) и в условиях достаточно стабильной температуры при эксплуатации. Ввиду большой длины капилляров их выполняют обычно в виде винтов 1 (рис. 11.8, а) с прямоугольным сечением резьбы в хорошо подогнанной по наружному диаметру гильзе 2. На рис. 11.8, а представлен регулируемый дроссель. Вращением винтовой головки 3 рабочая длина l_k винта и, следовательно, характеристика дросселя могут изменяться.

Из-за указанных ограничений линейные дроссели с ламинарным течением, несмотря на удобный вид характеристики, применяют редко.

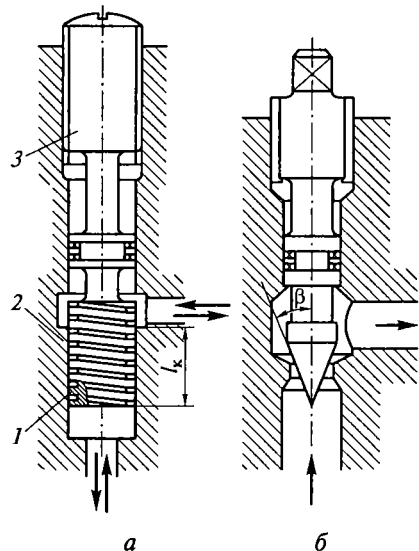


Рис. 11.8. Дроссели:

а — винтовой; б — игольчатый; 1 — винт; 2 — гильза; 3 — винтовая головка; l_k — рабочая длина винта; β — угол конусности запирающего элемента

Капилляры с турбулентным течением жидкости имеют в широком диапазоне расхода Q сложный характер зависимости $p = f(Q)$, отличный от квадратичного из-за переменности коэффициента трения λ . Поэтому квадратичные капиллярные дроссели (например, 1 на рис. 11.7) применимы в условиях незначительных изменений давления p и расхода Q , что соответствует условиям в предохранительном клапане при небольшом диапазоне изменения вязкости. Во избежание засорения и облитерации размер проходов капилляров должен быть не менее 0,6...0,8 мм при условии фильтрации жидкости.

Широко применяют в качестве дроселирующих устройств местные сопротивления, используемые в зоне квадратичных режимов течения, — демпфирующие дроссели в виде цилиндрических насадок. Их назначение — гашение колебаний клапанов. Сопротивление таких дросселей должно быть достаточным, чтобы, препятствуя быстрому втеканию и вытеканию жидкости, не давать возможности возникнуть периодическим колебаниям клапана. Однако слишком большое сопротивление замедляет подъем и посадку клапана при смене его режимов работы, т.е. лишает его быстродействия, что недопустимо. Подбор сопротивлений дросселей выполняют экспериментально. На рис. 11.8, б показан игольчатый регулируемый квадратичный дроссель на базе конусного клапана. Для плавности регулирования угол конусности β запирающего элемента выполняют по возможности малым (10...20°).

В системах гидроавтоматики широко используют квадратичные дроссели для малых расходов, но с необходимостью обеспечения

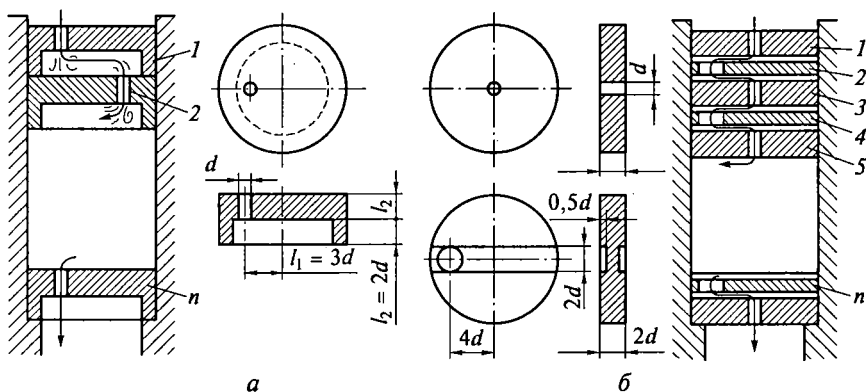


Рис. 11.9. Пакетные дроссели:

a — с цилиндрическими насадками; *б* — с цилиндрическими насадками и диаметрными щелями; 1 — *n* — порядковые номера шайб в пакете дросселя; *d* — диаметр отверстия; l_1 , l_2 — длина сопротивления при дросселировании

значительного понижения давления. Из общего уравнения пропускной способности для местных сопротивлений $Q = \mu S \sqrt{2p/\rho}$ видно, что такие дроссели должны иметь малую площадь S ; следовательно, будет происходить засорение, облитерация, изменение при этом характеристики. В связи с этим получили распространение пакеты дросселей (рис. 11.9, *a*), составленные, как правило, из шайб с отверстиями, представляющими собой цилиндрические насадки.

В пакете каждый насадок работает при малом перепаде давлений и поэтому может иметь приемлемый размер прохода ($d \approx \approx 0,6 \dots 0,8$ мм). Сопротивление пакета должно равняться сумме сопротивлений отдельных насадков, что, однако, на практике часто не соблюдается по причине взаимного влияния насадков в пакете. Такое возможно при малых размерах l_1 и l_2 и, главным образом, из-за сближения осей отверстий по углу расположения. В последнем случае струя из предыдущего отверстия влияет на условия втекания в последующее, и сопротивление системы резко уменьшается. Сборка таких дросселей требует взаимной фиксации шайб.

Подобных недостатков не имеет пакет дросселей, изображенный на рис. 11.9, *б*, состоящий из шайб с центральными отверстиями и шайб с диаметральными шлицами. В нем не нужны разделительные камеры и несущественно взаимное расположение шайб при сборке. Шлицы, как и насадки, имеют значительное сопротивление, и поэтому в целом дроссели такого типа при реализации того же сопротивления имеют меньшее число шайб и более устойчивые характеристики.

Важным свойством квадратичных дросселей, нарушающим стабильность их характеристик, является возможность их работы в режимах безотрывного и отрывного течений. При этом скачкообразно изменяется коэффициент расхода (от $\mu \approx 0,8$ до $\mu \approx 0,6$) и, следовательно, характеристика, что для систем гидроавтоматики совершенно неприемлемо.

Для дросселей, образованных цилиндрическими насадками, подобного явления можно избежать, если на выходе из каждого насадка поддерживать достаточно высокое давление, исключаящее кавитацию. В этом отношении удобны пакетные дроссели.

В современных системах гидроавтоматики широко применяются дроссельный управляющий элемент — сопло-заслонку, принципиальная схема и характеристика которого приведены в [5].

12.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Объемным гидроприводом (ОГП) называют совокупность объемных гидромашин, гидроаппаратуры, гидролиний (трубопроводов) и вспомогательных устройств, предназначенную для передачи энергии и преобразования движения посредством жидкости.

К числу гидромашин относятся насосы и гидродвигатели, которых может быть несколько. Гидроаппаратура — это устройства управления гидроприводом, при помощи которых он регулируется, а также средства защиты его от чрезмерно высоких и низких давлений жидкости. К гидроаппаратуре относятся дроссели, клапаны разного назначения и гидрораспределители — устройства для изменения направления потока жидкости. Вспомогательными устройствами служат так называемые кондиционеры рабочей жидкости, обеспечивающие ее качество и состояние: различные отделители твердых частиц, в том числе фильтры, теплообменники (нагреватели и охладители жидкости), гидробаки, а также гидроаккумуляторы. Перечисленные элементы связаны между собой гидролиниями, по которым движется рабочая жидкость.

Принцип действия объемного гидропривода основан на малой сжимаемости капельных жидкостей и передаче давления в них по закону Паскаля.

Рассмотрим простейший гидропривод (рис. 12.1). Два цилиндра *1* и *2* заполнены жидкостью и соединены между собой трубопроводом. Поршень цилиндра *1* под действием силы F_1 перемещается вниз, вытесняя жидкость в цилиндр *2*. Поршень цилиндра *2* при этом перемещается вверх и преодолевает силу нагрузки F_2 .

Если пренебречь потерями давления в системе, по закону Паскаля давление в цилиндрах *1* и *2* будет одинаковым:

$$p_1 = p_2 = p = F_1/S_1 = F_2/S_2,$$

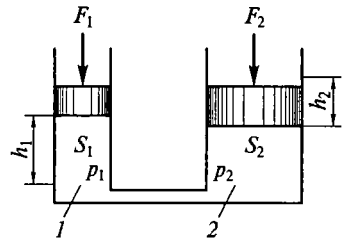
где F_1 — действующая сила; F_2 — сила нагрузки; S_1 и S_2 — площади поршней цилиндров *1* и *2*.

Считая жидкость практически несжимаемой, можно записать

$$h_1 S_1 = h_2 S_2 \text{ или } v_1 S_1 = v_2 S_2,$$

Рис. 12.1. Схема простейшего гидропривода:

$1, 2$ — цилиндры; F_1 — действующая сила; F_2 — сила нагрузки; p_1, p_2 — давление в цилиндрах; S_1, S_2 — площади поршней; h_1, h_2 — перемещения поршней



где h_1, h_2 — перемещения поршней; v_1, v_2 — скорости перемещения поршней.

Мощность, затрачиваемая на перемещение поршня в цилиндре 1, выражается соотношением

$$N = F_1 v_1 = p S_1 v_1.$$

Так как величина $v_1 S_1$ является расходом жидкости Q , условие передачи энергии (при отсутствии сил трения) можно представить в виде

$$F_1 v_1 = p Q = F_2 v_2,$$

где pQ — мощность потока жидкости; $F_2 v_2$ — мощность, развиваемая поршнем цилиндра 2, т. е. работа выходного звена системы, отнесенная к единице времени.

Каждый объемный гидропривод содержит источник энергии (жидкости под давлением). По виду источника энергии гидроприводы разделяют на три типа.

Насосный гидропривод — гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель объемным насосом, входящим в состав этого гидропривода. Насосный гидропривод применяют наиболее широко. По характеру циркуляции рабочей жидкости насосные гидроприводы разделяют на гидроприводы с замкнутой циркуляцией жидкости (жидкость от гидродвигателя поступает во всасывающую гидролинию насоса) и гидроприводы с разомкнутой циркуляцией жидкости (жидкость от гидродвигателя поступает в гидробак).

Термин «насосный гидропривод» включает в себя понятие «объемная гидропередача», под которой подразумевают часть насосного гидропривода, состоящую из насоса, гидродвигателя (одного или нескольких) и связывающих их гидролиний. Гидропередача — это силовая часть гидропривода, через которую протекает основной поток энергии.

Для привода насоса в насосном гидроприводе могут быть использованы различные двигатели.

В связи с этим, если в понятие насосного гидропривода включают также приводящий двигатель, в зависимости от типа этого

двигателя различают электрогидропривод, турбогидропривод, дизель-гидропривод, мотогидропривод и т. п.

Аккумуляторный гидропривод — гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель от предварительно заряженного гидроаккумулятора. Такие гидроприводы используют в системах с кратковременным рабочим циклом или с ограниченным числом циклов.

Магистральный гидропривод — гидропривод, в котором рабочая жидкость поступает в гидродвигатель из гидромагистрали. Напор рабочей жидкости в гидромагистрали создается насосной станцией, состоящей из одного или нескольких насосов и питающей несколько гидроприводов (централизованная система питания).

По характеру движения выходного звена различают объемные гидроприводы *поступательного движения* — с возвратно-поступательным движением выходного звена и с гидродвигателями в виде гидроцилиндров; *поворотного движения* — с возвратно-поворотным движением выходного звена на угол менее 360° и с поворотными гидродвигателями; *вращательного движения* — с вращательным движением выходного звена и с гидродвигателями в виде гидромоторов.

Если в объемном гидроприводе отсутствует устройство для изменения скорости выходного звена, такой гидропривод является *нерегулируемым*. Гидропривод, в котором скорость выходного звена можно изменять по заданному закону, является *регулируемым*. Применяют следующие два способа регулирования скорости выходного звена объемных гидроприводов:

- дроссельное регулирование, т. е. регулирование скорости дросселированием потока рабочей жидкости и отводом части потока через дроссель или клапан, минуя гидродвигатель;
- объемное регулирование, т. е. регулирование скорости изменением рабочего объема насоса или гидродвигателя либо того и другого.

Если в объемном гидроприводе скорость выходного звена регулируется одновременно двумя рассмотренными способами, такое регулирование называется *объемно-дроссельным*.

В некоторых случаях в насосном гидроприводе скорость выходного звена регулируется изменением скорости приводного двигателя (электродвигателя, дизеля и т. п.). Такое регулирование называется *регулированием приводящим двигателем*.

Регулирование гидропривода может быть ручным, автоматическим и программным.

Если в гидроприводе скорость выходного звена поддерживается постоянной при изменении внешних воздействий, такой гидропривод называют *стабилизированным*.

Следящим гидроприводом называют такой регулируемый гидропривод, в котором выходное звено повторяет движения звена управления.

Регулируемые гидроприводы широко используют в качестве приводов станков, прокатных станов, прессового и литейного оборудования, дорожных и строительных машин, транспортных и сельскохозяйственных машин и т. п. Такое широкое их применение объясняется рядом преимуществ по сравнению с механическими и электрическими передачами, к которым относятся:

бесступенчатое регулирование передаточного числа в широком диапазоне и возможность создания больших передаточных отношений;

малая удельная масса, т. е. масса гидропривода, отнесенная к передаваемой мощности (0,2...0,3 кг/кВт);

возможность простого и надежного предохранения приводящего двигателя от перегрузок;

малая инерционность вращающихся частей, обеспечивающая быструю смену режимов работы (пуск, разгон, реверс, остановка);

простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное;

возможность расположения гидродвигателя на удалении от источника энергии и свобода компоновки.

Необходимо также считаться с недостатками гидропривода:

КПД объемного гидропривода несколько ниже, чем КПД механических и электрических передач, и в процессе регулирования он снижается;

условия эксплуатации гидропривода (температуры) влияют на его характеристики;

КПД гидропривода несколько снижается по мере выработки его ресурса вследствие увеличения зазоров и возрастания утечек жидкости (падение объемного КПД);

чувствительность к загрязнению рабочей жидкости и необходимость достаточно высокой культуры обслуживания.

12.2. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ, КПД НЕРЕГУЛИРУЕМОГО ГИДРОПРИВОДА

На рис. 12.2 приведены принципиальные схемы, соответствующие трем классам гидроприводов, которые различаются характером движения выходного звена. В гидроприводе, схема которого представлена на рис. 12.2, *а*, в качестве гидродвигателя используется гидроцилиндр, на рис. 12.2, *б* — поворотный гидродвигатель, на рис. 12.2, *в* — гидромотор. На схеме рис. 12.2, *а* гидрораспределитель двухпозиционный с управлением от кулачка и с пружинным возвратом, на рис. 12.2, *б* — трехпозиционный с управлением от электромагнитов, на рис. 12.2, *в* — трехпозиционный с ручным управлением.

Насос 4 засасывает жидкость из гидробака 3 и нагнетает ее в гидродвигатель 1 через гидрораспределитель 2. Из гидродвигателя жидкость движется через другой канал гидрораспределителя и сливается в гидробак. Предохранительный клапан 5 отрегулирован на предельно допустимое давление и предохраняет систему гидропривода с приводящим двигателем от перегрузок.

Для улучшения условий всасывания жидкости из гидробака и предотвращения кавитации в насосе в гидроприводе вращательного движения (см. рис. 12.2, в) применен гидробак с наддувом, т.е. давлением газа над поверхностью жидкости выше атмосферного.

