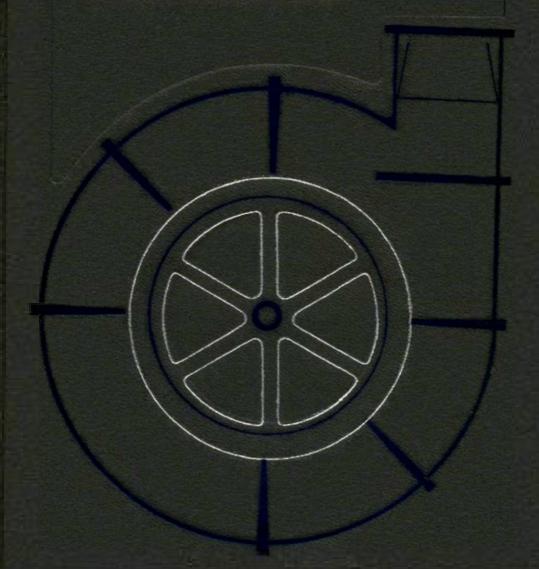
3. 6. Mannienko

НАСОСЫ, КОМПРЕССОРЫ, ВЕНТИЛЯТОРЫ



НАСОСЫ, КОМПРЕССОРЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ

BOOKS.PROEKTANT.ORG

БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ КОПИЙ КНИГ

для проектировщиков и технических специалистов

УДК 621.65+621.51+621.63

Насосы, компрессоры и вентиляторы. Шлипченко З С., К., «Техніка», 1976, 368 с.

Изложены основные сведения о наиболее распространенных в пищевой промышленности гидравлических машинах: насосах, компрессорах и вентиляторах. Главное внимание уделено современным центробежным машинам. Приведены основные положения гидравлики, необходимые для выполнения различных инженерных расчетов, требующихся при разработке технологии, а также при конструировании и эксплуатации машин и аппаратов пищевых производств. Особое внимание уделено гидравлике трубопроводов при движении вязких жидкостей. Рассчитана на инженерно-технических работников, занимающихся проектированием и эксплуатацией оборудования предприятий пищевой промышленности. Может быть полезна студентам соответствующих специальностей. Табл. 37, ил. 179, библиогр. 43.

Рецензенты М. Н. Галиновский, О А. Штангеев, инженеры

Редакция литературы по легкой, пищевой промышленности, торговле и бытовому обслуживанию Заведующий редакцией инж. Е. И. Касперская

$$III - \frac{31306 - 143}{M202(04) - 76}$$
 68-76

© Издательство «Техніка», 1976 г.

В условиях быстрого научно-технического прогресса и огромного потока научно-технической информации труд инженера усложнился. Ему недостаточно сегодня тех знаний, которые были получены в вузе. Труд инженера может быть эффективным только при непрерывном повышении его эрудиции и уровня технических знаний.

В отчетном докладе Центрального Комитета КПСС XXV съезду Л. И. Брежнев сказал: «В современных условиях, когда объем необходимых для человека знаний резко и быстро возрастает, уже невозможно делать главную ставку на усвоение определенной суммы фактов. Важно прививать умение самостоятельно пополнять свои знания, ориентироваться в стремительном потоке научной и политической информации».

Современный инженер обязан не только уметь управлять теми или иными производственными процессами в соответствии с требованиями технологии, но и должен обеспечивать их оптимальное проведение на высоком техническом уровне, который отвечал бы достижениям науки в данной области.

Вот почему необходимо постоянное повышение квалификации инженерно-технических работников. В этом большую помощь им окажут различные пособия, в которых будут изложены различные современные технические решения и методы, основанные на фундаментальных теоретических положениях.

Нужны такие пособия и работникам пищевой промышленности, которая имеет свои специфические особенности. Почти во всех отраслях ее по условиям технологических процессов значительные количества жидких продуктов перемещаются между станциями производства. Часто нормальное течение технологических процессов обусловлено подачей больших количеств воздуха, технологических газов и пара. Поэтому такие пищевые предприятия как сахарные, спиртовые, пивоваренные, дрожжевые и другие обладают большим трубопроводным хозяйством.

