

Башта Т.М.

**Машиностроительная
гидравлика**

Справочное пособие

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 621
ББК 34.4
Б33

Б33 **Башта Т.М.**
Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие / Башта Т.М. – М.:
Книга по Требованию, 2012. – 671 с.

ISBN 978-5-458-34444-9

ISBN 978-5-458-34444-9

© Издание на русском языке, оформление
«YOYO Media», 2012

© Издание на русском языке, оцифровка,
«Книга по Требованию», 2012

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первозданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.

ВВЕДЕНИЕ

Понятие «машиностроительная гидравлика» является условным и включает в себя широкий комплекс технических сведений по вопросам прикладной гидравлики вязких жидкостей применительно к объемным гидроприводам, а также комплекс сведений по вопросам их конструирования, изготовления и эксплуатации.

В общем случае гидроприводом называется устройство для приведения в движение машин и их механизмов, состоящее из источника расхода жидкости, которым в большинстве случаев служит насос, и гидродвигателя возвратно-поступательного или вращательного и поворотного движения, а также системы управления, вспомогательных устройств и жидкостных магистралей (трубопроводов). Насосом называют гидравлическую машину, преобразующую приложенную к его валу механическую энергию приводного двигателя в гидравлическую энергию потока жидкости, и гидродвигателем — машину, преобразующую энергию жидкости в механическую энергию.

Широта применения гидравлических приводов (систем) в машинах обусловлена их преимуществами, наиболее важными из которых являются относительно малые габариты и высокая весовая отдача, под которой понимается вес, приходящийся на единицу передаваемой мощности. Так, габариты современного гидравлического ротативного гидромотора и насоса при давлении 200 кг/см^2 составляют всего лишь 12—13% габаритов электродвигателя и электрогенератора той же мощности, вес насосов и гидравлических моторов составляет 10—20% веса электрических агрегатов подобного назначения такой же мощности.

Малым весом, приходящимся на единицу тягового усилия, отличаются также гидравлические двигатели прямолинейного движения (силовые цилиндры). Так, например, вес некоторых тандемных гидродвигателей этого типа на усилие 150 т не превышает 140—150 кг.

С целью дальнейшего уменьшения габаритов и веса гидроагрегатов повышают давление жидкости до 700 кг/см^2 и выше. Это особенно важно, так как усилия, развиваемые гидравлическим приводом мощных прессов, достигают $50\,000 \text{ т}$ и выше.

Кроме того, для снижения веса насосов повышают их скорости.

Так, фирмой Виккерс (США) изготовлены и проведены испытания насосов при 20 000 и 30 000 об/мин.

Гидродвигатели вращательного действия характеризуются высоким отношением крутящего момента на выходном валу к моменту инерции ротора, величина которого определяет динамические свойства двигателя. Практика показывает, что на гидравлический мотор приходится в среднем не более 5% момента инерции приводимого им механизма.

Преимущества гидродвигателей по этому показателю перед электродвигателями обусловлены тем, что удельная сила их практически неограничена, и при давлении жидкости примерно 300 кг/см^2 она в 20—25 раз больше, чем у электродвигателя.

Отношение развиваемого момента к моменту инерции гидромотора превышает на порядок то же отношение для электродвигателей, что во многих случаях является решающим фактором для характеристики гидросистемы и в частности — для следящих систем.

Для качественной оценки гидродвигателей по этому параметру можно указать, например, что момент инерции ротора пластинчатого (лопастного) гидромотора ($N = 2,5 \text{ кВт}$ при $n = 1000 \text{ об/мин}$ и $p = 65 \text{ кг/см}^2$) равен $0,0000204 \text{ кг/сек}^2$.

Указанные преимущества в равной мере относятся также и к приводам прямолинейного возвратно-поступательного и поворотного (качательного) движений.