Изменение направления движения выходного звена гидродвигателя (реверсирование) осуществляется изменением позиции гидрораспределителя, а регулирование скорости этого движения — увеличением или уменьшением рабочего объема насоса.

Представленные на рис. 12.2 принципиальные схемы гидроприводов являются схемами гидроприводов с разомкнутой циркуляцией жидкости. Разрыв циркуляции происходит в гидробаке, при этом исключается возможность реверсирования гидродвигателей путем изменения направления подачи насоса (реверса подачи). Для этой цели обязательно применение гидрораспределителей.

На рис. 12.3 показана схема гидропривода вращательного движения с замкнутой циркуляцией жидкости. На схеме изображены регулируемый насос 1 с реверсом подачи; гидродвигатель (регулируемый гидромотор) б с реверсом вращения; предохранительные клапаны 5, защищающие гидролинии а и б от чрезмерно высоких давлений (каждая из них может оказаться напорной);

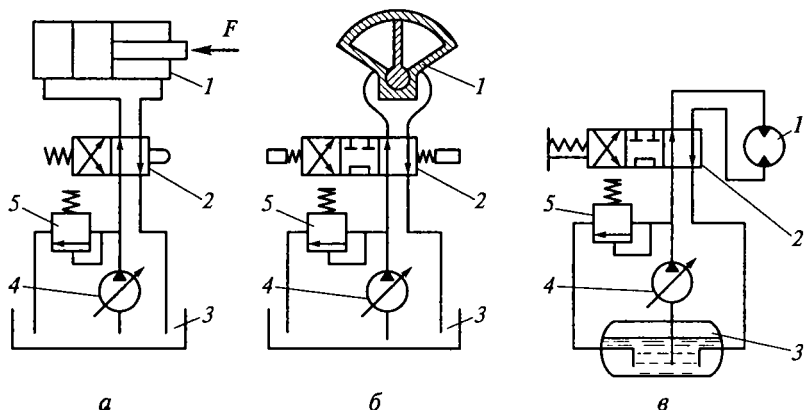
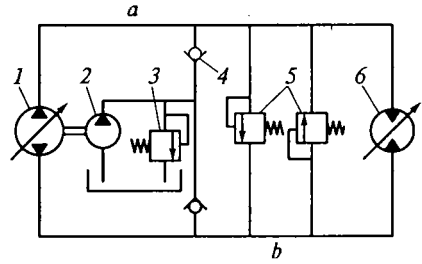


Рис. 12.2. Принципиальные схемы гидропривода:

а — поступательного движения; б — поворотного движения; в — вращательного движения; 1 — гидродвигатель; 2 — гидрораспределитель; 3 — гидробак; 4 — регулируемый насос; 5 — предохранительный клапан; F — действующая сила

Рис. 12.3. Схема гидропривода с замкнутой циркуляцией жидкости:

1 — регулируемый насос; 2 — вспомогательный насос; 3 — переливной клапан; 4 — обратный клапан; 5 — предохранительные клапаны; 6 — гидродвигатель (регулируемый гидромотор); *a*, *b* — гидролинии



система подпитки, состоящая из вспомогательного насоса 2, переливного клапана 3 и двух обратных клапанов 4 и предохраняющая гидролинии *a* и *b* от чрезмерно низких давлений (в целях избежания кавитации в насосе).

На рис. 12.2 и 12.3 изображены схемы гидроприводов раздельного исполнения — такие, в которых гидродвигатели расположены на расстоянии от насоса и соединены с ним трубопроводом, длина которого может составлять десятки метров. Часто, особенно в самоходных машинах (строительные, дорожные, сельскохозяйственные машины и др.), применяют гидроприводы в нераздельном исполнении. В таких гидроприводах насос, гидромоторы и гидроаппаратура расположены в общем корпусе и образуют компактную гидротрансмиссию, способную бесступенчато изменять частоту вращения ведомого вала и удобную для автоматизации управления приводимой машины. В таких трансмиссиях, заменяющих ступенчатые коробки передач, как правило, используют регулируемые аксиальные-поршневые гидромашины.

Коэффициент полезного действия нерегулируемого гидропривода определяется потерями энергии в насосе, гидромоторе, а также в соединяющих их трубопроводах и гидроаппаратах, через которые движется жидкость от насоса к гидродвигателю и обратно.

Рассмотрим объемный КПД гидропривода и основные кинематические соотношения. Величины, относящиеся к насосу, обозначим индексом «н», к гидродвигателю — индексом «г».

При закрытых предохранительных и обратных клапанах, а также при отсутствии циркуляции жидкости в целях охлаждения подача насоса равна расходу жидкости через гидродвигатель:

$$Q_n = Q_g = Q,$$

где $Q_n = V_{o,n} n_n \eta_{o,n}$; $V_{o,n}$ — рабочий объем насоса; n_n — частота вращения вала насоса; $\eta_{o,n}$ — объемный КПД насоса.

В гидроприводе поступательного движения скорость поршня гидроцилиндра

$$v_n = Q_{\eta_{o,g}} / S_n = V_{o,n} n_n \eta_{o,n} \eta_{o,g} / S_n = V_{o,n} n_n \eta_o / S_n, \quad (12.1)$$

где $\eta_{o.g}$ — объемный КПД гидродвигателя; S_n — площадь поршня гидроцилиндра; η_o — объемный КПД гидропривода, $\eta_o = \eta_{o.n}\eta_{o.g}$.

В гидроприводе вращательного движения частота вращения вала гидродвигателя

$$n_g = \frac{Q}{V_{o.g}} \eta_{o.g} = \frac{V_{o.n}}{V_{o.g}} n_n \eta_{o.n} \eta_{o.g} = \frac{V_{o.n}}{V_{o.g}} \eta_o n_n, \quad (12.2)$$

где $V_{o.g}$ — рабочий объем гидродвигателя.

В обоих случаях утечки в насосе и гидродвигателе снижают скорость движения выходного звена — вызывают потери мощности.

Полезная мощность:

гидропривода поступательного движения

$$N_{п.г} = F_g v_n;$$

гидропривода вращательного движения

$$N_{п.г} = M_g \omega_g,$$

где F_g — нагрузка (сила вдоль штока); M_g — момент на валу гидродвигателя; ω_g — угловая скорость вала гидродвигателя.

Полезную мощность гидропривода можно выразить через перепад давлений в гидродвигателе p_g , расход Q_g и КПД гидродвигателя η_g :

$$N_{п.г} = Q_g p_g \eta_g,$$

где $\eta_g = \eta_{o.g}\eta_{м.г}$, $\eta_{м.г}$ — механический КПД гидродвигателя.

Полезная мощность насоса, выраженная через подачу Q_n и давление насоса p_n :

$$N_{п.н} = Q_n p_n,$$

а потребляемая насосом мощность

$$N_n = M_n \omega_n = Q_n p_n / \eta_n,$$

где M_n — момент на валу насоса; ω_n — угловая скорость вала насоса; η_n — КПД насоса.

По определению КПД гидропривода $\eta_{гп} = N_{п.г}/N_n$. Тогда для поступательного движения выходного звена гидропривода

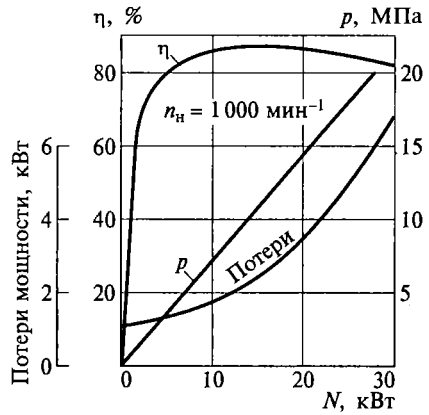
$$\eta_{гп} = \frac{F_g v_n}{M_n \omega_n} = \frac{Q_g p_g}{Q_n p_n} \eta_n \eta_g;$$

для вращательного движения выходного звена гидропривода

$$\eta_{гп} = \frac{M_g \omega_g}{M_n \omega_n} = \frac{Q_g p_g}{Q_n p_n} \eta_n \eta_g.$$

Рис. 12.4. Характеристика нерегулируемого аксиально-поршневого гидропривода:

n_n — частота вращения вала насоса;
 N — мощность; p — давление; η — КПД



Так как $Q_n = Q_r$, то

$$\eta_{гп} = \eta_n \eta_r \eta_{тр}, \quad (12.3)$$

где $\eta_{тр}$ — гидравлический КПД гидропривода, учитывает суммарные гидравлические потери давления $p_{тр}$ в трубопроводах, $\eta_{тр} = p_r/p_n$.

Перепад давлений на гидродвигателе меньше давления насоса на величину этих потерь:

$$p_n - p_r = \sum p_{тр}. \quad (12.4)$$

Формулу (12.3) можно представить в виде

$$\eta_{гп} = \eta_o \eta_m \eta_{тр},$$

где η_o и η_m — объемный и механический КПД гидропривода.

Коэффициент полезного действия нерегулируемого гидропривода, как и КПД объемных гидромашин, зависит от давления в системе, которое определяется нагрузкой на выходном звене, частоты вращения ротора (скорости поршня), вязкости жидкости.

На рис. 12.4 приведена экспериментальная характеристика нерегулируемого аксиально-поршневого гидропривода.

Как и для отдельной роторной гидромашин, КПД гидропривода круто падает при уменьшении мощности (давления) и постепенно уменьшается при отклонении от оптимальной мощности в сторону ее увеличения.

12.3. РЕГУЛИРОВАНИЕ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

При объемном регулировании в качестве регулируемых насосов и гидромоторов наибольшее распространение получили роторно-поршневые и пластинчатые гидромашин, описанные в гл. 10.

Введем в рассмотрение безразмерный параметр e регулирования гидромашины, равный отношению текущего значения рабочего объема V'_o к максимальному его значению V_o , т. е. $e = V'_o / V_o$.

Регулирование изменением рабочего объема насоса (см. рис. 12.2) заключается в плавном изменении скорости движения выходного звена гидродвигателя путем изменения параметра e_n . Минимальное его значение соответствует минимальному рабочему объему насоса V'_o и, следовательно, минимальной скорости выходного звена. Максимальная скорость последнего получается при $e_n = 1$, т. е. при $V'_{o,n} = V_{o,n}$.

При закрытом предохранительном клапане скорость выходного звена гидропривода определяется размерами машин, их объемными КПД и изменяется пропорционально параметру регулирования e_n :

для гидропривода поступательного движения в соответствии с формулой (12.1)

$$v_n = e_n (V_{o,n} / S_n) n_n \eta_o; \quad (12.5)$$

для гидропривода вращательного движения в соответствии с выражением (12.2)

$$n_r = e_n (V_{o,n} / V_{o,r}) n_n \eta_o, \quad (12.6)$$

где объемный КПД гидропривода $\eta_o = \eta_{o,n} \eta_{o,r}$ является линейно убывающей функцией давления в системе, т. е. нагрузки на выходном звене. Кроме того, объемный КПД несколько уменьшается с уменьшением параметра e_n , так как расход утечек мало зависит от рабочего объема, но этот расход относится к идеальной подаче насоса, убывающей с уменьшением параметра e_n .

Таким образом, при постоянном e_n и увеличении нагрузки на выходном звене гидродвигателя скорость этого звена несколько убывает вследствие утечек в насосе и гидродвигателе. Однако ввиду того, что объемные КПД современных гидромашин достаточно высоки, это уменьшение скорости выходного звена невелико.

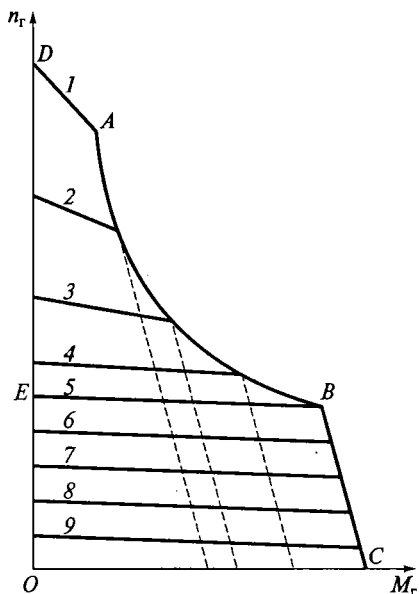
При установке нескольких значений $e_n = \text{const}$ нагрузочные характеристики гидропривода, т. е. зависимости v_n от F для поступательного движения поршня гидроцилиндра или n_r от M_r для вращательного движения вала гидромотора, имеют вид, показанный на рис. 12.5 (область *ОЕВС*).

При некотором предельном значении нагрузки (максимальном давлении в системе) срабатывает предохранительный клапан или автомат изменения рабочего объема насоса, и скорость выходного звена резко уменьшается до нуля (ветвь *ВС*), так как происходит торможение гидродвигателя под нагрузкой.

Нагрузочные характеристики показывают так называемую просядку гидропривода, т. е. снижение скорости выходного звена, обусловленное нагрузкой.

Рис. 12.5. Нагрузочные характеристики регулируемого гидропривода (зависимость частоты вращения вала гидродвигателя n_r от момента M_r на его валу)

1 — $e_r = 0,2$; 2 — $e_r = 0,4$; 3 — $e_r = 0,6$;
 4 — $e_r = 0,8$; 5 — $e_r = 1 = e_n$; 6 — $e_n = 0,8$;
 7 — $e_n = 0,6$; 8 — $e_n = 0,4$; 9 — $e_n = 0,2$;
 D, A, B, C, O, E — точки характеристики гидропривода; e_r , e_n — параметр регулирования гидродвигателя и насоса соответственно



При использовании гидродвигателя полная просадка гидропривода при закрытом предохранительном клапане равна отношению частот вращения при предельной и нулевой нагрузках и, следовательно, составляет

$$\epsilon_{гп} = \eta_{о.н} \eta_{о.г}.$$

На эту величину при значительных давлениях ощутимо влияет сжимаемость жидкости, поэтому точнее

$$\epsilon_{гп} = \epsilon_n \epsilon_r,$$

где ϵ_n — коэффициент подачи насоса; ϵ_r — коэффициент использования расхода гидродвигателем:

$$\epsilon_r = Q_{и.г} / Q_r.$$

Сжимаемость рабочей жидкости увеличивает просадку гидропривода и тем больше, чем выше давление.

Мощность, развиваемая гидроприводом при постоянном давлении в системе, возрастает при регулировании (увеличении рабочего объема) насоса. Скорость выходного звена при этом возрастает, а усилие на штоке гидроцилиндра или на валу гидромотора остаются постоянными (рис. 12.6, а).

