

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Количество насосов, вентиляторов и компрессоров различного назначения, выпускаемых промышленностью технически развитых стран, исчисляется миллионами единиц в год. Трудно переоценить роль этих машин в промышленном и сельскохозяйственном производстве, а также в социально-бытовой сфере любой страны.

В агропромышленном комплексе (АПК) России эти машины используются в собственно сельском хозяйстве и в отраслях хранения и переработки сельскохозяйственной продукции. В сельском хозяйстве насосы применяются для орошения и осушения почв, в системах водоснабжения и теплоснабжения административных зданий и домов, в системах вентиляции и микроклимата, поддерживающих влажность и температуру в помещениях для содержания скота и птицы. Насосы, тягодутьевые машины и компрессоры являются неотъемлемой частью водяных и паровых котлов, без которых невозможна выработка тепловой энергии для обеспечения различных технологий в АПК.

В двигателях внутреннего горения, широко применяемых в сельском хозяйстве, применяются жидкостные, масляный и топливный насосы, вентиляторы системы охлаждения двигателей, турбокомпрессоры для наддува в дизелях.

Значительная доля насосов, вентиляторов и компрессоров используется в пищевой промышленности на сахарных, спиртовых, пивоваренных, дрожжевых заводах, заводах по консервации плодов и ягод и других предприятиях.

Представление о значимости насосов, например, на сахарных заводах иллюстрируют такие данные:

- водоёмкость сахарного производства составляет в среднем  $20\text{ м}^3$  воды различного качества на 1 т перерабатываемой свеклы, в том числе  $2\text{--}3\text{ м}^3$  свежей воды. Для подачи таких объемов воды необходимы насосные станции первого и второго подъёмов;
- при переработке до 6000 т свеклы в сутки задействовано более 350 ед. насосно-компрессорных машин, которые потребляют до 60–70% электроэнергии в энергобалансе завода.

В зависимости от свойств перекачиваемой среды и особенностей технологий в АПК насосы условно подразделяются на: насосы холодной и нагретой воды; пищевые насосы для подачи соков, сусла, молока, пива, густых сиропов и др.; насосы для подачи суспензий (дрожжевого и крахмального молока и др.); насосы для подачи гидросмесей (соко-стружечных, зерно-водяных и др.).

Для различных технологических и сантехнических целей применяются вентиляторы и компрессоры.

На молочных фермах и заводах существенную долю энергоресурсов (до 50%) составляют расходы на электроэнергию на привод компрессоров холодильных машин, предназначенных для охлаждения свежего молока и на нагрев воды для санитарно-технологических нужд.

Выбор и рациональная эксплуатация насосов, вентиляторов и компрессоров требует от специалистов АПК глубоких знаний законов гидромеханики и теории работы таких машин.

В книге с единых позиций рассмотрены принципы работы и конструктивные особенности насосов, вентиляторов и компрессоров, характеристики и выбор их на определенные условия эксплуатации, приведены примеры современных энергоэффективных установок, систем регулирования и автоматизации.

Расширенное изложение некоторых тем предполагает, что материалы книги будут полезны бакалаврам и магистрам, обучающимся по направлениям подготовки теплоэнергетика и агронженера.

Авторы с благодарностью примут все замечания и пожелания по содержанию и характеру изложенного материала, которые предлагается направлять по адресу: 214000, г. Смоленск, ул. Б. Советская, д. 10/2.

# ВВЕДЕНИЕ

## КРАТКИЙ ОБЗОР РАЗВИТИЯ НАСОСОВ, ВЕНТИЛЯТОРОВ И КОМПРЕССОРОВ

Машины, преобразующие механическую энергию своего привода в потенциальную и кинетическую энергию потока рабочей среды, называются насосами (рабочая среда — капельная жидкость) либо вентиляторами и компрессорами (рабочая среда — газ).

Большинство современных технологических процессов связано с перемещением под давлением потоков жидких и газообразных сред, поэтому насосы, вентиляторы и компрессоры широко применяются во всех отраслях промышленности, сельскохозяйственного производства и коммунального хозяйства.