В связи с малой величиной отношения вращающего момента гидромотора к инерции его подвижных частей может быть получено ничтожно малое время реверса и разгон до максимальных оборотов, т. е. высокое быстродействие привода и соответственно малое время запаздывания при обработке командных сигналов, что особенно важно для быстродействующих следящих механизмов. Практически реверс гидродвигателя без маховых масс происходит мгновенно и запаздывание обусловлено лишь сжимаемостью масла и составляет обычно всего несколько миллисекунд. Так, например, время разгона гидравлического мотора средней мощности (5—10 л. с.) не превышает $0,1 \text{ сек}$, для некоторых же моторов оно не превышает $0,03—0,04 \text{ сек}$. Время, требующееся на реверсирование ползуна гидрофицированного поперечно-строгольного станка (ход ползуна 650 мм , скорость рабочего хода 45 м/сек , скорость обратного хода 60 м/сек , мощность приводного электродвигателя 6 кВт , максимальное давление жидкости 60 кг/см^2), доведено до $0,05—0,06 \text{ сек}$.

Гидропривод позволяет получить высокую частоту реверсирования, которая для гидромотора вращательного типа может быть доведена до 500 реверсов в минуту. Число ходов гидравлического 10-тонного пресса с гидродвигателем прямолинейного движения достигает 400 ходов в минуту. Число же реверсирований гидроприводов прямолинейного движения с относительно небольшой

массой и ходом достигает 1000 реверсов в минуту. В этом случае гидропривод сравним лишь с пневматическим инструментом ударного действия, допускающим до 1500—1700 реверсов в минуту.

При расчетах быстродействия гидросистем высокого давления и особенно с большой протяженностью нагнетательных трубопроводов необходимо учитывать упругость системы, обусловленную сжатием жидкости и деформацией трубопроводов и агрегатов.

Высоким быстродействием обладают также и насосы. Так, например, время, в течение которого подача (производительность) авиационного насоса может быть изменена от нулевого до максимального значения, не превышает 0,04 сек, снижение же ее от максимального значения до нулевого за 0,02 сек.

Высокие модуль упругости рабочей жидкости и герметичность гидроагрегатов обеспечивают гидросистеме механическую жесткость по отношению к нагрузке (минимальную податливость или просадку выхода под нагрузкой), а также допускают неограниченную по времени работу при минимальных скоростях, сохраняя при этом постоянство заданных характеристик зависимости скорости от нагрузки.

Кроме того, гидросистема обеспечивает высокую позиционную точность реверсирования. Так, например, точность реверсирования силового органа металлорежущего станка при применении гидропривода может быть доведена до 0,01 мм.

Гидросистемы позволяют легко осуществлять бесступенчатое регулирование в широком диапазоне выходной скорости, высокую степень ее редукции, плавность движения и защиту машины от перегрузок.

Диапазон регулирования гидропривода вращательного действия или передаточное число, под которым понимается отношение минимального числа оборотов вала гидромотора к максимальному, составляет во многих случаях 1 : 1000. Нижний предел чисел оборотов в минуту большинства существующих двигателей отечественного и зарубежного производства составляет 8—16 об/мин у двигателей с малым крутящим моментом (0,3—2 кг·м) и 2—3 об/мин у двигателей с большим крутящим моментом (более 10 кг·м). Гидроприводы просты в изготовлении и эксплуатации и отличаются надежностью и долговечностью. В стационарных условиях некоторые гидроагрегаты работают в течение 15—20 лет. Срок службы при работе под нагрузкой насосов и гидромоторов достигает 20 000 ч и более. Помимо этого, гидропривод не требует обслуживания персоналом высокой квалификации и может работать в любых климатических условиях.

Гидромоторы и насосы на номинальном режиме работы имеют высокий к. п. д. $\eta_{ос} = 0,98 \div 0,99$, $\eta_{мех} = 0,96 \div 0,98$, $\eta_{пол} = 0,95 \div 0,96$.

Ввиду широкого применения гидросистем в машиностроении, многообразия применяющихся типов и конструктивного исполнения

гидроагрегатов, а также выполняемых ими функций охватить все типы применяющейся гидроаппаратуры не представляется возможным. Поэтому в настоящей книге рассмотрены лишь вопросы, касающиеся применения гидросистем общего назначения. Вопросы теории представлены лишь в объеме, необходимом для понимания механизма действия и практических расчетов конструкций.