Реверс гидродвигателя, т.е. изменение направления движения выходного звена гидропривода при регулируемом насосе, можно осуществить двумя способами: с помощью гидрораспределителей (см. рис. 12.2) или изменением направления подачи

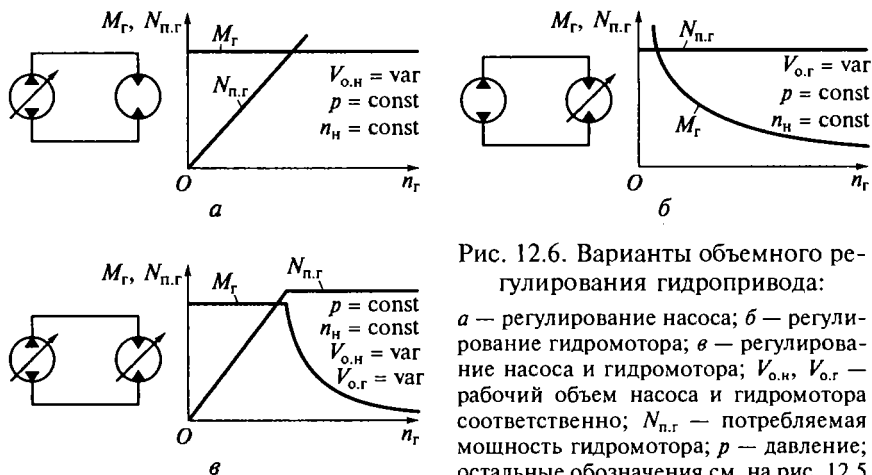


Рис. 12.6. Варианты объемного регулирования гидропривода:

a — регулирование насоса; *б* — регулирование гидромотора; *в* — регулирование насоса и гидромотора; $V_{o,н}$, $V_{o,г}$ — рабочий объем насоса и гидромотора соответственно; $N_{п.г}$ — потребляемая мощность гидромотора; p — давление; остальные обозначения см. на рис. 12.5

(реверсом подачи насоса). Второй способ возможен лишь в гидроприводах с замкнутой циркулирующей жидкости и осуществляется сначала уменьшением рабочего объема насоса до нуля, а затем изменением знака эксцентриситета в шиберных и радиальных роторно-поршневых насосах или изменением знака угла отклонения диска (блока) в аксиальных роторно-поршневых насосах.

При переходе через нулевой рабочий объем приходится проходить зону нечувствительности, на границах которой гидромотор останавливается, так как вся подача насоса расходуется на компенсацию утечек. Внутри этой зоны насос не способен компенсировать утечки, поэтому вместе с частотой вращения гидромотора давление в гидроприводе постепенно уменьшается до нуля.

На рис. 12.7 показана зависимость частоты вращения гидромотора n_r от параметра e_n при $p = 0$ (прямая 1) и при $p = \text{const}$ (кривая 2), а также зона нечувствительности 3.

Регулирование изменением рабочего объема гидромотора возможно лишь в гидроприводах вращательного движения. Если насос работает при постоянных частоте вращения и давлении, регулирование гидропривода осуществляется при постоянной мощности насоса (рис. 12.6, б).

При уменьшении рабочего объема $V_{o,г}$ гидромотора от максимального его значения ($e_r = 1$) до минимального ($e_r = e_{r\text{min}}$) частота вращения его вала n_r будет увеличиваться. Крутящий момент M_r на валу гидромотора ввиду примерного постоянства развиваемой мощности, равной $N_{п.г} = M_r \omega_r$, будет убывать обратно пропорционально ω_r , т. е. по гиперболическому закону. Вследствие переменности КПД гидромотора действительный закон изменения M_r будет несколько отличаться от гиперболического.

При таком регулировании частота вращения гидромотора

$$n_{\Gamma} = V_{o.n} n_n \eta_{o.n} \eta_{o.g} / (e_{\Gamma} V_{o.g}). \quad (12.7)$$

При уменьшении рабочего объема гидромотора и увеличении момента M_{Γ} (давления p_{Γ}) объемный КПД гидропривода $\eta_o = \eta_{o.n} \eta_{o.g}$ уменьшается, поэтому нагрузочные характеристики гидропривода в данном случае (область $ABED$ на рис. 12.5) изображаются линиями, наклон которых в сторону оси абсцисс с уменьшением параметра e_{Γ} увеличивается. Кривая AB ограничивает область возможных режимов работы, определяемую настройкой предохранительного клапана.

Как следует из формулы (12.7), при $e_{\Gamma} \rightarrow 0$ частота вращения гидромотора стремится к бесконечности. Допускать слишком малые значения рабочего объема гидромотора нельзя. При этом возникает сначала неустойчивая работа, а затем и самоторможение гидромотора. Момент M_{Γ} , развиваемый гидромотором, при $V'_{o.g} = a$ (рис. 12.8) становится равным моменту трения внутри его механизма, и последний останавливается даже при отсутствии нагрузки.

Чаще всего регулирование с помощью гидромотора применяют в системах, где регулируемым также является насос.

Регулирование изменением рабочих объемов насоса и гидромотора (рис. 12.6, ϵ) осуществляется с целью расширения диапазона регулирования гидропривода и выполняется последовательно. Если требуется постепенно увеличить скорость вращения вала гидромотора до $n_{\Gamma \max}$ (например, при трогании с места и разгоне

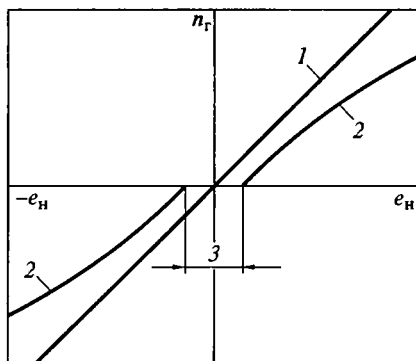


Рис. 12.7. Зона нечувствительности гидромотора при реверсе подачи насоса:

1, 2 — зависимость частоты вращения гидромотора n_{Γ} от эксцентриситета насоса e_n , соответственно при давлении $p = 0$ и $p = \text{const}$; 3 — зона нечувствительности

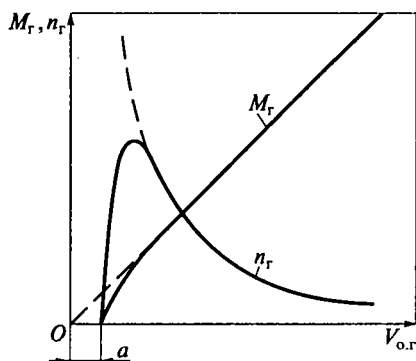


Рис. 12.8. Зона самоторможения гидромотора:

a — зона значений рабочего объема, в которой момент $M_{\Gamma} = M_{\text{тр}}$; $M_{\text{тр}}$ — момент трения внутри механизма гидромотора; остальные обозначения см. на рис. 12.5, 12.6

транспортного средства), то регулирование выполняют в следующем порядке: насос устанавливают в положение нулевого рабочего объема, а гидромотор — в положение максимального, приводящий двигатель выводят на заданную постоянную частоту вращения; рабочий объем насоса постепенно увеличивают до максимума, вследствие чего скорость выходного звена возрастает до значения, соответствующего номинальной мощности привода; увеличивают скорость выходного звена уменьшением рабочего объема гидромотора до минимального значения, определяемого началом неустойчивой работы.

Первый этап разгона происходит при постоянном моменте M_r и возрастающей мощности привода. Для второго характерно уменьшение крутящего момента и постоянная мощность.

При закрытых клапанах в общем случае объемного регулирования из равенства $Q_n = Q_r$ получаем

$$n_r = [(e_n V_{o,n}) / (e_r V_{o,r})] n_n \eta_{o,n} \eta_{o,r}. \quad (12.8)$$

Коэффициент полезного действия объемного гидропривода с объемным регулированием определяют, как и в случае нерегулируемого привода, по формуле (12.3). В отличие от нерегулируемого гидропривода КПД гидромашин помимо давления, частоты вращения и вязкости существенно зависят и от параметров регулирования e_n и e_r . Максимальный КПД гидропривода имеет место

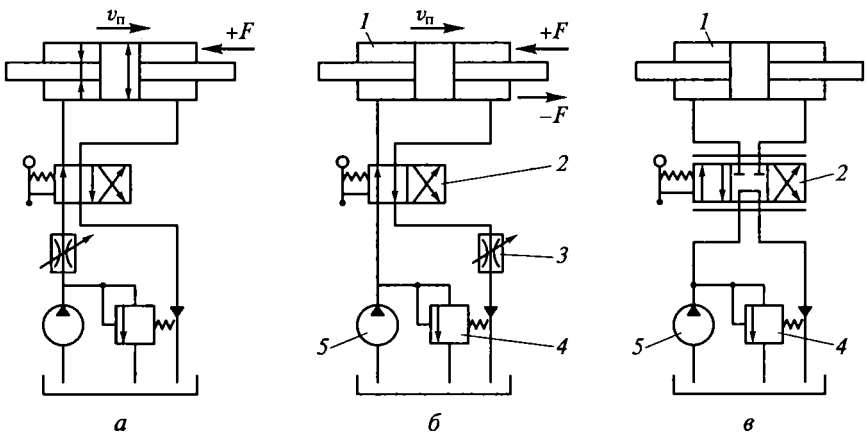


Рис. 12.9. Схемы гидроприводов с дроссельным регулированием:

a — дроссель на входе; *б* — дроссель на выходе; *в* — дросселирование в гидродистрибьютере на входе и выходе; 1 — гидродвигатель; 2 — гидродистрибьютер; 3 — дроссель; 4 — переливной клапан; 5 — нерегулируемый насос; F — действующая сила; v_n — скорость поршня (выходного звена привода)

в области максимальных рабочих объемов насоса и гидромотора — при $e_n = e_r = 1$.

Экспериментальные характеристики регулируемого объемного гидропривода обычно изображают в виде ряда кривых зависимости момента M_r на валу гидромотора от частоты его вращения n_r , которые строят для нескольких постоянных значений давления p_r , используемого гидромотором [2, 5].

Принцип дроссельного регулирования заключается в том, что часть подачи нерегулируемого насоса отводится через дроссель или клапан на слив, минуя гидродвигатель.

При дроссельном регулировании возможны два принципиально разных способа включения регулирующего дросселя: последовательно с гидродвигателем и параллельно гидродвигателю.

Последовательное включение регулирующего дросселя может быть осуществлено в трех вариантах: дроссель включен на входе в гидродвигатель, на выходе из него и на входе и выходе одновременно (рис. 12.9). В схемах насос 5 нерегулируемый, гидродвигатель — гидроцилиндр 1 с двусторонним штоком, гидрораспределитель 2 двухпозиционный (рис. 12.9, а, б) или трехпозиционный (рис. 12.9, в). Клапан 4 в данном случае является переливным. Дросселем 3 (или дросселирующим гидрораспределителем 2 на рис. 12.9, в) можно регулировать скорость перемещения поршня.

При полном открытии дросселя 3 скорость поршня получается максимальной. При уменьшении открытия давление перед дросселем повышается, клапан 4 приоткрывается и пропускает часть подачи насоса 5. Скорость v_n поршня при этом уменьшается. При полном закрытии дросселя вся подача насоса направляется через клапан на слив в гидробак, а скорость поршня равна нулю. При постоянном открытии дросселя и увеличении преодолеваемой нагрузки (силы F) давление насоса возрастает, расход через клапан увеличивается, а скорость поршня уменьшается.

Определим зависимость между скоростью v_n поршня и нагрузкой F , пренебрегая всеми гидравлическими сопротивлениями кроме дросселя (или окон дросселирующего гидрораспределителя):

$$v_n = Q/S_n,$$

где Q — расход жидкости через гидроцилиндр, равный расходу через дроссель:

$$Q = Q_{др} = \mu S_{др} \sqrt{2 p_{др} / \rho}, \quad (12.9)$$

где μ — коэффициент расхода; $S_{др}$ — площадь проходного отверстия дросселя; ρ — плотность жидкости; $p_{др}$ — перепад давлений на дросселе:

$$p_{др} = p_n - p_{ц}, \quad (12.10)$$

где $p_{ц}$ — перепад давлений в гидроцилиндре, определяемый нагрузкой F и эффективной площадью поршня $S_{п}$:

$$p_{ц} = F/S_{п}. \quad (12.11)$$

Гидродвигатель, например гидроцилиндр, при расчете гидропривода можно рассматривать как особое местное гидравлическое сопротивление, вызывающее потери давления $p_{ц}$. С учетом формул (12.9) — (12.11) получим

$$v_{п} = \mu (S_{др}/S_{п}) \sqrt{2[p_{н} - (F/S_{п})]}/\rho. \quad (12.12)$$

Скорость $v_{п}$ при этом не зависит от того, расположен ли дроссель на входе в гидродвигатель или на выходе из него.

Для симметричного дросселирующего золотникового гидрораспределителя и для гидроцилиндра с двусторонним штоком расходы в рабочих окнах и перепады давлений в них одинаковы, поэтому перепад давлений на золотнике и скорость поршня

$$\begin{aligned} \Delta p_{др.з} &= 0,5(p_{н} - p_{ц}); \\ v_{п} &= \mu_{др.з} (S_{др.з}/S_{п}) \sqrt{(p_{н} - F/S_{п})}/\rho, \end{aligned} \quad (12.13)$$

где $\mu_{др.з}$, $S_{др.з}$ — соответственно коэффициент расхода и площадь рабочего окна дросселирующего золотника.

Следовательно, при одинаковых нагрузках F и скоростях $v_{п}$

$$\sqrt{2}\mu S_{др} = \mu_{др.з} S_{др.з},$$

а при $\mu_{др} = \mu_{др.з}$

$$\sqrt{2}S_{др} = S_{др.з},$$

т. е. площадь каждого из рабочих окон дросселирующего золотника в $\sqrt{2}$ раз больше площади отверстия дросселя.

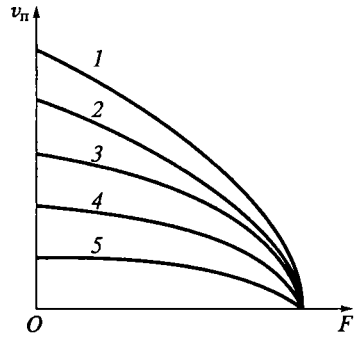
Как видно из формул (12.12) и (12.13), зависимость $v_{п} = f(F)$ — нагрузочная характеристика гидропривода — при одновременном дросселировании на входе и выходе такая же, как и при одном дросселе на входе или выходе, и изображается спадающей параболой (рис. 12.10), каждая из парабол соответствует своей степени открытия дросселя $\bar{S} = S_{др}/S_{др\max}$.

Скорость выходного звена при ее регулировании последовательно включенным дросселем пропорциональна \bar{S} и максимального значения достигает при $\bar{S} = 1$. Максимальная нагрузка F_{\max} , при которой выходное звено тормозится ($v_{п} = 0$), от степени открытия дросселя не зависит.

В отношении потерь давления и КПД при регулировании последовательно включенным дросселем безразлично, где произво-

Рис. 12.10. Нагрузочные характеристики гидропривода при последовательном включении дросселя (зависимость скорости выходного звена привода v_n от действующей силы F — нагрузки) при различной степени открытия дросселя \bar{S} :

1 — $\bar{S} = 1$; 2 — $\bar{S} = 0,8$; 3 — $\bar{S} = 0,6$; 4 — $\bar{S} = 0,4$; 5 — $\bar{S} = 0,2$



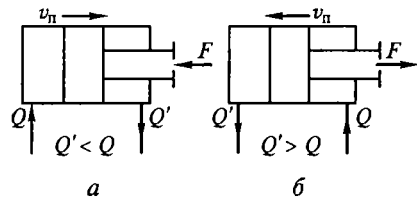
дится дросселирование потока: на входе в гидродвигатель, на выходе или на входе и выходе одновременно. Однако дросселирование потока на выходе позволяет гидродвигателю работать более устойчиво, особенно при знакопеременной нагрузке. Имеется возможность регулирования гидропривода при отрицательных нагрузках, т. е. при направлении преодолеваемой силы F в сторону перемещения поршня. Кроме того, при установке дросселя в сливной гидролинии теплота, выделяющаяся при дросселировании потока жидкости, отводится в гидробак без нагрева гидродвигателя, как это имеет место в схеме с дросселем на входе. В результате гидродвигатель работает в более благоприятных условиях.