Первые беззапорные водопроводы возникли в глубокой древности на Сицилии (450 лет до н. э.) и в Риме (примерно 312 лет до н. э.), но затем возникла проблема подачи воды на разную высоту. Именно этот момент можно считать этапом развития насосов.

Первый механизм для подъёма воды представлял собой специальное водоподъёмное колесо. Величина напора составляла до 4 м вод. ст. а подача — 8–10 м<sup>3</sup>/ч.

Прототипом поршневого насоса можно считать насос для тушения пожаров, который изобрел древнегреческий механик Ктезибий (1 в. до н. э.). В дальнейшем в связи с ростом потребностей в воде и необходимостью увеличения высоты её подачи наряду с поршневыми насосами стали создавать вращательные насосы и различные устройства без движущихся рабочих органов, т. е. исторически наметились три направления развития насосов.

Развитие поршневых насосов началось в конце XVIII в., когда для их изготовления стали использовать привод от паровой машины. В 1840–1850 гг. американец Вортингтон изобрел одноцилиндровый и двухцилиндровый паровой насос. Для этих насосов характерно противоположное расположение паровых и насосных цилиндров с установкой поршней на одном штоке. В конечном итоге распространение получили горизонтальные и вертикальные насосы с электрическим и дизельным приводом.

Развитие теории поршневых насосов тесно связано с работами отечественных ученых и инженеров (К. Бах, Г. Берг, А. П. Герман, В. Г. Шухов, П. К. Худяков, А. А. Бурдаков и др.). Достижения в области поршневых насосов широко использованы при создании поршневых компрессоров, гидравлических прессов и других устройств, но сами поршневые насосы с середины XX в. стали вытесняться из ряда областей роторными и затем центробежными насосами.

Другой путь развития насосов начался с изобретения вращающегося пластиначатого насоса Рамели, который сегодня считается прототипом классического роторного насоса. В дальнейшем появились другие разновидности роторных насосов: коловратные, шестеренные и винтовые.

Идея использования центробежной силы для подачи жидкости возникла в XV в. у Леонардо да Винчи и реализована в начале XVII в. французом Бланкано,

построившим центробежный насос для подачи воды, рабочим органом которого служило открытое вращающееся колесо. Один из первых центробежных насосов со спиральным корпусом и рабочим колесом с четырьмя лопатками был предложен Д. Папеном. С появлением быстроходных тепловых, а затем электрических двигателей центробежные насосы получили широкое применение.

Развитие осевых насосов основывалось на опыте аналогичных им гидротурбин. Проектирование и исследование осевых (пропеллерных и поворотно-лопаточных) насосов относится к началу XX в. В СССР в 1934 г. в г. Дмитрове под руководством И. Вознесенского был испытан опытный образец осевого насоса. Большую роль в создании теории и в разработке конструкций центробежных и осевых насосов сыграли труды Л. Эйлера, О. Рейнольдса, Е. Жуковского, С. А Чаплыгина, К. Пфлейдерера и др.

Третье направление развития устройств для подачи жидкости под напором объединяет различные струйные насосы: водо-водяные эжекторы, пароводяные инжекторы и многие другие. Водоструйный насос, как лабораторный прибор, был предложен Д. Томпсоном в 1852 г. и применялся для отсасывания воды и воздуха. Первый образец промышленного струйного аппарата применил инженер Нагель в 1866 г. для удаления воды из шахт. Принципиально иной способ для подачи воды или нефти из скважин с помощью сжатого воздуха или газов был применен в газлифтах, которые практически стали применяться с 1897 г. в России на нефтепромыслах в Баку, с 1901 г. в США.

Основы теории струйных насосов получили существенное развитие благодаря исследованиям американских инженеров О'Брайена и Гослина и советских специалистов Л. Д. Бермана, К. К. Баулина, Е. Я. Соколова и др.