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

Из курса гидравлики известно, что удельная энергия жидкости (энергия единицы веса жидкости) определяется выражением

$$E = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{u^2}{2g},$$

где z — энергия положения;

$\frac{p}{\gamma}$ — энергия давления (p — давление и γ — объемный вес жидкости);

$\frac{u^2}{2g}$ — удельная кинетическая энергия или скоростной напор (u — скорость жидкости и g — ускорение силы тяжести).

Передачу энергии жидкостью можно осуществлять путем изменения любого из членов этого выражения.

Из этих трех видов механической энергии жидкости основной для рассматриваемых здесь объемных гидравлических приводов является удельная энергия давления $\left(\frac{p}{\gamma}\right)$, которая легко преобразуется в механическую работу с помощью простейших гидравлических двигателей.

Для вспомогательных, главным образом командных цепей, используется также кинетический вид энергии $\left(\frac{u^2}{2g}\right)$, выражение которой для массы m жидкости может быть записано в виде

$$E_k = \frac{mu^2}{2} = \frac{G_\tau u^2}{2g}, \quad (1)$$

где m — масса жидкости весом G_τ , обладающая скоростью u .

Третьим видом энергии — энергией положения (z) в рассматриваемых здесь объемных гидроприводах обычно пренебрегают. Последнее обусловлено тем, что гидростатическое давление, соответствующее разности высот между отдельными элементами системы, незначительно мало в сравнении с действующими в ней

¹ Значение всех величин, входящих в настоящее выражение, равно, как и во все приводимые в дальнейшем, можно брать, за исключением особо оговоренных случаев, в любых, однако согласованных размерностях.

рабочими давлениями жидкости, а следовательно, ими в большинстве расчетов можно пренебречь. Этот вид энергии учитывается лишь при расчетах и исследованиях всасывающих характеристик насосов.

Принцип действия объемных гидроприводов основан на высоком объемном модуле упругости (на практической несжимаемости) жидкости и на законе Паскаля (рис. 1, а). При этом силы молекулярного взаимодействия, возникающие в аномальных жидкостях, а также растягивающие силы обычно не учитываются.

Следовательно, если к поршню площадью f заполненного жидкостью закрытого сосуда приложим силу P , эта сила уравновесится силой давления жидкости p на этот поршень, и в соответствии с указанным законом

это давление будет действовать в любой точке жидкости (трением поршня пренебрегаем), включая и поверхность сосуда. Положение сохранится, если в качестве сосуда возьмем два соединенных трубопровода, закрытых поршнями цилиндра 1 и 2, один из которых (сосуд 1) является насосом и второй (сосуд 2) — гидравлическим двигателем (рис. 1, б).

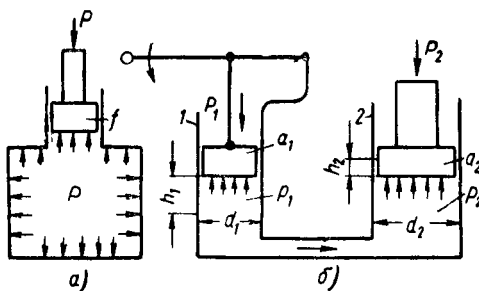


Рис. 1. Схема, иллюстрирующая закон Паскаля, и принципиальная схема гидропривода

При перемещении поршня a_1 цилиндра 1 жидкость будет вытесняться в цилиндр 2, приводя его поршень a_2 в движение, причем давление $p_1 = \frac{P_1}{f}$, развиваемое силой P_1 , будет действовать и на поршень a_2 (потерями напора в трубопроводе пренебрегаем).

Допустим, что сосуды 1 и 2 абсолютно герметичны, а жидкость несжимаема, тогда перемещения поршней a_1 и a_2 будут связаны следующим равенством:

$$h_1 f_1 = h_2 f_2,$$

где h_1 , h_2 , f_1 и f_2 — соответственно перемещения и площади поршней a_1 и a_2 .