При использовании в качестве гидродвигателя гидроцилиндра с односторонним штоком следует иметь в виду, что расход жидкости Q в напорной линии не равен расходу Q' в сливной линии, так как эффективная площадь поршня с одной стороны меньше, чем с другой, на площадь сечения штока. При этом возможны следующие два случая: шток работает на сжатие (толкающий шток) и $Q' < Q$ (рис. 12.11, а); шток работает на растяжение (тянущий шток) и $Q' > Q$ (рис. 12.11, б).

При дроссельном регулировании и любом случае включения дросселя полный КПД гидропривода определяется потерями энергии в насосе и гидродвигателе и потерями, обусловленными процессом управления. Ввиду этого целесообразно ввести понятие КПД процесса управления $\eta_{п.у}$, который представляет собой отношение мощности потока $N_r = p_r Q_r$, затраченной в гидродвигателе, к мощности потока $N_{п.н} = p_n Q_n$, подаваемого насосом, т. е.

Рис. 12.11. Схемы работы штока гидроцилиндра:

а — на сжатие; б — на растяжение; Q , Q' — расход в напорной и сливной линиях соответственно; остальные обозначения см. на рис. 12.9



$$\eta_{п.у} = p_{г} Q_{г} / (p_{н} Q_{н}). \quad (12.14)$$

Величина $\eta_{п.у}$ оценивает потери мощности на регулирование скорости выходного звена гидропривода (им же можно учитывать и потери давления в соединительных трубопроводах).

Полный КПД гидропривода $\eta_{г.п}$ равен произведению КПД насоса, КПД процесса управления и КПД гидродвигателя. Например, при использовании гидроцилиндра

$$\eta_{г.п} = \frac{F v_{п}}{N_{н}} = \frac{p_{н} Q_{н}}{N_{н}} \frac{p_{г} Q_{г}}{p_{н} Q_{н}} \frac{F v_{п}}{p_{г} Q_{г}} = \eta_{н} \eta_{п.у} \eta_{г}. \quad (12.15)$$

Известно [3], что если КПД насоса и гидродвигателя равны единице, КПД регулируемого гидропривода с последовательным включением дросселя не может быть больше 0,385.

Столь низкое значение КПД $\eta_{п.у}$ объясняется тем, что даже на оптимальном режиме работы гидропривода только 58 % подачи насоса направляется в гидродвигатель (остальное проходит через клапан) и лишь 2/3 давления насоса используется в гидродвигателе (остальное теряется в дросселе), т.е. потери мощности происходят одновременно и в дросселе, и в клапане.

Следует иметь в виду, что общий КПД гидропривода будет еще ниже за счет потерь мощности в насосе и гидродвигателе.

На рис. 12.12 дана схема объемного гидропривода при включении регулирующего дросселя параллельно гидродвигателю. В точке *M* поток рабочей жидкости разветвляется: один поток через гидрораспределитель 2 направляется в гидроцилиндр 1, а другой в регулирующий дроссель 3. Клапан 4 в данном случае является предохранительным и открывается лишь при чрезмерном повышении давления в системе.

Скорость $v_{н}$ выходного звена регулируется изменением степени открытия дросселя: чем она меньше, тем бóльшая доля подачи насоса направляется в гидроцилиндр и тем больше скорость $v_{н}$. При полном закрытии дросселя скорость $v_{н}$ наибольшая. При пол-

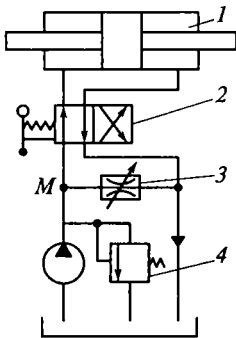
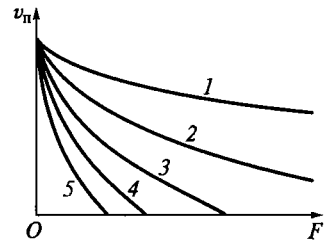


Рис. 12.12. Принципиальная схема объемного гидропривода с дроссельным регулированием при параллельном включении дросселя:

1 — гидроцилиндр; 2 — гидрораспределитель; 3 — дроссель; 4 — предохранительный клапан; *M* — точка разделения потока

Рис. 12.13. Нагрузочные характеристики гидропривода при параллельном включении дросселя:

1 — $\bar{S} = 0,2$; 2 — $\bar{S} = 0,4$; 3 — $\bar{S} = 0,6$; 4 — $\bar{S} = 0,8$;
5 — $\bar{S} = 1$; остальные обозначения см. на рис. 12.10



ном открытии дросселя скорость поршня уменьшается до нуля или до минимального значения в зависимости от нагрузки F .

Для параллельного включения дросселя, предполагая, что потери давления в распределителе и гидролиниях отсутствуют:

$$Q_n = Q_r + Q_{др}; p_n = p_r = p_{др} = F/S_n.$$

Второе уравнение записано на основании равенства потерь давления в параллельных трубопроводах.

Скорость поршня

$$v_n = Q_r/S_n = (Q_n - Q_{др})/S_n.$$

Расход через дроссель

$$Q_{др} = \mu S_{др} \sqrt{2p_{др}/\rho} = \mu S_{др} \sqrt{2F/(\rho S_n)}.$$

После подстановки в предыдущее уравнение получим

$$v_n = \left[Q_n - \mu S_{др} \sqrt{2F/(\rho S_n)} \right] / S_n. \quad (12.16)$$

На рис. 12.13 показаны нагрузочные характеристики гидропривода при его регулировании параллельно включенным дросселем, построенные по формуле (12.16) для постоянных значений $\bar{S} = S_{др}/S_{др\max}$. В отличие от характеристик при последовательном включении дросселя они имеют противоположную кривизну и выходят из одной точки, соответствующей $v_{n\max}$ и $F=0$. Нагрузка F_{\max} , вызывающая торможение выходного звена, уменьшается с увеличением степени открытия дросселя, и при $\bar{S} \rightarrow 0$ $F_{\max} \rightarrow \infty$. При параллельном включении исключается возможность регулирования при направлении преодолеваемой силы вдоль штока в сторону его перемещения.

При параллельном включении дросселя КПД гидропривода определяется так же, как и при последовательном включении, формулой (12.15), а при допущении, что $\eta_n = \eta_r = 1$, $\eta_{гп}$ равен КПД процесса управления $\eta_{п.у}$. Последний определяется формулой (12.14) и для гидроцилиндра

$$\eta_{п.у} = \bar{F} \bar{v}_n = \bar{p}_r \bar{Q}_r,$$

где для рассматриваемого случая $\bar{p}_r = p_r/p_H = \bar{F} = 1$; $\bar{F} = F/F_{\max}$; $\bar{v}_n = v_n/v_{\max}$; $\bar{Q}_r = Q_r/Q_{\max}$.

Следовательно, при параллельном включении дросселя

$$\eta_{п.у} = \bar{v}_n = \bar{Q}_r, \quad (12.17)$$

где относительная скорость поршня

$$\bar{v}_n = \frac{v_n}{v_{\max}} = \frac{v_n}{Q_H} S_{п} = 1 - \mu \frac{S_{др}}{Q_H} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_H} = 1 - \frac{Q_{др}}{Q_H} = 1 - \bar{S}.$$

Таким образом, в данном случае КПД процесса управления $\eta_{п.у}$ однозначно определяется относительным расходом жидкости через дроссель или, что то же самое, степенью открытия дросселя: $\eta_{п.у} = 1 - \bar{S}$.

Сравнение рассмотренных способов регулирования гидропривода (двух вариантов дроссельного и объемного) целесообразно провести по трем показателям: нагрузочным характеристикам, КПД и стоимости применяемых гидромашин и аппаратуры.

Нагрузочная характеристика гидропривода характеризует степень стабильности скорости выходного звена (штока, вала) при изменяющейся нагрузке. Обычно требуется возможная большая стабильность, т.е. наименьшая просадка гидропривода.

На рис. 12.14 показаны нагрузочные кривые — зависимости скорости \bar{v}_n выходного звена от нагрузки \bar{F} на нем, построенные при постоянных значениях рабочих объемов гидромашин при объемном регулировании и неизменных степенях открытия регулирующих дросселей при дроссельном регулировании, а также при одинаковых значениях максимальной скорости и тормозящей нагрузки.

Наибольшей стабильностью обладает гидропривод с объемным регулированием (кривая 1). Значительно хуже в этом отношении дроссельное регулирование с последовательным включением дрос-

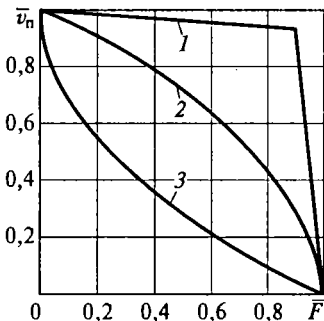


Рис. 12.14. Сравнение гидроприводов по нагрузочным характеристикам при регулировании:

1 — объемном; 2 — дроссельном с последовательным включением дросселя; 3 — дроссельном с параллельным включением дросселя; $\bar{v}_n = v_n/v_{\max}$ — относительная скорость выходного звена привода; $\bar{F} = F/F_{\max}$ — относительная нагрузка

ся (кривая 2) и еще хуже дроссельное регулирование с параллельным включением дросселя (кривая 3).

По рис. 12.15 видно, что наиболее высокий КПД гидропривода получается при объемном регулировании, ниже — при дроссельном с параллельным включением дросселя и еще ниже при дроссельном с последовательным включением дросселя.

Следовательно, по двум важнейшим показателям — нагрузочным характеристикам и КПД — лучшие качества имеет гидропривод с объемным регулированием.

Однако при выборе способа регулирования гидропривода необходимо учитывать еще экономические показатели.

Регулируемые гидромашинны — насосы и гидромоторы — более дорогостоящие, чем нерегулируемые. Используя регулируемый гидропривод, идут на значительные капитальные затраты, но благодаря более высокому КПД получают экономию в эксплуатационных расходах, т. е. в стоимости энергозатрат. Ввиду этого объемное регулирование гидропривода обычно применяют, когда существенными являются энергетические показатели, например для гидроприводов большой мощности и с длительными режимами их работы. Гидроприводы с дроссельным регулированием и дешевыми, например шестеренными, насосами используют обычно в маломощных системах, а также когда режимы работы гидропривода кратковременные.

12.4. СТАБИЛИЗАЦИЯ И СИНХРОНИЗАЦИЯ ДВИЖЕНИЯ ВЫХОДНЫХ ЗВЕНЬЕВ ГИДРОПРИВОДОВ

В гидроприводах металлорежущих станков и других машин часто применяют дроссельное регулирование с устройством для стабилизации скорости выходного звена с целью улучшения нагрузочных характеристик. Таким устройством служит регулятор потока, обеспечивающий стабильность установленной скорости независимо от изменения нагрузки.

На рис. 12.16 показана схема гидропривода поступательного движения с регулятором потока, установленным последовательно на выходе из гидроцилиндра. Регулятор 1 состоит из регулируемого дросселя 2 и редуционного клапана 3. Последний поддер-

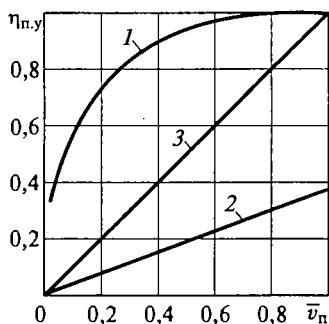


Рис. 12.15. Сравнение способов регулирования по КПД процесса управления $\eta_{п.у}$:

обозначения см. на рис. 12.14

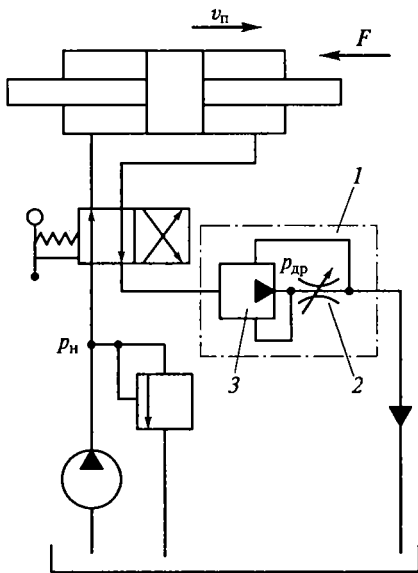


Рис. 12.16. Схема гидропривода с регулятором потока:

1 — регулятор; 2 — регулируемый дроссель; 3 — редукционный клапан; $p_{др}$ — давление на входе в дроссель; p_n — давление насоса; остальные обозначения см. на рис. 12.9

живает постоянное давление $p_{др}$ на входе в дроссель. На выходе из дросселя при малом сопротивлении отводящей гидролинии давление можно считать постоянным и равным атмосферному.

Следовательно, расход жидкости в гидродвигатель $Q_r = Q_n - Q_{др}$ при неизменной подаче насоса постоянна и не зависит от нагрузки, поэтому постоянной будет и скорость выходного звена. В действительности скорость v_n с увеличением нагрузки несколько уменьшается вследствие утечек в насосе, возрастающих с увеличением давления, а также из-за неточности работы редукционного клапана. Нагрузочная характеристика гидропривода с регулятором потока имеет примерно такой же вид, как и с объемным регулированием (кривая 1 на рис. 12.14). Крутой спад скорости вблизи тормозной нагрузки обусловлен открытием предохранительного клапана.

Гидропривод с постоянной выходной частотой вращения при переменной частоте вращения вала насоса и переменной нагрузке на валу гидромотора называют стабилизированным.

Стабилизация выходной частоты вращения обычно осуществляется по сигналу центробежного или электрогидравлического регулятора, воздействующего через усилительное звено на механизм изменения рабочего объема насоса. Гидромотор в такой схеме обычно нерегулируемый.

Схема простейшего гидропривода для стабилизации частоты вращения электрогенератора переменного тока стабильной частоты с центробежным регулятором скорости приведена на рис. 12.17.

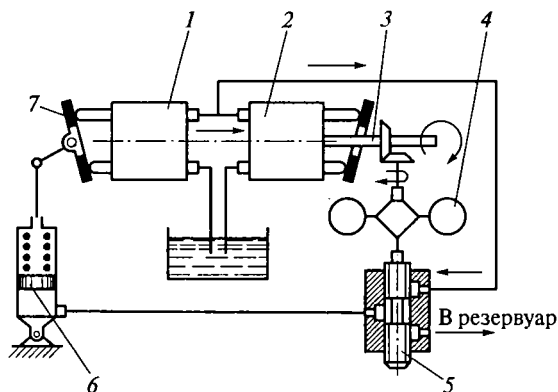


Рис. 12.17. Схема гидропривода с постоянной частотой вращения на выходе:

1 — насос; 2 — гидромотор; 3 — вал гидромотора; 4 — центробежный регулятор; 5 — золотник гидрораспределителя; 6 — гидроцилиндр; 7 — диск

Гидропривод состоит из насоса 1, соединенного с приводящим двигателем, и гидромотора 2, вал 3 которого соединен с электрогенератором и приводит во вращение центробежный регулятор 4, который перемещает при изменении частоты вращения гидромотора 2 золотник 5 гидрораспределителя системы управления. Последний, подавая жидкость в гидроцилиндр 6 механизма регулирования (угла наклона диска 7) насоса 1, восстанавливает рассогласование, поддерживая выходную частоту вращения гидромотора постоянной.

Когда от одного насоса приводится в действие два или более гидродвигателей, бывает необходимо обеспечить одинаковые скорости их выходных звеньев, несмотря на некоторое различие нагрузок. Такая потребность возникает, например, в гидроприводе грузоподъемной машины, в которой груз должен подниматься несколькими параллельно соединенными гидроцилиндрами без перекосов.