Чтобы представить себе значение гидравлики и гидравлических машин в пищевой промышленности, достаточно привести такие данные. На сахарном заводе, перерабатывающем 6000 т

свеклы в сутки, находится в эксплуатации более 350 единиц насосно-компрессорного оборудования, которое потребляет 60—70% энергии, вырабатываемой заводскими генераторами, на таком заводе монтируется более 100 000 м металлических труб общей массой более 4500 т.

Все это требует от специалиста пищевых производств глубокого знания законов гидравлики и теоретических положений, на которых основана работа широко применяемых в пищевой промышленности гидравлических мащин — насосов, компрессоров и вентиляторов.

Основное назначение данного пособия — помочь инженернотехническим работникам пищевой промышленности в их повседневной творческой работе теоретически осмысливать и обосновывать расчет, выбор и рациональную эксплуатацию трубопроводного и насосно-компрессорного оборудования. Поэтому в пособии большое внимание уделяется гидравлике трубопроводов и нагнетателей. Приводятся гидравлические характеристики основных типов насосно-компрессорного оборудования пищевых производств и теоретические положения, на которых основана их работа.

В книге даны оригинальные примеры и методики, предложенные профессором Г. М. Знаменским.

Все замечания и пожелания просим направлять по адресу: 252601, Киев, 1, ГСП, Пушкинская, 28, издательство «Техніка».

ГИДРАВЛИКА

Глава первая

ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТИ

ОБЩИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТИ В СОСТОЯНИИ ПОКОЯ

Жидкостью называется физическое тело, обладающее свойством текучести, т. е. не имеющее способности самостоятельно сохранять свою форму.

Жидкости, законы движения и равновесия которых изучаются в гидравлике, делятся на два класса: сжимаемые жидкости или газы, почти несжимаемые — капельные жидкости.

В гидравлике рассматриваются идеальные и реальные жидкости.

Идеальной называется такая жидкость, между частицами которой отсутствуют силы внутреннего трения. Вследствие этого она не сопротивляется касательным силам сдвига и силам растяжения. Идеальная жидкость совершенно не сжимается — она оказывает бесконечно большое сопротивление силам сжатия. Такой жидкости в природе не существует — это научная абстракция, необходимая для упрощения анализа общих законов механики применительно к жидким телам.

Реальная, или действительная, жидкость не обладает в совершенстве свойствами идеальной жидкости, она в некоторой степени сопротивляется касательным и растягивающим усилиям, а также отчасти сжимается. Для решения многих задач гидравлики этим отличием в свойствах идеальной и реальной жидкостей можно пренебречь. В связи с этим законы, выведенные для идеальной жидкости, могут быть применены к жидкостям реальным с соответствующими поправками, а иногда даже без них.

МОЛЕКУЛЯРНОЕ ДАВЛЕНИЕ И ПОВЕРХНОСТНОЕ НАТЯЖЕНИЕ

В гидравлике жидкость рассматривается как непрерывная однородная бесконечно делимая среда, частицы которой предполагаются настолько малыми, чтобы можно было считать жидкость сплошной, но достаточно большими, чтобы пренебречь силами взаимодействия между молекулами.

Тем не менее, рассматривая некоторые свойства жидкости, приходится учитывать проявление молекулярных сил. Так, например, известно, что силы, действующие на молекулы поверх-

ностного слоя жидкости, не уравновешены. Силы притяжения со стороны молекул внутренних слоев жидкости больше сил притяжения, действующих над ее поверхностью. Вследствие этого поверхностный слой оказывает так называемое молекулярное давление на жидкость. Это давление очень велико и составляет, например, для спирта 236 МПа, для воды — 1079 МПа.

Естественно, что давления, обычно применяемые в практике, не оказывают на жидкость сколько-нибудь заметного влияния, так как предварительное давление, обусловленное молекулярным притяжением частиц, несравненно больше того давления, с которым обычно приходится сталкиваться в практике. Этим, в частности, можно объяснить малую сжимаемость капельных жидкостей.