На основании приведенного уравнения можно составить следующие выражения:

$$\left. \begin{aligned} \frac{h_2}{h_1} &= \frac{f_1}{f_2} = \frac{d_1^2}{d_2^2}, \\ h_2 &= h_1 \frac{f_1}{f_2} = h_1 \frac{d_1^2}{d_2^2}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Пренебрегая гидравлическим сопротивлением и трением поршня a_1 и a_2 при их движении, можно также написать

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{pf_2}{pf_1} = \frac{d_2^3}{d_1^3};$$

$$P_2 = P_1 \frac{f_2}{f_1} = P_1 \frac{d_2^3}{d_1^3}, \quad (3)$$

где p — удельное давление жидкости в сосудах;
 P_1 и P_2 — силы давления жидкости соответственно на поршнях a_1 и a_2 .

Произведение силы P_1 , действующей на поршень a_1 , на скорость его движения $u_1 = \frac{h_1}{t}$, где t — время перемещения, даст выражение мощности

$$W = P_1 u_1 = pf_1 u_1. \quad (4)$$

Поскольку произведение $u_1 f_1$ выражает расход (поток) жидкости Q , получим следующее для принятых в практике размерностей выражение для вычисления мощности (см. также стр. 135):

$$N = \frac{pQ}{7500} \text{ л. с.}, \quad (5)$$

где Q — расчетный расход жидкости (объем, описываемый рабочими элементами насоса, или геометрическая производительность в $\text{см}^3/\text{сек}$);

p — давление жидкости в $\text{кг}/\text{см}^2$.

Из схемы, показанной на рис. 2, видно, что приведенные зависимости (2)—(5) будут справедливы и в том случае, если в качестве насоса использовать сосуд 2, а в качестве двигателя — сосуд 1, т. е. рассмотренная система является обратной. Обратимость важна для гидравлических систем ротативного (вращательного) действия, в которых в качестве насоса и двигателя можно применить конструктивно одинаковые агрегаты.

На рис. 2 представлена схема гидравлического привода прямолинейного возвратно-поступательного и на рис. 3, a — b вращательного движений. Каждая схема состоит из насоса 1 с резервуаром 6 и гидравлического мотора (двигателя) 2, соединенных трубами или каналами, а также предохранительного клапана 5, ограничивающего повышение давления жидкости выше установленного.

В схемы, представленные на рис. 2 и 3, a , включены распределительные устройства 3, с помощью которых изменяется направление потока жидкости от насоса 1 к двигателю 2, т. е. осуществляется изменение направления движения этого двигателя. В положении распределителя крана 3, представленного на рис. 2, жидкость от насоса 1 поступает в левую полость цилиндра 2, перемещая его поршень в правую сторону. Жидкость же, вытесняемая поршнем из правой (нерабочей) полости цилиндра 2, по

сливным трубопроводам и через распределитель 3 удаляется в резервуар (бак) 6. При установке (повороте) распределителя 3 в противоположное положение жидкость от насоса 1 будет поступать в правую полость цилиндра 2 и отводиться в бак 5 из левой его полости; поршень в этом случае будет перемещаться в левую сторону. При повышении давления жидкости сверх установленной величины откроется предохранительный клапан 5 и жидкость от насоса через него будет поступать в бак.

Реверс гидравлического двигателя (мотора) гидропередачи вращательного движения осуществляется либо с помощью распреде-