Машины для перемещения воздуха и газов под небольшим давлением (вентиляторы) появились значительно позже насосов. Первый центробежный вентилятор предложил А. А. Саблуков (1832 г.). Этот вентилятор, названный изобретателем «воздушный насос», представлял собой цилиндрический кожух с двухсторонним всасыванием, внутри которого располагалось рабочее колесо с четырьмя лопатками. Позднее, в 1836 г., А. А. Саблуков создал центробежный насос, названный им «водогоном». В 1892 г. француз П. Мортье изобрел диаметральный вентилятор. Такие вентиляторы некоторое время использовались в качестве шахтных вентиляторов, но затем были заменены центробежными вентиляторами, имеющими более высокий КПД.

Приоритет в разработке современной теории расчета вентиляторов принадлежит советским ученым школы Н. Е. Жуковского. В результате работ ЦАГИ им. Жуковского были созданы центробежные и осевые вентиляторы, превосходившие по своим аэродинамическим и конструктивным параметрам вентиляторы, созданные за рубежом.

Компрессоры имеют богатую историю своего развития. С давних времен и до сегодняшнего дня разработано много разновидностей компрессоров, начиная с кузачных мехов, которые до сих пор используются в церковных органах, или катапульты, действующей за счет сжатого воздуха. В 1650 г. немецкий физик О. Герике собрал машину для получения вакуума, которую потом назовут поршневым компрессором. Следующим значительным шагом в истории развития

поршневых компрессоров стало создание в 1765 г. И. И. Ползуновым машины для сжатия и перемещения газа (одноступенчатый компрессор). Во второй половине XVIII в. в Англии Вилькинсон создал двухцилиндровый поршневой компрессор, а Дж. Уатт изобрел к нему паровой привод. Многоступенчатый поршневой компрессор с охладителями между ступенями сжатия предложен в 1849 г. Ратеном (Германия). Вплоть до конца XIX в. поршневой компрессор был единственным типом воздушных компрессоров, применяемых в промышленности.

Идея винтовых компрессоров была запатентована в 1878 г. Г. Кригаром (Германия), а реализовал её шведский инженер Лисхольм. На сегодняшний день при сохранении общих принципов работы как поршневых, так и винтовых компрессоров наблюдается уменьшение их габаритов с одновременным увеличением мощности.

В конце XIX в. возникло производство центробежных и позднее осевых компрессоров на заводах Парсонса (Англия) и Рато (Франция). Инициатором производства центробежных компрессоров в России был Невский машиностроительный завод (Невский литейно-механический завод, основанный в 1857 г.), выпускающий в настоящее время компрессоры большой мощности для различных отраслей промышленности.

Промышленность обеспечивает выпуск высокоеффективных машин, отличающихся по принципу действия и конструктивным особенностям, с широким спектром характеристик.

Наибольшее применение получили радиальные (центробежные) машины со спиральным кожухом общего и специального назначения. Используемые в качестве насосов, они создают напор 3500 м вод. ст. и более и имеют подачу 100 тыс. м<sup>3</sup>/ч в одной установке; при использовании в качестве тягодутьевых установок их производительность достигает 1 млн м<sup>3</sup>/ч.

Насосы, тягодутьевые установки и компрессоры наиболее полно представлены в теплоэнергетике и, например, составляют часть технологической схемы тепловых и атомных станций и отопительных котельных, систем водоснабжения и газоснабжения, инженерных систем зданий и сооружений, производства сжатого воздуха.

В теплоэнергетических установках центробежные насосы применяют для питания котлов, для подачи конденсата в системе регенеративного подогрева питательной воды и циркуляционной воды в конденсаторы турбин.

Центробежные вентиляторы и дымососы являются неотъемлемой частью паровых и водогрейных агрегатов, обеспечивая процессы сгорания топлива и последующего удаления продуктов сгорания.

Осевые машины также широко применяются как в качестве насосов, так и в качестве тягодутьевых установок. В последние годы в связи с увеличением мощностей паровых турбин циркуляционная вода в конденсаторы турбин подается осевыми насосами, производительность которых выше радиальных насосов.

Поршневые насосы применяют для питания котлов небольшой производительности по пару и в качестве дозаторов для поддержания требуемого качества питательной и котловой воды для крупных котельных агрегатов. На тепловых электростанциях поршневые компрессоры подают сжатый воздух для об-

дува поверхностей нагрева котлов с целью их очистки от летучих золы и сажи, а также для снабжения воздухом пневматического инструмента.