Синхронизация движения гидродвигателей осуществляется с помощью так называемого делителя потока (рис. 12.18), принцип действия которого основан на дросселировании. В точке *М* поток разветвляется на два, каждый из которых проходит через постоянный дроссель 1, а затем подводится к гильзе 5 с плавающим поршнем 4. Последний играет роль клапана, перемещаясь в ту или другую сторону в зависимости от действующей на него разности давлений. Разность давлений возникает, когда вследствие разных нагрузок расход жидкости в одной ветви отличен от расхода в другой и, следовательно, потеря давления в одном дросселе больше, чем в другом. Перемещаясь в сторону меньшего давления,

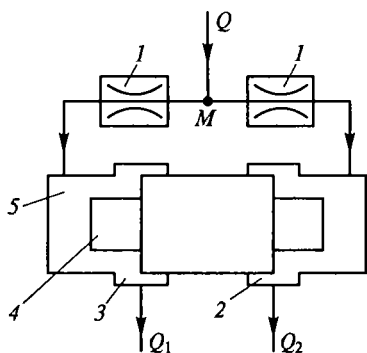


Рис. 12.18. Схема делителя потока:
 1 — дроссели; 2, 3 — отверстия; 4 — поршень; 5 — гильза; М — точка разделения потока Q на потоки Q_1 и Q_2

например вправо, поршень 4 уменьшает площадь отверстия 2 и увеличивает площадь отверстия 3. Поршень остановится тогда, когда давление в правой и левой полостях гильзы, а следовательно, и расход через эти полости будут одинаковыми.

12.5. СЛЕДЯЩИЙ ГИДРОПРИВОД (ГИДРОУСИЛИТЕЛЬ)

Следящим называется регулируемый гидропривод, в котором скорость движения выходного звена изменяется по определенному закону в зависимости от задающего воздействия на звено управления. Выходное звено — это обычно шток гидроцилиндра или вал гидромотора, а звено управления — устройство, на которое подается управляющий сигнал.

В большинстве случаев при использовании следящего гидропривода к функциям слежения добавляют также функции усиления управляющего сигнала по мощности, поэтому следящий гидропривод часто называют гидроусилителем. Следящий гидропривод применяют в случаях, когда непосредственное ручное управление той или иной машиной является для человека непосильным (на самолетах, кораблях, тяжелых автомобилях и тракторах, строительно-дорожных и других машинах, а также в системах гидроавтоматики металлорежущих станков).

Схема простейшего следящего гидропривода поперечной подачи суппорта копировального станка показана на рис. 12.19. Суппорт 9 объединен с выходным звеном гидропривода — подвижным корпусом 7 гидроцилиндра, в котором размещено также звено управления — золотниковый гидрораспределитель 3. Поршень 1 гидроцилиндра закреплен на корпусе 8 суппорта. При продольной подаче суппорта шуп 5 скользит по копиру 6 и смещает гидрораспределитель, который открывает доступ жидкости из подводящей гидролинии 4 в большую полость 2 гидроцилиндра. В свою очередь, это вызывает смещение корпуса 7 с закрепленным на нем резцом, повторяющее смещение гидрораспределителя. При этом

щель, соединявшая полость 2 с подводом 4, перекрывается, чем осуществляется прямая обратная связь выходного и задающего звеньев. Посредством этой связи восстанавливается равновесие в системе после исполнения управляющего сигнала. Непрерывное протекание процессов рассогласования и восстановления представляет собой слежение выходного звена за командой задающего.

Схема широко распространенного гидроусилителя с рычажной связью между звеньями показана на рис. 12.20. В нем выходному звену (штоку 6) сообщают движения, согласованные с определенной точностью с перемещением звена управления (тяги 2) при требуемом усилении входной мощности.

Для обеспечения слежения выходного звена 6 за перемещением звена 2 управления обычно применяют отрицательную обратную связь, передающую движения выходного звена на звено управления для уменьшения управляющего сигнала. Действие этой связи сводится к тому, что движение звена управления в сторону открытия расходных окон гидрораспределителя 5 вызывает движение выходного звена, направленное на их закрытие.

Обратная связь в схеме, представленной на рис. 12.20, осуществляется с помощью дифференциального рычага 8, охватывающего гидрораспределитель (звено управления) 5 и поршень 3 гидродвигателя со штоком 6 (выходное звено). При перемещении тяги 2, связанной с ручкой управления, перемещается точка 1 дифференциального рычага 8, с которым связаны штоки силового ци-

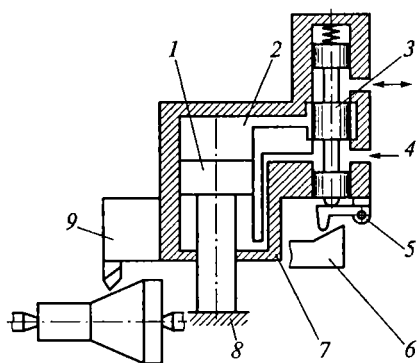


Рис. 12.19. Схема следящего гидропривода поперечной подачи суппорта копировального станка:

1 — поршень; 2 — полость; 3 — гидрораспределитель; 4 — подводная гидрочасть; 5 — шуп; 6 — копир; 7 — корпус гидроцилиндра; 8 — корпус суппорта; 9 — суппорт

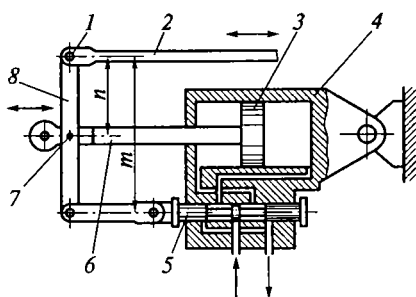


Рис. 12.20. Схема гидроусилителя с механической обратной связью:

1 — точка (шарнир); 2 — тяга; 3 — поршень; 4 — силовой цилиндр; 5 — гидрораспределитель; 6 — шток (выходное звено); 7 — точка выходного звена; 8 — дифференциальный рычаг; n , m — звенья двуплечего рычага

линдра 4 и гидрораспределителя 5. Так как силы, противодействующие смещению золотника гидрораспределителя, несравненно меньше соответствующих сил, действующих в системе силового поршня 3, точку 7 штока 6 можно рассматривать в начале движения тяги 2 как неподвижную, ввиду чего перемещение тяги вызовет через рычаг 8 смещение золотника гидрораспределителя 5. В результате при его смещении из нейтрального положения на величину, превышающую перекрытие $(m - t)/2$ (см. рис. 11.1, а), жидкость поступает в соответствующую полость цилиндра 4, что вызовет перемещение поршня 3 (а следовательно, и движение точки 7 выходного звена) на некоторое расстояние, пропорциональное перемещению тяги 2.

Если движение тяги 2 прекратится, продолжающий перемещаться поршень 3 сообщит через рычаг 8 золотнику гидрораспределителя 5 перемещение, противоположное тому, которое он получал до этого при смещении тяги 2. При этом расходные окна гидрораспределителя будут в результате обратного движения его плунжера постепенно прикрываться, скорость поршня 3 будет уменьшаться до тех пор, пока золотник не займет положение, при котором окна гидрораспределителя полностью перекроются и движение прекратится. При смещении золотника гидрораспределителя в противоположную сторону движение всех элементов регулирующего устройства происходит в обратном направлении.

В действительности отдельных (ступенчатых) этапов движения управляющего и выходного звеньев рассматриваемого следящего привода не существует, а оба движения протекают почти одновременно: имеется не ступенчатое, а непрерывное «слежение» исполнительным механизмом за перемещением звена управления. После того как выходной сигнал, переданный через обратную связь, становится равным управляющему сигналу, питание гидродвигателя прекращается.

Гидроприводы, в которых входным воздействием является электрический сигнал, преобразуемый в перемещение гидрораспределителя, называют электрогидравлическими. В них выходное звено отслеживает изменение электрического сигнала, поступающего на звено управления. Простейшие системы для преобразования электрического сигнала в гидравлический представлены в [2].

12.6. ГИДРОЛИНИИ, ГИДРОЕМКОСТИ, РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ

Гидролинии. Надежность объемных гидромашин и гидроприводов в значительной мере зависит от совершенства гидравлических коммуникаций, а также от качества жидкости и очистки ее в процессе работы. Устройства, предназначенные для прохождения рабочей жидкости в процессе работы гидропривода, называют гидро-

линиями. В соответствии с выполняемыми функциями их разделяют на *всасывающие* — по которым рабочая жидкость движется к насосу; *напорные* — по которым рабочая жидкость под давлением движется от насоса к гидрораспределителю, гидродвигателю или гидроаккумулятору; *сливные* — по которым рабочая жидкость движется в гидробак.

Кроме того, различают гидролинии управления, по которым рабочая жидкость движется к устройствам для управления, и дренажные, по которым отводятся утечки рабочей жидкости.

Основными требованиями к гидролиниям являются обеспечение минимального гидравлического сопротивления и прочность конструкции.

Для обеспечения минимального гидравлического сопротивления гидролинии и каналы следует выполнять по возможности максимального сечения с наименьшим числом местных сопротивлений.

Гидравлическое сопротивление трубопроводов и арматуры рассчитывают по рекомендациям, приведенным в гл. 6.

Для напорных гидролиний скорость течения жидкости рекомендуется выбирать в пределах 5... 10 м/с, а для всасывающих 1... 2 м/с.

Гидроемкости. Устройства, предназначенные для содержания рабочей жидкости с целью использования ее в процессе работы объемного гидропривода, называются гидроемкостями. К ним относятся гидробаки и гидроаккумуляторы.

Гидробак предназначен для питания объемного гидропривода рабочей жидкостью и может находиться под атмосферным и избыточным давлением. Наиболее распространен гидробак открытого типа (рис. 12.21, а). Рабочая жидкость заливается в гидробак через горловину 1, снабженную сетчатым фильтром. Объем жидкости в гидробаке контролируется указателем уровня 4. В насос жидкость поступает через насадок 3 с фильтром и из гидросистемы в гидробак — через насадок 5. Для избежания барботажа (ин-

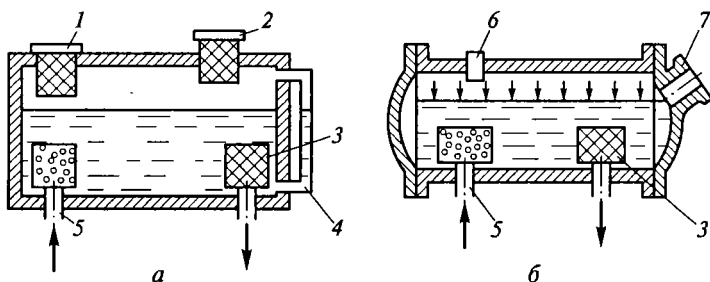


Рис. 12.21. Схемы гидробаков открытого (а) и закрытого (б) типов: 1, 7 — горловины; 2 — сапун; 3 — насадок с фильтром; 4 — указатель уровня; 5 — насадок; 6 — штуцер

тенсивного перемешивания) жидкости, который может привести к вспениванию последней, на насадке 3 устанавливают сетчатое устройство или перфорированный колпак для дробления струи.

Воздушный объем над свободной поверхностью жидкости общается с окружающей средой через сапун 2, снабженный воздушным фильтром тонкой очистки для защиты внутреннего объема гидробака от мелкодисперсного загрязнителя, содержащегося в атмосфере.

В системах, предназначенных для работы в условиях переменного атмосферного давления (к примеру, при подъеме самолета на высоту 1000 м атмосферное давление понижается до 0,02 МПа (180 мм рт.ст.)), применяют герметичные гидробаки с наддувом (около 0,2...0,3 МПа) газом (рис. 12.21, б). Наддув осуществляют инертным газом (азотом), применение которого не вызывает окисления масла, через штуцер 6. Жидкость возвращается из гидросистемы в гидробак через насадок 5 с перфорированным колпаком для дробления струи. Гидробак заправляют жидкостью через специальную, снабженную фильтром, горловину 7, герметично перекрываемую крышкой.

Гидроаккумулятор — емкость, предназначенная для аккумуляции энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением. Гидроаккумулятор, в котором аккумуляция (накапливание) и возврат (отдача) энергии происходят за счет сжатия и расширения газа, называют пневмогидроаккумулятором. В системах гидропривода преимущественно применяют аккумуляторы этого типа.

Пневмогидроаккумулятор представляет собой закрытый сосуд (рис. 12.22), заполненный сжатым газом с некоторым начальным давлением зарядки. При подаче в этот сосуд жидкости объем газовой камеры уменьшается, вследствие чего давление газа повышается, достигая к концу заряда жидкостью некоторого заданного максимального значения.

В пневмогидроаккумуляторах, применяемых в гидроприводах, жидкость и газ обычно разделены поршнем или иными средствами для устранения возможности растворения газа в жидкости. В соответствии с типом применяемого разделителя сред различают поршневые (рис. 12.22, а) и диафрагменные (рис. 12.22, б) гидроаккумуляторы.

Недостатком первых является трение поршня в цилиндре, на преодоление которого расходуется энергия пневмогидроаккумулятора, а также возможность нарушения герметичности в соединении поршня и цилиндра. Кроме того, при наличии трения возможны скачкообразные движения поршня и, как следствие, колебания давления. Такие недостатки практически устранены в пневмогидроаккумуляторах, в которых среды разделяются с помощью эластичной резиновой диафрагмы.

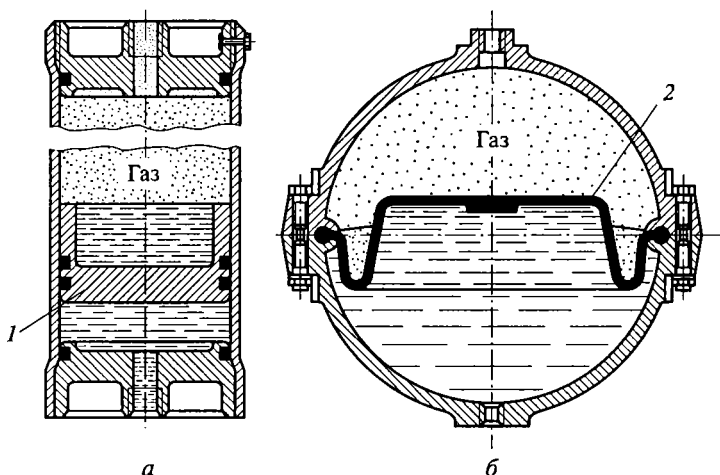


Рис. 12.22. Пневмогидроаккумулятор с разделителем сред:
a — поршневым *1*; *б* — диафрагменным *2*

Расчет пневмогидроаккумулятора сводится к определению его вместимости V_k и полезного объема V_n , под которым понимается объем жидкости, вытесняемый газом из пневмогидроаккумулятора в процессе его разряда. Произведение полезного объема на среднее давление газа в рабочем диапазоне давлений определяет накопленную энергию пневмогидроаккумулятора, которая отдается при разряде.

Допуская, что изменение состояния газа представляет собой изотермический процесс, можно записать (рис. 12.23)

$$V_1/V_2 = p_1/p_2, \quad (12.18)$$

где p_1 и V_1 — начальные значения давления и объема газовой полости до заряда пневмогидроаккумулятора жидкостью; p_2 и V_2 — конечные значения давления и объема газовой полости в конце заряда пневмогидроаккумулятора жидкостью.