Силы взаимного притяжения молекул жидкости обусловливают не только описанное выше молекулярное давление, но и известное из физики поверхностное натяжение. Поверхностное натяжение проявляется в том, что поверхностный слой жидкости стремится всегда сократиться. Вследствие этого происходит поднятие уровня жидкости в капилляре в случае вогнутого мениска и — капиллярное опускание, если мениск выпуклый, т. е. когда жидкость не смачивает поверхность капилляра.

Поверхностное натяжение следует принимать во внимание при работе с жидкостными приборами для измерения давления, при исследовании некоторых случаев истечения из отверстий и др.

ДАВЛЕНИЕ ПАРОВ ЖИДКОСТИ. КАВИТАЦИЯ

Испарение жидкости с поверхности наблюдается при любой температуре. Интенсивность его зависит от температуры и давления. Если испарение происходит в ограниченное пространство, то плотность паров над жидкостью увеличивается. В этом случае увеличивается вероятность столкновения отдельных частиц пара между собой и с массой жидкости.

Таким образом, одновременно с развитием процесса испарения развивается обратный ему процесс конденсации. В определенный момент устанавливается состояние равновесия, наступает максимально возможное при данной температуре насыщение пространства над жидкостью паром. Давление, соответствующее такому равновесию, называется упругостью насыщены их паров при данной температуре, или давление м паров жидкости при данной температуре. Если резко уменьшить давление над поверхностью жидкости, то возникает интенсивное испарение с поверхности и даже во всей массе, т. е. жидкость начинает кипеть. Этому способствует наличие в жидкости некоторого количества растворенных газов, частицы которых являются центрами возникновения пузырьков.

Такое вскипание с образованием большого количества п

зырьков, каверн-пустот в жидкости называют паровой кавитацией.

В общем случае явление кавитации представляет собой образование разрывов сплошности в жидкости. Известно [17], что жидкости, не содержащие каких-либо примесей, способым выдерживать, не разрываясь, довольно высокие растягивающие усилия, иногда достигающие величин 314 МПа. Температурные флуктуации, приводящие к образованию паровых зародышей. понижают прочность воды до 157 МПа. Экспериментально доказано, что при соблюдении особых предосторожностей можно добиться того, чтобы вода выдерживала растягивающие напряжения в 27 МПа. Вместе с тем, на практике в обычных лабораторных и натурных условиях кавитация наступает уже давлениях, близких к давлению насыщенных паров при данной температуре. Такое расхождение теоретических и опытных данных обусловлено тем, что естественная вода содержит ядра или зародыши кавитации в виде мельчайших твердых или газообразных частичек - включений. Это вредное явление, с которым приходится встречаться при работе насосов, турбин и других гидромашин. Борьба с кавитацией является важнейшей технической проблемой.

Как было указано, кавитация возникает тогда, когда давление в жидкости p становится ниже давления ее паров при данной температуре t. Для выяснения условий возникновения кавитации в воде можно пользоваться данными табл. 1.

Таблица 1

Зависимость давления насыщенного водяного пара от температуры

t, °C	р, Па	ι, °C	р, Па	t, °C	р, Па
0 5 10 15 20 25 30 35	608 863 1226 1707 2335 3169 4258 5621	40 45 50 55 60 65 70	7377 9584 12361 15696 19914 25015 30396	75 80 85 90 95 99,1 100	38553 47382 57781 70141 84562 98100 101137

плотность жидкости

 Π лотностью однородного жидкого тела называется отношение массы тела к его объему:

$$\rho = \frac{m}{V} \,, \tag{1.1}$$

где ρ — плотность, кг/м³;

т --- масса тела;

V — объем.

Плотность жидкости изменяется при изменении температуры и давления. Зависимость плотности воды от температуры приведена в табл. 2.