Струйные насосы используют для удаления воздуха из конденсаторов паровых турбин и в абонентских теплофикационных вводах в качестве смесителей прямой и обратной воды.

Поршневые и центробежные компрессоры являются основным видом машин в металлургическом, химическом и в горнорудном производстве; они широко применяются при добыче, транспортировке и использовании природных и искусственных газов. Сжатый воздух, как энергоноситель, необходим для различных пневматических устройств и средств автоматики на металлургических и машиностроительных заводах, в горнодобывающей и нефтяной промышленности, при строительных и ремонтных работах.

Насосы, вентиляторы и компрессоры широко представлены в агропромышленном комплексе, где они необходимы в различных технологических процессах.

В установках умеренного и глубокого холода компрессоры, будучи составной частью, в значительной степени определяют их экономичность.

Электроэнергия, потребляемая насосами, вентиляторами и компрессорами, составляет значительную часть от общего расхода электроэнергии. Энергетические обследования, проводимые в промышленности зарубежными и российскими аудиторами, показали, что из 60–70% электроэнергии, потребляемой электродвигателями предприятия, на долю привода насосов, вентиляторов и компрессоров приходится в среднем 60% от этой величины (на компрессоры приходится около 30%, на насосы 20% и вентиляторы 10%).

Некоторые общие выводы, вытекающие из рассмотрения исторического материала.

1. Разработка техники по перемещению потоков жидкости и газа под давлением соответствовала уровню развития производительных сил и определялась необходимостью решения практических задач, выдвигаемых жизнью.

2. Поэтапный переход к новым конструкциям и принципам сжатия исторически складывался по цепочке: поршневые → ротационные → винтовые → центробежные → осевые машины. Требования промышленного производства к более высоким параметрам рабочего давления и расхода жидкости и газа были определяющими в появлении новых насосов и компрессоров. Конструкции машин, не удовлетворяющих этим требованиям, либо отбрасывались, либо область их применения постепенно ограничивалась, а их место занимали более эффективные машины.

3. Первые промышленные насосы различных типов разрабатывались и осваивались в течение продолжительного времени на основе опытных образцов без теоретического обоснования. Теоретические основы работы насосов, вентиляторов и компрессоров начали интенсивно разрабатываться с середины XVIII в., после того как рядом зарубежных и отечественных ученых были сформулированы основополагающие законы гидромеханики и термодинамики.

4. В последнее время развитие науки о насосах и компрессорах направлено в основном на совершенствование проточной части машин с уточнением методов их расчета.

**ЧАСТЬ ПЕРВАЯ.**  
**ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЖИДКОЙ**  
**И ГАЗООБРАЗНОЙ СРЕДАХ**

# ГЛАВА 1.

## НЕКОТОРЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ

В гидромеханике принято различать две категории жидкостей: практически несжимаемые капельные жидкости или собственно жидкости и сжимаемые жидкости — газы.

Среди жидкостей *выделим* воду и воздух как основные рабочие тела в насосах, вентиляторах и компрессорах общего назначения и рассмотрим их основные физические свойства.

### Плотность, удельный объем и объемный вес

*Плотностью*  $\rho$  называется масса однородного вещества  $M$ , кг, заключенная в единице объема  $V$ ,  $\text{м}^3$ :

$$\rho = M/V, \text{ кг/м}^3. \quad (1.1)$$

Величины плотности газов в стандартных условиях меньше плотности капельных жидкостей приблизительно на три порядка и изменяются в пределах, например, от 0,09 кг/м<sup>3</sup> (водород) до 3,74 кг/м<sup>3</sup> (криптон); плотность воздуха составляет 1,293 кг/м<sup>3</sup>.

*Удельный объем*  $\vartheta$  — это объем единицы массы вещества. Между удельным объемом вещества и его плотностью существует очевидное соотношение:

$$\vartheta = 1/\rho, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (1.2)$$

*Объемный вес*  $\gamma$  однородной системы — это вес единицы объема тела или отношение веса (силы тяжести) к его объему. Иногда его называют *удельным весом*.