Объем V_1 до заполнения пневмогидроаккумулятора жидкостью равен вместимости V_k пневмогидроаккумулятора ($V_1 = V_k$), а полезный объем жидкости V_n равен разности объемов газовой полости при заряде (отмечен горизонтальной штриховкой):

$$V_n = V_1 - V_2.$$

Подставив в последнее выражение значение V_2 из формулы (12.18), получим величину полезного объема при полном вытеснении жидкости из пневмогидроаккумулятора

$$V_n = V_1 (1 - p_1/p_2) = V_k (1 - p_1/p_2). \quad (12.19)$$

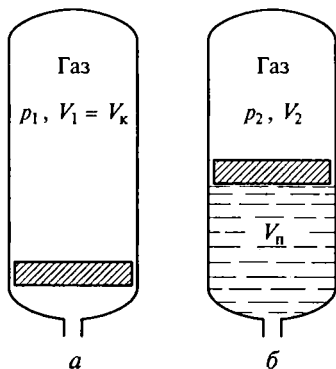


Рис. 12.23. Схемы для расчета пневмогидроаккумулятора:

a — полностью заряженный; *b* — разряженный; p_1, p_2 — соответственно начальное и конечное давление; $V_к, V_п$ — соответственно вместимость и полезный объем пневмогидроаккумулятора; V_1, V_2 — соответственно начальный и конечный объем

При быстром расширении газа изменение его состояния протекает обычно на режимах, соответствующих политропному процессу.

Пневмогидроаккумулятор часто применяют как источник аварийного питания отдельных ветвей гидросистемы в случае отказа или выключения насоса, а также в случае, когда требуется какой-либо участок гидросистемы выдержать длительное время под постоянным давлением, например для длительной выдержки под давлением деталей, формируемых из резины. Так как энергия, накопленная в пневмогидроаккумуляторе, может быть отдана в течение короткого времени, аккумулятор может кратковременно развивать большую мощность. Благодаря этому применение пневмогидроаккумуляторов особенно рентабельно в гидросистемах с большими пиками расхода жидкости, значения которых намного превышают подачу насоса; это позволяет понизить мощность питающих насосов до средней мощности потребителей гидроэнергии. Насосы гидросистем с пневмогидроаккумуляторами переводят после заряда аккумулятора на режим холостого хода. При нерегулируемом насосе используют автоматы разгрузки (рис. 12.24).

При повышении давления в пневмогидроаккумуляторе 2 до значения, на которое отрегулирована пружина выключателя 1, подача насоса направляется в безнапорный гидробак 4. Питание

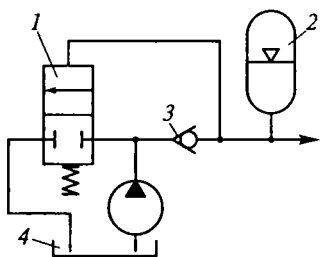


Рис. 12.24. Схема устройства для разгрузки нерегулируемого насоса при заряде пневмогидроаккумулятора:

1 — выключатель; 2 — пневмогидроаккумулятор; 3 — обратный клапан; 4 — гидробак

гидросистемы осуществляется пневмогидроаккумулятором 2, который отключается от насоса и гидробака 4 с помощью обратного клапана 3. При разряде пневмогидроаккумулятора до заданного нижнего уровня давления выключатель 1 снова направляет подачу насоса в аккумулятор.

Рабочая жидкость гидропривода. Как и любой рабочий элемент конструкции, рабочая жидкость подвержена механическому и химическому разрушению (деструкции), имеет ограниченный срок службы, причем последний во многом зависит от типа жидкости, условий и режима эксплуатации, поэтому к ней предъявляют требования обеспечения прочности и долговечности. Жидкость является также смазывающим материалом (должна обеспечивать смазывание механизмов гидропривода) и охлаждающей средой.

В гидроприводах машин, предназначенных для работы в стабильных температурных условиях, обычно применяют рабочие жидкости минерального происхождения с вязкостью при температуре 50 °С 10...40 сСт, а именно трансформаторное, веретенное, индустриальное, турбинное и другие масла [9, 14]. Применение менее вязких жидкостей приводит к увеличению утечек, а более вязких — к увеличению гидравлических потерь.

Для работы в условиях широкого температурного диапазона -60...+60 °С применяют специальные смеси минеральных масел, обеспечивающих вязкость в заданном диапазоне температур в пределах 10...1200 сСт. Таким требованиям отвечает масляная смесь АМГ-10.

Для работы при температуре около 180...230 °С применяют синтетические жидкости на кремнийорганической основе. В настоящее время в гидросистемах широко используют водомасляные эмульсии и синтетические негорючие жидкости на водной основе. Используя такие материалы, следует учитывать их повышенную склонность к деструкции, коррозионную и кавитационную активность. Как правило, при этом следует снижать рабочее давление и частоту вращения вала гидромашин в 1,5—2 раза.

Фильтрация рабочей жидкости. Чистота рабочей жидкости определяет надежность гидроприводов. Источниками загрязнения рабочей жидкости являются:

- остатки производства и ремонта гидромашин и аппаратуры (стружка, отделившиеся заусенцы);
- остатки при изготовлении и сборке гидролиний (окалина, брызги металла при сварочных работах);
- продукты изнашивания деталей;
- продукты старения уплотнений и деструкции жидкости;
- воздушная пыль.

Тонкость фильтрации определяется сроком службы и назначением гидропередачи. Для прецизионных следящих систем тонкость фильтрации должна составлять 1...3 мкм, для следящих систем с

высоким сроком службы (гидроприводов летательных аппаратов) — 5 мкм, для наземных гидропередат с повышенным сроком службы — 10... 15 мкм, для гидропередат с ограниченным сроком службы — 25 мкм.

С увеличением длительно действующего в гидропередатках давления (в настоящее время 25...40 МПа) требования к чистоте рабочих жидкостей повышаются.

Фильтры на линиях гидросистем служат для выполнения следующих функций:

очистка жидкости при заправке (заправочные фильтры), для чего часто используют центробежные очистители;

очистка воздуха, соприкасающегося с жидкостью (воздушные фильтры гидробаков);

непрерывная очистка рабочей жидкости при работе гидропередатки (рабочие фильтры, вмонтированные в линии гидросистем).

В последнем случае через фильтр пропускают обычно не менее 20...30 % полного потока жидкости.

Фильтрующие элементы изготавливают из металлических сеток саржевого плетения, металлокерамики, специальной бумаги. Во избежание разрушения фильтрующих элементов тонкой очистки 2 (рис. 12.25) под действием возрастающего перепада давлений при их постепенном засорении устанавливают предохранительный клапан 3, ограничивающий этот перепад. Кроме того, предусматривают размещение сигнализатора, оповещающего о необходимости замены фильтра. Иногда для защиты системы от быстрого засорения за клапаном 3 устанавливают дополнительный фильтр 1 грубой очистки.

Размещение рабочих фильтров. Схемы гидроприводов с разомкнутой и замкнутой циркулирующей жидкости показаны соответственно на рис. 12.2 и 12.3.

Наиболее эффективной является установка рабочего фильтра на линии всасывания основного насоса 4 (см. рис. 12.2) или вспомогательного насоса 2 (см. рис. 12.3). При этом весь поток, поступающий в систему извне, очищается. Однако такие фильтры имеют большие размеры и требуют частой замены для обеспечения малого гидравлического сопротивления линий всасывания.

Установка фильтров на основных напорных гидролиниях (за насосами 4 (см. рис. 12.2) и 1 (см. рис. 12.3)) позволяет эффективно

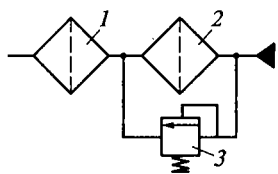


Рис. 12.25. Схема установки фильтров:
1 — фильтр грубой очистки; 2 — фильтр тонкой очистки; 3 — предохранительный клапан

очищать полный поток, но требует фильтров с тяжелыми корпусами, способными противостоять высокому давлению.

Частичную фильтрацию потока в разомкнутой гидросистеме производят, устанавливая фильтр на линии слива, а в замкнутой — устанавливая его на линии нагнетания вспомогательного насоса 2. При этом очищается только часть потока, и насосы не защищены от загрязнений, поступающих в гидробак, но фильтры имеют малые размеры и массу. Такой способ фильтрации части потока наиболее распространен в гидропередачах самоходных машин.

Для улучшения очистки жидкости, циркулирующей в основных гидролиниях a и b замкнутых гидропередач при частичной фильтрации, получил распространение непрерывный отвод жидкости из них через золотниковый гидрораспределитель. Его устанавливают между линиями a и b параллельно предохранительному клапану 5. Золотник смещается под действием высокого давления p_2 в сторону гидролинии низкого давления p_1 . При этом гидролиния низкого давления p_1 соединяется через подпорный клапан с гидробаком, и в него поступает часть рабочей жидкости, возвращаемая в систему через фильтр вспомогательным насосом 2. Такой способ фильтрации является искусственным увеличением наружных утечек, но без ухудшения характеристик гидропередачи.

Поток, отводимый на пути к гидробаку, используется обычно для прокачки полостей корпусов насоса 1 и гидродвигателя 6 с целью их очистки от продуктов изнашивания и охлаждения.

Центробежные очистители жидкости. В гидросистемах некоторых машин применяют центробежные очистители жидкости (центрифуги), которые очищают жидкость от частиц загрязнителя с плотностью, превышающей плотность рабочей жидкости.

Принципиальная схема центробежного очистителя представлена на рис. 12.26. Жидкость, подлежащая очистке, подается через полую ось 2 под давлением 0,3...0,6 МПа во вращающийся ротор 1, в котором она приобретает угловую скорость, приближающуюся к скорости ротора. Частицы загрязнителя с плотностью, превышающей плотность жидкости, отбрасываются под действием центробежной силы к стенкам ротора и осаждаются на них.

Охладители жидкости. Разность между мощностью, потребляемой насосом, и полезной мощностью гидродвигателей превращается в теплоту, и рабочая жидкость в процессе работы гидропривода нагревается, что обычно наблюдается в гидросистемах с дроссельным регулированием и гидродинамических передачах.

Расходуемую мощность ΔN в гидросистеме можно определить как разность между мощностью насоса N_n и полезной мощностью потребителей N_p :

$$\Delta N = N_n (1 - \eta), \quad (12.20)$$

где η — полный КПД гидропривода.

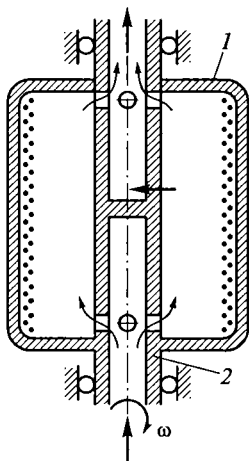


Рис. 12.26. Схема центробежного очистителя рабочей жидкости:

1 — ротор; 2 — полая ось; ω — угловая скорость ротора

В гидроприводах с насосами небольшой мощности (менее 6 кВт) рабочая жидкость охлаждается обычно без применения специальных охладителей — путем теплового излучения и конвективного переноса теплоты окружающей средой. Однако при большой мощности и длительных режимах работы гидросистемы необходимо применять для обеспечения требуемых

температурных условий охлаждающие устройства (теплообменные устройства, или охладители).

Теплообменники устанавливают, как правило, на сливных линиях после гидродвигателей, переливных клапанов или на линиях отвода утечек из гидросистемы, так как в этих гидролиниях перед возвратом в гидробак жидкость имеет наибольшую температуру.

Теплообменники должны поддерживать оптимальную температуру в основных рабочих органах гидропередачи. При высокой температуре вязкость жидкости снижается и утечки увеличиваются. Если температура низкая, а вязкость жидкости соответственно велика, возрастают механические потери.

При чрезмерном повышении температуры и снижении вязкости жидкости возникают переход к граничному трению в нагруженных парах и их быстрое изнашивание. Ускоряется при этом изнашивание уплотнительных резиновых элементов и деструкция жидкостей.

Максимальное значение КПД и большую долговечность ОГП можно получить при использовании жидкости в оптимальном интервале вязкости, соответствующем оптимальному интервалу температур. Чаще всего оптимальные интервалы составляют для вязкости $\nu_{\text{опт}} = (0,16 \dots 0,25) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ соответственно при температуре $t_{\text{опт}} = 60 \dots 40 \text{ }^\circ\text{C}$; минимально допустимая вязкость $\nu_{\text{мин}} = (0,04 \dots 0,06) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ соответственно при максимальной температуре $t_{\text{max}} = 90 \dots 80 \text{ }^\circ\text{C}$. В указанных предельных условиях работы гидропередачи используют только кратковременно.

Гидродинамические передачи работают постоянно при температуре жидкости $t_{\text{опт}} = 70 \dots 90 \text{ }^\circ\text{C}$ и кратковременно при $t_{\text{max}} = 100 \dots 110 \text{ }^\circ\text{C}$, поэтому при использовании в приводах машин ГДП требуются специальные охладители жидкости [13, 14].

13.1. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ

В современной технике и, в частности, в системах автоматизации производственных процессов применяют наряду с гидравлическими пневматические приводы и механизмы, основанные на использовании в качестве рабочей среды сжатого или разреженного воздуха. Применение пневмоприводов имеет особые преимущества в случаях, когда требуется осуществить быстрые перемещения нагрузки (выхода), а также когда применение гидроприводов с минеральной рабочей средой недопустимо по правилам пожарной безопасности.

Современная техника располагает совершенными пневматическими устройствами, с помощью которых решаются сложные задачи по автоматизации управления машинами и производственными процессами. В последнее время пневматика используется также для решения логических задач.

Пневматические приводы (системы) повсеместно применяют в полиграфическом машиностроении, литейных и сварочных агрегатах, оборудовании для термической обработки, подъемно-транспортных устройствах и других отраслях техники. Особенно широко пневмоприводы применяют в устройствах и аппаратах управления транспортными машинами, в тормозных системах поездов, управлении рулями транспортных средств, ракет и металлообрабатывающих станках. В последних пневмоприводы используют для выполнения операций автоматической загрузки и закрепления заготовок, включения и выключения рабочих движений режущего инструмента, освобождения и удаления заготовок со станка и выполнения других функций по автоматизации станочных операций и контролю.

К основным достоинствам пневматических систем относятся надежность и долговечность, быстрота действия (срабатывания), простота конструкции и экономичность, обусловленные одноканальным питанием исполнительных пневмоагрегатов (отработавший воздух выпускается непосредственно в атмосферу без отводящих трубопроводов) и низкой стоимостью самой рабочей среды. Пневматические устройства являются безопасными в пожар-

ном отношении, что способствует их широкому применению в горнодобывающей и химической промышленности.

Наряду с этими положительными качествами пневматические системы обладают рядом недостатков, вытекающих в основном из природы рабочей среды — воздуха. Воздух обладает высокой сжимаемостью, ввиду чего он при сжатии накапливает энергию, которая при известных условиях (больших инерционных нагрузках пневмодвигателя) может быть преобразована в кинетическую энергию движущихся масс нагрузки и вызвать рывки и удары. Сжимаемость воздуха в пневматических системах затрудняет возможность фиксации без применения специальных позиционеров и следящих устройств выходного звена пневмодвигателей в заданных промежуточных положениях.

Вследствие сжимаемости рабочей среды пневматические силовые системы не обеспечивают без специальных дополнительных средств необходимой плавности и точности хода, а также получение при переменной нагрузке равномерной и стабильной скорости. Помимо этого пневмоприводы имеют, как правило, более низкий КПД по сравнению с гидроприводами и требуют применения смазочных устройств.

Сжатый воздух для питания пневматических систем обычно вырабатывается компрессорами, обслуживающими пневматические машины всего предприятия либо определенную их группу. Применяют преимущественно компрессоры объемных типов, главным образом пластинчатые и поршневые [6].