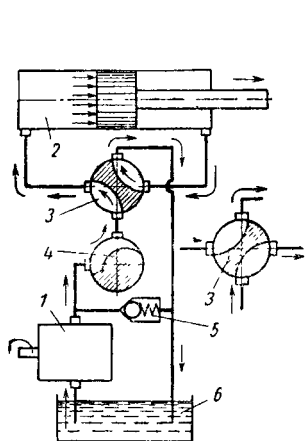


Рис. 2. Принципиальная схема гидропривода прямолинейного движения

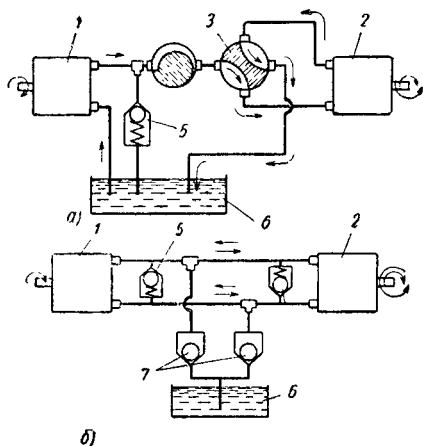


Рис. 3. Принципиальные схемы гидропривода вращательного движения

тельного устройства 3 (рис. 3, а), либо путем изменения направления потока жидкости самим насосом 1 (рис. 3, б). Система в последнем случае должна быть снабжена обратными клапанами 7, которые отсоединяют нагнетательную линию от бака 6 и одновременно обеспечивают подпитку всасывающей полости насоса в случае, если в ней создается в результате утечек жидкости вакуум.

Очевидно, что при принятом условии полной герметичности гидроагрегатов и практической несжимаемости жидкости выходное звено двигателя должно будет перемещаться (или вращаться) с определенной скоростью, для того чтобы пропустить через рабочие камеры жидкость, подаваемую насосом, т. е. должно быть соблюдено условие $Q_m = Q_d$, где Q_m и Q_d — теоретические расходы (объемы, описываемые рабочими элементами) насоса и двигателя в единицу времени. В результате получим жесткую кинематическую связь между насосом и двигателем. В частности,

для системы привода вращательного движения ее можно уподобить обычной шкивно-ременной передаче с той лишь разницей, что связь между ведущим насосом и ведомым двигателем звеньями осуществляется сжатием замкнутого объема жидкости.

Регулирование скорости гидродвигателя (движения поршня силового цилиндра или вала гидромотора) в мощных передачах (мощность более ~ 5 л. с.) обычно осуществляется регулированием подачи насоса 1 и в передачах меньших мощностей — с помощью дросселя 4, который позволяет создать сопротивление на выходе из насоса, в результате которого часть жидкости будет отводиться (переливаться) через предохранительный клапан 5 в бак 6. При полном перекрытии трубопровода дросселем 4 вся жидкость будет удаляться в бак, в результате скорость гидродвигателя 2 будет равна нулю.

Дроссельное регулирование связано с потерей мощности и нагревом жидкости, поскольку энергия, соответствующая расходу жидкости через клапан 5 в бак, под давлением его настройки теряется, превращаясь в тепло.

Рассмотренная выше схема гидросистемы относится к числу простейших, в которых управление потоком жидкости сводится лишь к изменению его направления к той или иной полости силового цилиндра, без какого-либо воздействия на закон движения поршня последнего.

В том случае, когда это воздействие осуществляется и оно связывается с циклом работы машины или с управлением по программе, гидропривод становится частью системы автоматического или полуавтоматического регулирования и элементы гидропривода называют элементами гидроавтоматики, а гидросистему — автоматической или полуавтоматической.

Применяемые давления и расходы жидкости. В гидросистемах применяют, в основном, давления до 200 кг/см^2 и реже $350\text{—}700 \text{ кг/см}^2$. Вообще же объемный насос может развить любые давления, при которых жидкости еще сохраняют свои свойства. Потеря этих свойств, ограничивающая величину давления, обусловлена тем, что практически большинство жидкостей, в том числе и жидкости нефтяного происхождения, при давлениях $\sim 20\,000\text{—}30\,000 \text{ кг/см}^2$ превращаются в твердое тело. Например, вода при 20°C превращается в твердое тело при давлении 8400 кг/см^2 .

Из выражения (5) следует, что повышением давления жидкости можно увеличить при том же ее расходе мощность гидропривода, а следовательно, можно снизить его вес и габариты.

В гидросистемах машин применяются насосы мощностью до 100 л. с., однако в некоторых случаях применяются насосы с расходом (производительностью) до 8600 л/мин с приводной мощностью при давлениях 220 кг/см^2 выше 3000 квт .