Объемный (удельный) вес и плотность связаны между собой отношением

$$\gamma = G/V = M \cdot g/V = \rho \cdot g, \text{ Н/м}^3, \quad (1.3)$$

где  $G$  — вес однородного вещества, Н.

Объемный вес зависит от ускорения силы тяжести в месте измерения, поэтому отдается предпочтение плотности как справочной величине. В дальнейшем в уравнениях в основном используются плотность и удельный объем, а не объемный вес.

Плотность капельных жидкостей и газов зависит от температуры и давления. Однако сжимаемость воды незначительна: при увеличении давления на 9,81 МПа объем воды уменьшается на 0,0005% от первоначального объема, поэтому воду часто считают несжимаемой. При этом не следует забывать, что такое допущение правомерно лишь в тех случаях, когда изменение давления не столь значительно. В практике эксплуатации гидравлических систем отмечаются случаи, когда вследствие действия возмущения (например, резкое закрытие/открытие запорного устройства в трубопроводе) в жидкости значительно изменяется давление. В таких случаях пренебрежение сжимаемостью жидкости приводит к существенным последствиям.

Плотность жидкости зависит от температуры гораздо сильнее, чем от давления. В частности, в таблице 1.1 показана плотность воды при различных температурах и атмосферном давлении 0,1 МПа.

Плотность идеальных газов определяется по известному закону Клайперона

$$PV = RT, \quad (1.4)$$

откуда

$$\rho = P/RT, \quad (1.5)$$

где  $P$  — давление газа, Па;  $T$  — температура, К;  $R$  — газовая постоянная, Дж/(кг · К).

Для сухого воздуха  $R = 287$  Дж/(кг · К). Сжатый воздух в интервале температур от  $-50^{\circ}\text{C}$  до  $200^{\circ}\text{C}$  и давлением до 5,0 МПа можно отнести к идеальному газу.

**Таблица 1.1**  
**Плотность воды при различных температурах и давлении 0,1 МПа**

$t, ^{\circ}\text{C}$	$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	$t, ^{\circ}\text{C}$	$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	$t, ^{\circ}\text{C}$	$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$
0	999,87	60	983,24	200	860,00
3,98	1000	80	972,83	250	794,00
10	999,73	100	958,38	300	710,00
20	998,23	120	943,13	350	574,00
40	992,24	150	917,30	374,15	307,00

### Относительная плотность

Относительная плотность жидкости  $\bar{\rho}$  — это отношение плотности  $\rho$  данной жидкости к плотности дистиллированной воды при температуре  $4^{\circ}\text{C}$  и давлении 0,1 МПа при данных условиях,  $\rho = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$ :  $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$ . Относительная плотность показывает, во сколько раз рассматриваемая жидкость легче или тяжелее воды. Например, нефть, имеющая плотность  $760\text{--}990 \text{ кг}/\text{м}^3$ , будет плавать на воде.

Имеется аналогичная характеристика и для газов. Под относительной плотностью газа (по воздуху) понимается отношение плотности газа к плотности воздуха при стандартных условиях.

### Вязкость

Вязкостью называется свойство жидкости сопротивляться сдвигу или скольжению одних слоев жидкости относительно других, так как между слоями жидкости возникают силы внутреннего трения и касательные напряжения. В покоящейся жидкости скоростная деформация равна нулю, следовательно, касательные напряжения также равны нулю. Жидкости, для которых приемлема такая зависимость, называются ньютоновскими. Однако существуют жидкости, для которых такая зависимость неприемлема. К ним относятся нефть и нефтепродукты, различного рода суспензии и коллоидные растворы. Такие жидкости называются неニュтоновскими. Они отличаются от ньютоновских жидкостей наличием сил трения даже в состоянии покоя, что препятствует переходу их в движение до определенного предельного напряженного состояния. Ряд пище-

вых продуктов малой вязкости (спирт, соки, молоко, пиво, мясной бульон, расплавленный жир и другие) относятся к ньютоновским жидкостям, у них предельное напряжение сдвига практически равно нулю. Они еще называются *структурированными биотехнологическими жидкостями*. Переходные структурированные жидкости — пищевые продукты средней вязкости (сливки, йогурты, сахарный сироп и другие) с незначительным предельным напряжением сдвига (до 10 Па) также относятся к ньютоновским жидкостям. Пищевые продукты высокой вязкости (сметана, творог, масло, майонез, патока, жидкий шоколад, джем, патока и другие) к ньютоновским жидкостям не относятся.