В подобных централизованных и групповых системах питания обычно применяют давление 0,5...0,6 МПа, при более высоком давлении питание осуществляется от собственного компрессора. Распространены компрессоры на давление 5 МПа. В самолетных гидропневмосистемах давление воздуха доведено в целях уменьшения веса пневмоагрегатов до 10...15 МПа. В этом случае питание пневмоприводов осуществляется от предварительно заряженных сжатым воздухом (газом) баллонов.

Пневматические исполнительные механизмы представляют собой силовые устройства, предназначенные для выполнения команд, формируемых регулирующими или управляющими пневматическими системами. Пневматический исполнительный механизм управляет непосредственно регулирующим органом (шибером, клапаном, направляющей поворотной лопаткой и т.д.) или иным механизмом, например механизмом для подачи инструмента, зажимом детали или механизмом тормозного устройства транспортного средства.

В пневматике применяют довольно разнообразные пневматические механизмы. Однако в подавляющем большинстве случаев используют поршневые и мембранные исполнительные механизмы, так как они просты по конструкции, имеют высокую надежность

и обеспечивают значительные усилия на штоке. По сравнению с электрическим приводом поступательного движения, развивающим те же усилия, пневмопривод значительно легче, дешевле и проще по конструкции.

Преимущества пневмопривода по сравнению с гидроприводом заключаются в относительной простоте конструкции как самого привода, так и устройств управления, и более низкой стоимости. Некоторая утечка воздуха, которая может происходить из пневмопривода, не отражается заметно на его работе. В противоположность этому утечка из гидропривода недопустима. Существенно также отсутствие обратных трубопроводов, так как отработавший воздух сбрасывается непосредственно в окружающую атмосферу.

Пневматические исполнительные механизмы могут работать при больших колебаниях температуры воздуха, тогда как при этих условиях масло резко меняет свою вязкость. Кроме того, при повышении температуры может возникнуть нежелательное явление — кавитация.

Скорости пневматических исполнительных механизмов при соответствующем выборе размеров проходных сечений достигают больших величин (порядка нескольких метров в секунду), тогда как скорости гидроприводов определяются часто производительностью насосного агрегата.

Усилия, развиваемые пневмоприводом, обычно меньше усилий, развиваемых гидроприводом тех же размеров; это связано с тем, что силовое давление в промышленных пневмосетях составляет обычно 0,4... 0,6 МПа. В авиации применяют питающее давление порядка 10 МПа и более, что обеспечивает большие усилия при сравнительно небольших габаритных размерах пневмопривода. Применение в промышленных установках сравнительно низкого давления воздуха связано с опасностью поломки и взрыва самого пневмопривода, подводящих трубопроводов и иных узлов, находящихся под давлением. Для гидропривода опасности взрыва не существует, так как масло практически несжимаемо.

Вращательное движение, особенно вращение с неограниченным углом поворота выходного вала, удобнее всего реализовать на основе электрического силового привода, но в определенных условиях, например в пожаро- и взрывоопасных помещениях, пневмопривод конкурирует с электрическим. Пневматический вращательный привод целесообразно применять там, где необходимо обеспечить высокое число оборотов при сравнительно небольшой мощности (переносные шлифовальные круги, ручные дрели и т. п.). При необходимости плавно изменять число оборотов используют гидравлический вращательный привод.

Пневматические поршневые приводы делят на приводы одностороннего и двустороннего действия. У приводов одностороннего действия движение в прямом направлении происходит за счет

подачи в полость цилиндра сжатого воздуха, а обратный ход совершается под действием пружины, которая сжимается при движении поршня в прямом направлении. Прямой и обратный ход у привода двустороннего действия происходит под давлением сжатого воздуха, подаваемого в соответствующие камеры цилиндра, причем каждый раз в одну полость подается питающее давление, а другая полость сообщается с атмосферой.

Поршневые пневматические приводы могут служить для переключки рабочего органа из одного крайнего положения в другое, отслеживать сигнал, подаваемый на вход системы. В последнем случае вводится отрицательная обратная связь: силовая или по положению.

Преимуществом мембранного привода является отсутствие подвижных уплотнений, так как рабочим элементом служит мембрана с жестким центром; это обуславливает высокое качество уплотнения и совсем незначительное влияние сил трения. Недостаток мембран — в слишком коротком ходе и ограниченной передаче усилия с мембраны на шток. Последнее связано с тем, что усилие, развиваемое сжатым воздухом, затрачивается на преодоление сил упругости мембраны, поэтому в предельном положении шток не передает усилие.

Помимо обычных приводов, содержащих мембраны с жесткими центрами, в качестве исполнительных механизмов применяют длинноходовые мембранные пневмоприводы с чулочной мембраной и др. [6].

Расчет процессов в пневмоприводе основывается на законах и уравнениях газовой динамики и термодинамики. Положенные в основу газодинамических расчетов пневматических систем и их элементов вопросы рассмотрены в курсах «Газовая динамика» и «Термодинамика», в данном учебном пособии рассматриваются в основном схемы, действия и конструктивное выполнение типовых объемных пневмомашин.

Пневматические объемные двигатели, как и гидравлические, обладают рядом существенных достоинств — высокой приемистостью, высоким пусковым моментом, малой массой, приходящейся на единицу мощности, взрывобезопасностью и др. Пневматические объемные двигатели делят на двигатели возвратно-поступательного прямолинейного движения, поворотного движения (на угол менее 360°) и вращательного движения. Два первых типа двигателей (пневмоцилиндры) практически не отличаются от соответствующих гидравлических двигателей [2].

Пневмоцилиндры конструктивно подобны гидроцилиндрам, за исключением того, что в них предусмотрена смазка скользящих пар, обычно путем установки по обе стороны уплотнительных колец 7, 8 (рис. 13.1) и сальниковых войлочных колец 1—4, пропитываемых специальными смазочными составами. Штоковая уп-

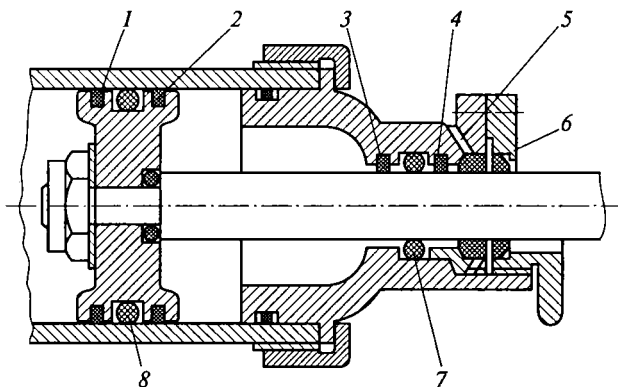


Рис. 13.1. Пневмоцилиндр:

1—4 — войлочные кольца; 5 — канал; 6 — набивка; 7, 8 — уплотнительные кольца

лотнительная пара помимо этих колец снабжается дополнительной набивкой 6, периодически подпитываемой смазочным составом через канал 5.

В качестве пневматических двигателей вращательного движения (пневмомоторов) применяют преимущественно пластинчатые (рис. 13.2) и поршневые (рис. 13.3) машины, реже — машины иных типов (шестеренные, винтовые и др.). Принцип их действия тот же, что и соответствующих типов гидромоторов, однако характеристики существенно отличаются, что обусловлено в основ-

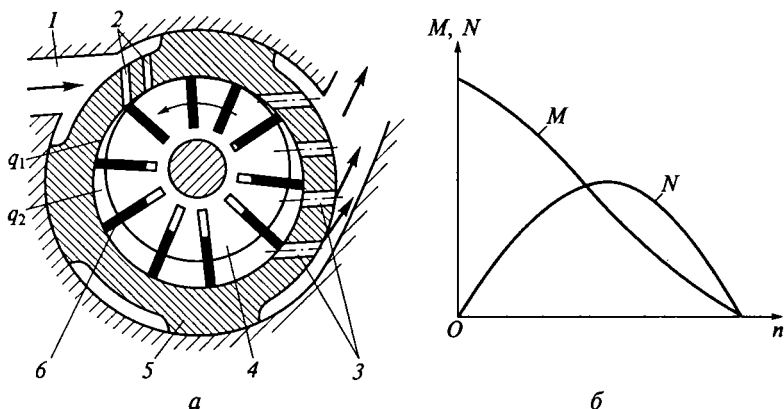


Рис. 13.2. Конструкция (а) и внешняя характеристика (б) пластинчатого пневмомотора:

1 — канал корпуса; 2 — отверстия; 3 — каналы связи с атмосферой; 4 — ротор; 5 — статор; 6 — пластина; q_1, q_2 — степени заполнения рабочей камеры

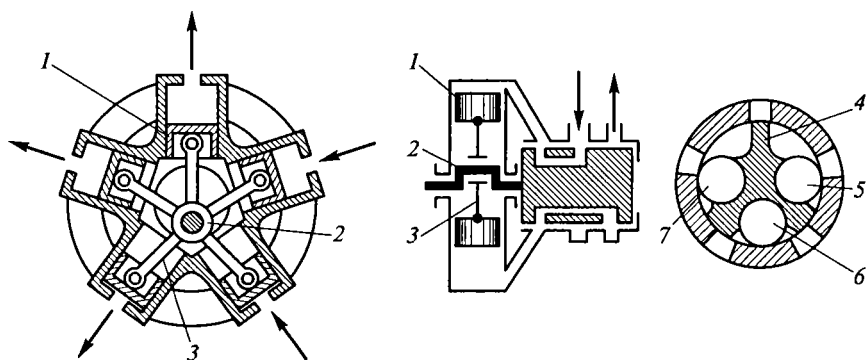


Рис. 13.3. Схема поршневого пневмомотора:

1 — поршень; 2 — кривошипный вал; 3 — шатун; 4 — распределительный золотник; 5—7 — окна золотника

ном сжимаемостью рабочей среды (воздуха) и в первую очередь сказывается на индикаторной диаграмме (рис. 13.4).

Поршневые пневмомоторы распространены в гидросистемах погрузочных машин, лебедок, локомотивов, отбойных молотков, шестеренные пневмомоторы — в гидросистемах врубных машин, комбайнов и конвейеров, пластинчатые пневмомоторы — в сверлильных станках, приводах насосов и т. п.

Пластинчатые пневмомоторы допускают работу при частоте вращения до $10\,000\text{ мин}^{-1}$, что позволяет применять их в ручных дрелях и высокооборотных шлифовальных машинах.

Применяют нереверсивные и реверсивные пневмодвигатели, причем использование специальных автоматических регуляторов обеспечивает поддержание заданной постоянной мощности на валу двигателя.

На рис. 13.2, а приведена конструктивная схема пластинчатого пневмомотора вращательного движения. Сжатый воздух подводится через канал 1 корпуса и далее через отверстие 2 в статоре 5 в соответствующую рабочую камеру пневмомотора, обра-

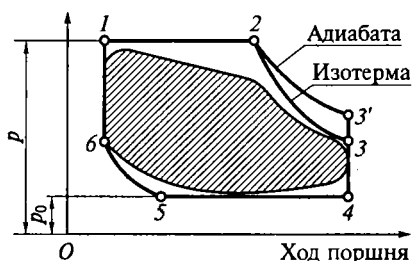


Рис. 13.4. Расчетная индикаторная диаграмма пневмодвигателя:

1—3, 3', 4—6 — граничные точки режимов пневмодвигателя; p — давление в точках 1, 2; p_0 — давление выпуска (давление в точках 4, 5); заштрихованная часть — фактическая диаграмма

зованную двумя смежными пластинами b и поверхностями статора 5 и ротора 4 .

После того как рабочая камера будет отсечена при вращении ротора от каналов 3 , заполнение ее сжатым воздухом прекратится, и при дальнейшем вращении объем камеры будет увеличиваться, воздух в ней расширяться, развивая неуравновешенное действие на ограничивающие камеру пластины и, следовательно, крутящий момент. При соединении камеры, заполненной расширившимся воздухом, с каналами 3 статора воздух удаляется в атмосферу.

Регулирование угловой скорости такого пневмомотора осуществляется поворотом его статора 5 относительно оси симметрии корпуса; при этом изменяется продолжительность соединения рабочих камер с окном питания, а следовательно, и степень их наполнения сжатым воздухом.

На рис. 13.2, b приведена принципиальная зависимость крутящего момента M и мощности N на валу пластинчатого пневмомотора от частоты вращения его вала. Максимальная угловая скорость имеет место при нулевом крутящем моменте (при отсутствии нагрузки), с увеличением которого она снижается. В этом отношении пневмомотор подобен электродвигателю постоянного тока, однако в отличие от него допускает возможность неограниченной по времени перегрузки до полной остановки ротора без применения каких-либо защитных устройств.

Угловая скорость ротора обычно регулируется изменением расхода сжатого воздуха с помощью дросселя, включаемого обычно во входную магистраль, а величина крутящего момента — изменением давления, осуществляемым при помощи регулятора (редуктора) давления.

На рис. 13.3 приведена схема гидромотора поршневого типа с звездообразным расположением неподвижных цилиндров и золотниковым (цапфовым) распределением рабочей среды. Поршни 1 связаны с кривошипным валом 2 с помощью шатунов 3 . Чередование фаз рабочего цикла осуществляется посредством связанного с коленчатым валом вращающегося распределительного золотника 4 , через окна $5—7$ которого производится наполнение цилиндра сжатым воздухом, его расширение и выпуск в атмосферу.

На рис. 13.4 приведена теоретическая (расчетная) индикаторная диаграмма пневмодвигателя. Наполнение цилиндра сжатым воздухом под давлением p происходит на участке $1—2$ кривой; в точке 2 происходит отсечка окна питания и на участке $2—3$ — расширение воздуха; в точке 3 цилиндр соединяется с атмосферой и давление мгновенно понижается до атмосферного (до давления выпуска p_0); на участке $4—5$ происходит выталкивание отработавшего воздуха; в точке 5 происходит отсечка цилиндра от выпускного окна и далее, на участке $5—6$ — сжатие оставшегося

в цилиндре воздуха; в точке *б* цилиндр соединяется с нагнетательной магистралью и давление в нем мгновенно повышается до *p* (точка 1), после чего процесс повторяется.

Расширение воздуха после отсечки теоретически может происходить как при адиабатном изменении состояния газа (кривая 2—3), так и при изотермном (кривая 2—3'). Фактический процесс будет протекать по политропе, которая расположится между кривыми 2—3' и 2—3.

Фактическая индикаторная диаграмма (заштрихованная часть) будет отличаться от рассмотренной. Поскольку при движении поршня объем цилиндра увеличивается, давление в нем снижается; в равной мере начало и конец сброса давления будут растянуты; выталкивание происходит при давлении выше атмосферного.

13.2. РАБОТА И СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМОПРИВОДА

На рис. 13.5, *а* представлена конструктивная схема наиболее распространенного пневматического поршневого привода одностороннего действия. Приводом можно управлять с помощью золотника, крана или других управляющих устройств.

Рассмотрим работу поршневого привода одностороннего действия. При срабатывании управляющего устройства питающее давление p_0 поступает в рабочую подпоршневую полость объемом V_0 . Поршень под действием втекающего в открывающееся отверстие сжатого воздуха начинает перемещаться вправо, сжимая пружину.