1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПРИМЕНЕНИЯ 1. ГИДРОПРИВОДА

Глава I

РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ И ИХ СВОЙСТВА

Рабочим телом (средой) в гидравлических системах являются капельные жидкости, характеризующиеся высокими, по сравнению с газами, объемным модулем сжатия и вязкостью. В основном применяются минеральные масла, представляющие собой жидкие дистиллаты, загущенные парафином, церезином и другими твердыми углеводородами, а также жидкости на основе органических и кремнийорганических соединений. Особенно широко применяются смеси минеральных масел, полученные смешиванием мало-вязких нефтепродуктов с высоковязкими компонентами (загустителями).

Основными показателями для оценки качества рабочей жидкости служат вязкостно-температурные свойства, химическая и физическая стабильность, антикоррозионные свойства, агрессивность по отношению к резиновым уплотнительным деталям, смазочная способность, теплофизические свойства и вспениваемость, а также огнестойкость и температура замерзания.

Весомость жидкости характеризуется объемным весом (удельной силой тяжести) и плотностью, которые фактически обозначают одно и то же свойство жидкости, — отношение веса или массы жидкости к ее объему. При расчетах обычно используют объемный вес (вес единицы объема вещества), который зачастую называют весовой плотностью, причем выражают его обычно как отношение веса в килограммах к объему в кубических сантиметрах или метрах.

При равномерном распределении массы объемный вес

$$\gamma = \frac{G_r}{V} = \frac{mg}{V}, \quad (6)$$

где G_r — вес некоторого объема V жидкости;

$m = \frac{G_r}{g}$ — масса рассматриваемого объема жидкости;

g — ускорение силы тяжести.

Учитывая, что масса $m = \rho V$ и вес $G = \gamma V = mg$, объемный вес можно выразить через массовую плотность (количество массы

жидкости, заключающейся в единице ее объема) и ускорение силы тяжести g :

$$\gamma = \rho g,$$

где ρ — массовая плотность в $\kappa\Gamma \cdot \text{сек}^2/\text{см}^4$ или $\kappa\Gamma \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$.

Для минеральных масел можно принять $\gamma = 900 \kappa\Gamma/\text{м}^3$.

Различают также удельный объем жидкости, под которым понимают объем единицы ее массы:

$$V_m = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \text{ или } V_m \rho = 1.$$

Объемный вес не следует смешивать с безразмерным относительным удельным весом жидкости (σ), под которым понимается отношение веса данной жидкости G_m к весу дистиллированной воды G_v при 4°C , взятой в том же объеме.

Плотность имеет важное значение при расчетах режимов течения жидкости через местные сопротивления, потеря напора в которых обусловлена в основном ускорением жидкости, а следовательно, перепад давления Δp , как это следует из теоретического соотношения $u = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$ (см. стр. 79), будет зависеть от плотности жидкости, т. е.

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho u^2.$$

Плотность жидкости определяет величину ударного давления при гидравлическом ударе (см. стр. 103), а также сопротивление магистралей (трубопроводов) в переходных процессах. Так, например, для создания некоторого ускорения в трубопроводе, заполненном жидкостью с удельным весом ртути ($13,6 \Gamma/\text{см}^3$), потребуется давление в 17 раз больше, чем в заполненном минеральным маслом с удельным весом $0,8 \Gamma/\text{см}^3$. При применении первой жидкости сила инерции будет настолько большой, что на создание требуемого ускорения столба жидкости будет расходоваться значительная часть рабочего давления, а также будет замедляться быстроедействие системы и реакция последней на командные импульсы (сигналы).

Плотности и объемный вес определяются по ГОСТу 3900—47.

Зависимость объемного веса от температуры. Плотность и соответственно объемный вес жидкости зависят от температуры, ввиду чего с изменением последней будет изменяться также и удельный объем.

Указанная зависимость характеризуется температурным коэффициентом α объемного расширения жидкости, представляющим собой число, выражающее относительное изменение объема жидкости при изменении температуры на 1°C :

$$\alpha = \frac{\frac{\Delta V}{V}}{\Delta t} \quad 1/\text{град}, \quad (7)$$