Количественно вязкость характеризуется *коэффициентом динамической вязкости*  $\mu$  (Па·с), который не зависит от давления и от характера движения жидкости (газа), а определяется лишь физическими свойствами жидкости (газа) и их температурой. Зависимость вязкости воды от давления незначительна, ею во многих расчетах можно практически пренебречь, так как ошибка при давлении до 5 МПа не превышает 0,5%.

В инженерной практике часто оперируют *коэффициентом кинематической вязкости*  $v$ , который представляет собой отношение коэффициента динамической вязкости к плотности жидкости (газа) при той же температуре:

$$v = \mu/\rho, \text{ м}^2/\text{с}. \quad (1.6)$$

Значения коэффициентов вязкости существенно зависят от температуры. Например, в интервале температур 10–200°C для воды  $\mu = (130,6 \dots 136,4) \cdot 10^{-6}$  (Па·с), для воздуха  $\mu = (17,2 \dots 26) \cdot 10^{-6}$  (Па·с).

Кинематическая вязкость воды, содержащей некоторое количество мелких (менее 0,05 мм) взвешенных твердых частиц (на таких взвесях работают грунтовые, шламовые насосы) может заметно увеличиваться по сравнению с чистой водой. Так, при температуре 5°C и количестве взвешенных частиц 100 мг/л коэффициент кинематической вязкости  $v = 1,6 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с, а при загрязнении 600 мг/л  $v = 2,0 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с. Но при нагреве воды концентрация взвеси на изменение кинематической вязкости влияет слабо. Например, при температуре 25°C и том же количестве взвешенных частиц 100 мг/л  $v = 0,9 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с, а при загрязнении 600 мг/л  $v = 0,92 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с.

Вязкость играет существенную роль при перемещении жидкости по трубам, при опорожнении резервуаров, при работе различных машин и механизмов, в частности насосов. Например, КПД центробежного насоса, работающего на воде, снижается при переходе его на работу с вязкой жидкостью в полтора-два раза. К тому же при перекачке сливок центробежным насосом, у которого частота вращения рабочего колеса 2900 об/мин, сливки взбиваются в масло. Поэтому центробежные насосы не применяются при перекачке высоковязких пищевых продуктов.

## Кавитация

В обычных условиях (при нормальном давлении и температуре) вода содержит около 2% объема растворенного в ней воздуха. Очевидно, что при повышении температуры и понижении давления начинается процесс испарения

жидкости с выделением паровоздушных пузырьков. Например, при снижении давления до давления насыщенных паров жидкости (при данной температуре) интенсивное испарение жидкости переходит в так называемое *холодное кипение*. В таблице 1.2 дана зависимость давления насыщенных паров воды  $P_{\text{пп}}$  от температуры при атмосферном давлении 0,1 МПа.

Паровоздушная смесь приобретает свойства, отличные от воды, сжимаемость её значительно возрастает. Попадая в область повышенного давления, пузырьки пара конденсируются и переходят в жидкое состояние, а воздушные сжимаются или полностью смыкаются. Это явление происходит мгновенно и сопровождается сильными ударами с резким локальным повышением давления и температуры. Так как микроудары многократно повторяются на очень малой площадке, происходит разрушение твердой поверхности. В результате имеет место так называемая *кавитация*, или кавитационная эрозия.