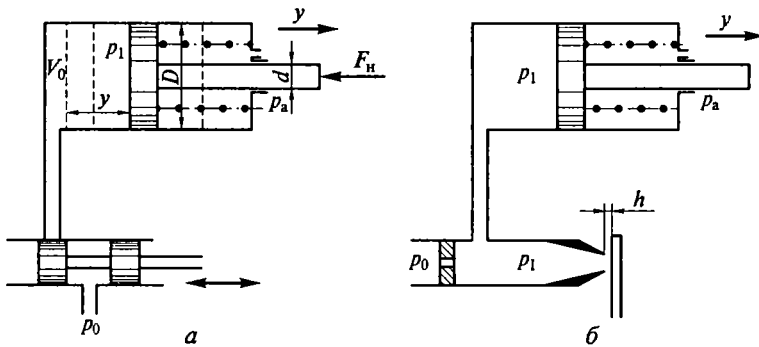
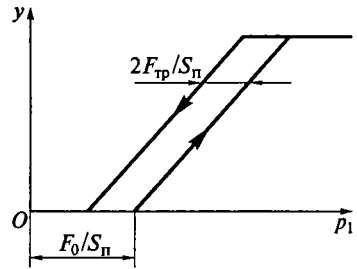


Рис. 13.5. Схема пневматического поршневого привода одностороннего действия:

а — управляемого с помощью золотника; *б* — управляемого с помощью усилителя сопло-заслонка; *d* — диаметр штока; *D* — диаметр поршня; F_n — сила воздействия на шток; *y* — перемещение поршня; *h* — расстояние между соплом и заслонкой; p_0 , p_1 , p_2 — соответственно давление питания, в рабочей камере и окружающей среды; V_0 — объем рабочей полости

Рис.13.6. Статическая характеристика пневматического поршневого привода одностороннего действия, управляемого золотником:

S_n — площадь поршня; $F_{тр}$ — сила трения; F_0 — сила давления в начале движения поршня; остальные обозначения см. на рис. 13.5



Приложенная к штоку поршня сила F_n может как помогать движению, так и противодействовать ему. Все зависит от направления действия приложенной силы. В обратном направлении поршень привода перемещается под действием силы сжатой пружины. Движение в обратном направлении начинается после того, как рабочая полость соединится с атмосферой, что осуществляется управляющим устройством (золотником, краном и т. д.). Двигаясь влево, поршень вытесняет воздух через отверстие управляющего устройства в атмосферу. Как и в случае движения вправо, сила F_n может содействовать или противодействовать перемещению поршня. Нерабочая камера, в которой расположена цилиндрическая пружина, сообщается с атмосферой через большое отверстие, и поэтому при всех последующих расчетах принимаем, что давление в камере равно атмосферному.

Важной характеристикой пневматического поршневого привода является статическая характеристика — зависимость перемещения штока поршня y от давления в рабочей камере p_1 в статике.

Статическая характеристика пневматического поршневого привода одностороннего действия, управляемого золотником, представлена на рис. 13.6. Аналитически в общем случае характеристику можно получить из условия равенства сил на штоке:

$$(p_1 - p_a)S_n = cy_n + cy \pm F_n + F_{тр} \text{sign} v_n \pm G, \quad (13.1)$$

где p_1 — давление в рабочей камере; p_a — давление окружающей среды (в частном случае атмосферное давление); S_n — площадь поршня; y_n — начальное сжатие пружины; c — жесткость пружины; F_n — сила, приложенная к штоку поршня; y — перемещение поршня; $F_{тр}$ — сила трения; v_n — скорость перемещения поршня; G — сила тяжести движущихся частей привода.

Определим из уравнения (13.1) перемещение штока

$$y = [S_n (p_1 - p_a) - y_n c \pm F_n + F_{тр} \text{sign} v_n \pm G] / c = [S_n (p_1 - p_a) - F_0] / c,$$

где

$$F_0 = y_n c \pm F_n + F_{тр} \text{sign} v_n \pm G.$$

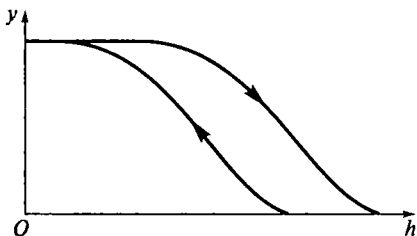


Рис. 13.7. Статическая характеристика пневматического поршневого привода одностороннего действия, управляемого усилителем сопло-заслонка: обозначения см. на рис. 13.5

Функция $\text{sign} v_{\text{п}}$ введена для того, чтобы учесть изменение направления силы трения $F_{\text{тр}}$ при изменении направления движения штока поршня. Знак «+» перед $F_{\text{тр}}$ ставят при совпадении направления действия силы с направлением действия силы пружины, а знак «-» перед G ставят при вертикальном расположении оси поршня штоком вверх и т. п. Нетрудно понять, что при горизонтальном расположении оси штока $G = 0$. Статическая характеристика (см. рис. 13.6) имеет гистерезис.

Часто бывает необходимо получить перемещение штока поршня пневматического привода одностороннего действия в зависимости от перемещения рабочего органа управляющего устройства в статике. В этом случае в качестве управляющего устройства может быть использован усилитель сопло-заслонка (рис. 13.5, б), статическая характеристика которого представлена на рис. 13.7.

Из анализа уравнения статической характеристики пневматического поршневого привода следует, что перемещение штока неоднозначно зависит от входного параметра. Причиной является сила трения, которая меняет знак при изменении направления движения. Кроме того, при движении поршня величина силы трения изменяется, что обусловлено изменением давления p_1 в рабочей камере, неровностями поверхности цилиндра и т. д. Как следствие, появляется нелинейность и нестабильность статической характеристики.

Для получения линейной и стабильной характеристики пневматический поршневой привод замыкают отрицательной обратной связью (рис. 13.8). Обратная связь устраняет влияние нагрузки и силы трения на статическую характеристику, так как под пор-

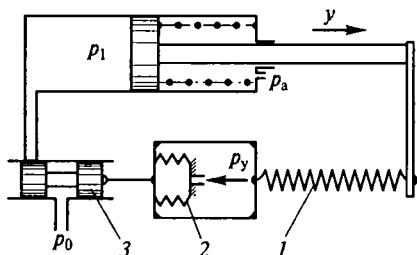


Рис. 13.8. Схема пневматического поршневого привода одностороннего действия с отрицательной обратной связью:

1 — пружина; 2 — сильфон; 3 — плунжер золотника; p_y — управляющее давление; остальные обозначения см. на рис. 13.5

шень в этом случае через золотник подается давление, необходимое для преодоления возникшей нагрузки.

Работа пневматического поршневого привода одностороннего действия с отрицательной обратной связью происходит следующим образом. При увеличении управляющего давления p_y сильфон 2 перемещает плунжер 3 золотника влево. Открывается отверстие, через которое давление питания p_0 поступает в рабочую полость. Поршень, перемещаясь вправо, растягивает пружину 1 отрицательной обратной связи. Сила, действующая со стороны пружины, возвращает сильфон 2 в прежнее положение. Плунжер 3 золотника перекрывает отверстие, через которое в рабочую полость поступает давление питания, и поршень останавливается. Каждому значению управляющего давления соответствует строго определенное положение поршня. Уравнение статической характеристики такого следящего привода может быть определено из условия равенства сил сильфона 2 и пружины 1 отрицательной обратной связи:

$$y = p_y S_c / c - y_n, \quad (13.2)$$

где p_y — давление управления (избыточное); S_c — эффективная площадь сильфона 2; c — жесткость пружины 1 отрицательной обратной связи; y_n — начальное сжатие пружины отрицательной обратной связи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Альтшуль А. Д., Киселев П. Г.* Гидравлика и аэродинамика: Основы механики жидкости. — М.: Стройиздат, 1975.
2. *Башта Т. М.* Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. — М.: Машиностроение, 1974.
3. *Вакина В. В., Денисенко И. Д., Столяров А. Л.* Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов. — Киев: Выща шк., 1986.
4. *Вильнер Я. М., Ковалев Я. Т., Некрасов Б. Б.* Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. — Минск: Вышэйш. шк., 1976.
5. Гидравлика, гидромшины и гидроприводы / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. — М.: Машиностроение, 1982.
6. *Дмитриев В. Н., Градецкий В. Г.* Основы пневмоавтоматики. — М.: Машиностроение, 1973.
7. *Емцев Б. Т.* Техническая гидромеханика. — М.: Машиностроение, 1987.
8. *Коваль П. В.* Гидравлика и гидропривод горных машин. — М.: Машиностроение, 1979.
9. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач / О. В. Байбаков, Д. А. Бутаев, З. А. Калмыкова и др. — М.: Машиностроение, 1974.
10. *Попов Д. Н., Панацотти С. С., Рябинин М. В.* Гидромеханика. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002.
11. Сборник задач по машиностроительной гидравлике / Д. А. Бутаев, З. А. Калмыкова, Л. Г. Подвидз и др. — М.: Машиностроение, 1981.
12. *Степин С. П.* Оптимизация параметров гидродинамических приводов строительных и дорожных машин. — М.: Машиностроение, 1996.
13. *Степин С. П., Яковенко Е. А.* Гидродинамические передачи. — М.: Машиностроение, 1973.
14. *Степин С. П., Яковенко Е. А.* Лопастные машины и гидродинамические передачи. — М.: Машиностроение, 1990.
15. *Френкель Н. З.* Гидравлика. — М.; Л.: Энергоиздат, 1956.
16. *Чугаев Р. Р.* Гидравлика: Техническая механика жидкости. — Л.: Энергоиздат, 1982.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Жидкость и ее основные свойства	4
1.1. Определение жидкости	4
1.2. Основные физические свойства жидкости	5
Глава 2. Равновесие капельной жидкости	14
2.1. Понятие гидростатического давления	14
2.2. Основное уравнение гидростатики	17
2.3. Абсолютное и избыточное давление. Пьезометрическая и вакуумметрическая высота	20
2.4. Пьезометрический напор	22
2.5. Эпюры давления	24
2.6. Закон Паскаля	25
2.7. Относительный покой жидкости	27
2.8. Сила давления жидкости на плоскую стенку	32
2.9. Положение центра избыточного давления	34
2.10. Графоаналитический метод определения силы давления и центра давления	36
2.11. Сила давления на криволинейную поверхность	37
2.12. Закон Архимеда	41
Глава 3. Основы кинематики и динамики жидкости	44
3.1. Задачи гидродинамики	44
3.2. Понятие струйной модели потока	45
3.3. Гидравлические элементы потока	47
3.4. Расход и средняя скорость	49
3.5. Уравнение неразрывности	52
3.6. Основные уравнения динамики жидкости	53
3.7. Физическая сущность и графическое представление уравнения Бернулли	55
3.8. Уравнение Бернулли для элементарной струйки и потока вязкой жидкости	58
3.9. Гидравлические потери	65
3.10. Примеры использования уравнения Бернулли	66
3.11. Основное уравнение равномерного движения	68
Глава 4. Режимы движения жидкости	72
4.1. Основные понятия. Критерий Рейнольдса	72
4.2. Ламинарный режим	75
4.3. Течение жидкости в узких щелях	80

4.4. Основы гидродинамической теории смазки	84
4.5. Турбулентный режим	86
4.6. Гидравлические гладкие и шероховатые поверхности	93
Глава 5. Коэффициент гидравлического трения в технических трубах ..	95
5.1. Определение коэффициента гидравлического трения	95
5.2. Определение эквивалентной шероховатости	98
Глава 6. Местные гидравлические сопротивления	99
6.1. Структура потока в области местных сопротивлений	99
6.2. Потери напора и коэффициент местного сопротивления	101
6.3. Метод наложения потерь	105
Глава 7. Истечение жидкости из отверстий и насадков	107
7.1. Истечение жидкости из малого отверстия в тонкой стенке при постоянном напоре	107
7.2. Истечение жидкости через насадки при постоянном напоре	112
Глава 8. Гидродинамическое воздействие струи на твердую преграду	120
8.1. Сила давления струи на неподвижную преграду	120
8.2. Сила давления струи на подвижную преграду	123
Глава 9. Лопастные машины и гидродинамические передачи	125
9.1. Принцип действия лопастных гидромашин и гидродинамических передач	125
9.2. Основные параметры и показатели характеристик лопастных гидромашин и гидродинамических передач	128
9.3. Движение жидкости в лопастных колесах	130
9.4. Виды потерь в лопастных гидромашин и гидродинамических передачах	135
9.5. Основное уравнение лопастных гидромашин	141
9.6. Особенности рабочего процесса в гидродинамических передачах	145
9.7. Принцип подобия при моделировании лопастных гидромашин	148
9.8. Характеристики насосов и работа насосов на сеть	150
9.9. Кавитация в лопастных насосах	159
9.10. Основные виды турбин	162
9.11. Гидродинамические муфты	165
9.12. Характеристики и режимы работы гидромуфты	169
9.13. Совместная работа двигателя и гидромуфты	175
9.14. Регулирование и ограничение момента гидромуфты	181
9.15. Расчет гидромуфты методом подобия	187
9.16. Достоинства и недостатки гидромуфт	188
9.17. Гидродинамические трансформаторы	189
9.18. Внутренняя и внешняя характеристики гидротрансформатора	192
9.19. Свойства гидротрансформатора и показатели его оценки	199
9.20. Комплексные, блокируемые и регулируемые гидротрансформаторы	204
9.21. Совместная работа двигателя и гидротрансформатора	212
9.22. Гидромеханические передачи	220

Глава 10. Объемные гидромашины	230
10.1. Основные свойства и показатели рабочего процесса	230
10.2. Поршневые насосы	234
10.3. Роторные гидромашины	243
10.4. Объемные гидромоторы	247
10.5. Радиально-поршневые гидромашины	248
10.6. Высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы	251
10.7. Аксиально-поршневые гидромашины	253
10.8. Регулирование роторно-поршневых гидромашин	259
10.9. Пластинчатые и шестеренные гидромашины	261
10.10. Гидроцилиндры	269
Глава 11. Гидроаппаратура	276
11.1. Гидрораспределители	276
11.2. Клапаны	281
11.3. Дроссели	284
Глава 12. Объемный гидропривод	288
12.1. Основные понятия и определения	288
12.2. Принципиальные схемы объемных гидроприводов, КПД нерегулируемого гидропривода	291
12.3. Регулирование объемных гидроприводов	295
12.4. Стабилизация и синхронизация движения выходных звеньев гидроприводов	307
12.5. Следящий гидропривод (гидроусилитель)	310
12.6. Гидролинии, гидроемкости, рабочие жидкости	312
Глава 13. Пневматический привод	321
13.1. Общие понятия	321
13.2. Работа и статические характеристики пневмопривода	328
Список литературы	332

Учебное издание

**Артемьева Татьяна Валентиновна,
Лысенко Татьяна Михайловна, Румянцева Альбина Николаевна,
Степин Савелий Павлович**

Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод

Учебное пособие

Редактор *С. И. Зубкова*
Технический редактор *Н. И. Горбачева*
Компьютерная верстка: *С. Ф. Блудова*
Корректоры *С. Ю. Свиридова, Е. В. Соловьева*

Диапозитивы предоставлены издательством

Изд. № А-1171-1. Подписано в печать 29.04.2005. Формат 60 × 90/16.
Гарнитура «Таймс». Печать офсетная. Бумага тип. № 2. Усл. печ. л. 21,0.
Тираж 5100 экз. Заказ № 14895.

Издательский центр «Академия».

Санитарно-эпидемиологическое заключение № 77.99.02.953.Д.004796.07.04 от 20.07.2004.
117342, Москва, ул. Бутлерова, 17-Б, к. 360. Тел./факс: (095) 330-1092, 334-8337.

Отпечатано в ОАО «Саратовский полиграфический комбинат»
410004, г. Саратов, ул. Чернышевского, 59.