Таблица 1.2

Зависимость давления насыщенных паров воды от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	$P_{\text{пп}}, \text{kPa}$	$t, ^\circ\text{C}$	$P_{\text{пп}}, \text{kPa}$
5	0,87	40	7,40
10	1,23	60	20,3
20	2,33	80	48,3
30	4,30	100	103,3

Кавитация имеет самое прямое отношение к насосам. Дело в том, что жидкость из всасывающего патрубка подходит к рабочему колесу насоса под разностью давления в приемном резервуаре и абсолютным давлением в потоке у входа в колесо. Последнее зависит от расположения оси насоса относительно уровня поверхности жидкости в резервуаре и режима работы насоса.

Если давление на входе в рабочее колесо становится ниже давления парообразования, то наступает режим вскипания жидкости и последующей конденсации пузырьков пара в зоне повышенного давления в проточной части колеса. При схлопывании пузырьков выделяется энергия, способная разрушить поверхности рабочих колес и улиток. Эта энергия создает ударные волны, вызывающие вибрацию, распространяющуюся на рабочие колеса, вал, уплотнения, подшипники, повышая их износ.

Чтобы оценить воздействие кавитации на твердую поверхность, рассмотрим процесс схлопывания пузырька и выделившейся при этом энергии. Образовавшийся в зоне разрежения пузырек имеет объем около  $1 \text{ mm}^3$ ,  $V = 10^{-9} \text{ m}^3$ .

Давление в пузырьке при этом равно давлению насыщенных паров, которое при  $20^\circ\text{C}$  для воды  $P_{\text{пп}} = 2337 \text{ Pa}$ . Энергия такого пузырька равна произведению давления на объем:

$$E = P_{\text{пп}} \cdot V = 2337 \cdot 10^{-9} = 2,337 \cdot 10^{-4} \text{ Дж.}$$

При конденсации пузырька его объем уменьшится пропорционально отношению плотностей воды  $\rho_{\text{в}} = 998 \text{ кг}/\text{м}^3$  и плотности насыщенного водяного пара  $\rho_{\text{пп}} = 0,0173 \text{ кг}/\text{м}^3$  при  $20^\circ\text{C}$ :  $\rho_{\text{в}}/\rho_{\text{пп}} = 998/0,0173 = 57730$ , и составит

$1 \cdot 10^{-9} / 57730 = 1,73 \cdot 10^{-14} \text{ м}^3$ . Давление с учетом сохранения энергии пузырька достигнет

$$P = E/V = 2,34 \cdot 10^6 / 1,73 \cdot 10^{-14} = 135 \text{ МПа.}$$

Это значение по своему порядку соответствует пределу прочности металлов, и возникающий микроудар способен разрушить твердую поверхность. Часть энергии пузырька перейдет в тепловую энергию, и локальное повышение температуры может достигнуть  $1500^{\circ}\text{C}$ . Локальное повышение температуры усилит коррозионные процессы жидкости и растворенных в ней газовых пузырьков.

Меры предупреждения кавитации в насосах рассмотрены ниже.

Газы, будучи перегретыми парами, в подавляющем большинстве имеют низкую температуру конденсации. Для атмосферного воздуха она равна примерно 80 К ( $-193^{\circ}\text{C}$ ) и ожидать кавитации в процессах сжатия, например, воздуха не следует.

### **Контрольные вопросы**

1. Почему в расчеты процессов с жидкостями и газами введены понятия идеальной и структурированной жидкостей, и в чем их отличия?
2. Дайте характеристику основных физических свойств жидкостей и газов.
3. В чем состоит различие коэффициентов динамической и кинематической вязкости?
4. По какой зависимости определяется плотность газов при различных температурах и давлениях?

## ГЛАВА 2.

# ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ РАВНОВЕСИЯ И ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ И ГАЗА

В соответствии с положениями гидромеханики различие между жидкостью и газом не так уж велико, и часто законы, относящиеся к первой среде, могут быть приложены и ко второй, но с известной, конечно, приближенностью. К тому же при движении жидкости или газа со скоростями меньшими, чем скорость звука в этих средах, можно пренебречь их сжимаемостью.

Из всех моделей жидкости, рассматриваемых в гидромеханике, наиболее простой является модель *идеальной* жидкости, в которой при её движении отсутствуют внутреннее трение и теплопроводность. Пригодность модели идеальной жидкости для многих практических задач объясняется прежде всего тем, что она сохраняет основные свойства реальных жидкостей — это непрерывность (сплошная среда с непрерывным распределением в ней основных физических величин) и легкая подвижность. Однако влияние вязкости на силы трения в движущихся жидкостях и газах оказывают решающее значение в решении ряда практических задач, например при подсчете сопротивлений тел в движущейся жидкости, различие в скоростях по сечению потока и т. д., и тогда применяют модель *вязкой* жидкости.

### 2.1. Уравнение неразрывности потока

Основным объектом изучения гидродинамики является поток, т. е. движение массы жидкости или газа между ограничивающими поверхностями (стенки труб, каналов).

Будем рассматривать лишь одномерные стационарные потоки, в которых параметры зависят только от одной координаты, совпадающей с направлением вектора скорости, и не зависят от времени. Условие неразрывности течения в таких потоках заключается в одинаковости массового расхода ( $m$ , кг/с) рабочего тела (закон сохранения массы) в любом сечении:

$$m = F \cdot c / \vartheta = \text{const}, \quad (1.7)$$

где  $F$  — площадь поперечного сечения канала,  $\text{м}^2$ ;  $c$  — средняя скорость рабочего тела,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $\vartheta$  — удельный объем рабочего тела,  $\text{м}^3/\text{кг}$ .

Для жидкости  $\vartheta = \text{const}$ , поэтому

$$F \cdot c = \text{const}. \quad (1.8)$$

Из уравнения (1.8) следует, что средние скорости движения жидкости обратно пропорциональны площадям соответствующих сечений:

$$c_1/c_2 = F_2/F_1. \quad (1.9)$$

Уравнение (1.7) справедливо и для газовых потоков, откуда для двух сечений можно записать

$$\rho_1 \cdot F_1 \cdot c_1 = \rho_2 \cdot F_2 \cdot c_2, \quad (1.10)$$

где все величины переменные.

### Режимы движения жидкости и газа

Различают два режима движения потоков жидкости или газа: *ламинарный*, спокойный, при котором поток движется на малых скоростях слоями, не перемешиваясь, и *турбулентный*, вихреобразный, при больших скоростях (рис. 1.1).



**Рис. 1.1**  
Схема режимов движения потока

Критерием, определяющим режим движения потока, является число Рейнольдса

$$Re = c \cdot d \cdot \rho / \mu = c \cdot d / v, \quad (1.11)$$

где  $c$  — средняя скорость потока, м/с;  $d$  — диаметр трубы, м;  $\rho$  — плотность жидкости или газа, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости (Па·с);  $v$  — коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с. Для определения режима движения в каналах произвольного сечения в формулу критерия Рейнольдса вводят эквивалентный диаметр канала  $d_{\text{экв}} = 4F_c / \Pi$ , где  $F_c$  — площадь поперечного сечения канала;  $\Pi$  — внутренний периметр этого сечения. Критическое число Рейнольдса  $Re_{\text{кр}}$  при котором наступает смена режима движения: для жидкостей  $Re_{\text{кр}} = 2320$ ; газов  $Re_{\text{кр}} = 2000\text{--}4000$ , и, в частности, для воздуха  $Re_{\text{кр}} = 2000$ . Критическое число может незначительно изменяться в зависимости от таких факторов, как вибрация и шероховатость внутренних стенок труб, пульсации потока и др.

## 2.2. Уравнение Бернулли для жидкости

Основным уравнением гидромеханики, определяющим связь между давлением и скоростью движения потока, является уравнение Бернулли. Запишем уравнение энергетического баланса для двух произвольных поперечных сечений 1 и 2 элементарной струйки идеальной жидкости — рисунок 1.2:

$$z_1 g + P_1 / \rho + c_1^2 / 2 = z_2 g + P_2 / \rho + c_2^2 / 2. \quad (1.12)$$

Конец ознакомительного фрагмента.  
Приобрести книгу можно  
в интернет-магазине  
«Электронный универс»  
[e-Univers.ru](http://e-Univers.ru)