Таблица 2
Зависимость плотности воды от температуры

t, °C	р, кг/м ⁸	t, °C	ę, кг/м ^з	t, °C	р, кг/м ³
0 4 10 20 30 40	999,9 1000,0 999,7 998,2 995,7 992,2	50 60 70 80 90	988,1 983,2 977,8 971,8 965,3	100 150 200 250 300	958,4 917,2 862,8 794 700

Таблица 3

Относительная плотность сахарных растворов в зависимости от

							C	одержанне	
t, °C	0	5	10	15	20	25	30	35	
0 5 10 15 20 25 30 35 40 45 50 55 60 65 70 75 80 85 90 95	1,000 1,000 0,999 0,997 0,996 0,994 0,992 0,998 0,988 0,988 0,988 0,981 0,975 0,975 0,965 0,965 0,965	1,020 1,020 1,019 1,018 1,016 1,014 1,013 1,012 1,010 1,005 1,003 1,000 0,998 0,995 0,995 0,985 0,982 0,982 0,982 0,982	1,040 1,040 1,030 1,038 1,035 1,035 1,035 1,025 1,025 1,023 1,025 1,012 1,015 1,015 1,015 1,016 1,006 1,006 1,002 0,998	1,002 1,062 1,062 1,060 1,059 1,058 1,056 1,055 1,053 1,050 1,048 1,046 1,043 1,041 1,038 1,035 1,032 1,029 1,026 1,022 1,022	1,085 1,084 1,083 1,082 1,081 1,080 1,078 1,076 1,074 1,072 1,070 1,067 1,065 1,059 1,056 1,059 1,053 1,050 1,047 1,043 1,040	1,108 1,107 1,106 1,105 1,104 1,102 1,100 1,098 1,096 1,094 1,089 1,089 1,087 1,084 1,078 1,078 1,075 1,075 1,075 1,069 1,065 1,062	1,132 1,131 1,130 1,129 1,127 1,126 1,124 1,122 1,120 1,117 1,115 1,112 1,110 1,107 1,104 1,101 1,098 1,095 1,088 1,085	1,157 1,156 1,155 1,154 1,152 1,150 1,148 1,146 1,144 1,141 1,139 1,136 1,134 1,131 1,128 1,125 1,122 1,119 1,115 1,112 1,108	

Если жидкое тело неоднородно, то формула (1.1) определяет лишь среднюю плотность по объему.

Относительной плотностью жидкости δ называется отношение массы данного тела и дистиллированной воды, взятой в том же объеме при 4° С.

Зависимость плотности жидких тел от температуры

Жидкость	ρ, κ _Γ /m³	t, °C
Вода дистиллированная	1000	4
» морская	1020—1030	4
Алкоголь безводный	795	20
Глицерин	1260	0
Бензин	745755	15
Керосин	760	15
Воздух	1,183	20
»	1,293	0
Известковое молоко (20% СаО)	1190	15
Меласса (кормовая патока)	1350—1400	15

Меласса	(кормовая	патока)		1:	350—1400		15
	ации и тех цеств, %	ипературы	(по воде і	при <i>t</i> =4°С)	·	
40	45	50	55	60	65	70	75
1,183 1,182 1,181 1,179 1,177 1,175 1,173 1,171 1,169 1,166 1,164 1,158 1,155 1,152 1,149 1,146 1,143 1,140 1,137 1,133	1,210 1,208 1,207 1,205 1,203 1,201 1,199 1,197 1,194 1,189 1,186 1,184 1,181 1,175 1,175 1,171 1,168 1,165 1,165 1,162 1,158	1,238 1,236 1,234 1,232 1,230 1,228 1,226 1,221 1,219 1,216 1,213 1,210 1,208 1,205 1,202 1,199 1,195 1,195 1,188 1,185	1,266 1,264 1,262 1,260 1,258 1,256 1,254 1,252 1,249 1,247 1,244 1,241 1,238 1,235 1,232 1,229 1,226 1,223 1,220 1,212 1,213	1,296 1,294 1,292 1,290 1,287 1,285 1,285 1,275 1,275 1,270 1,267 1,264 1,261 1,258 1,255 1,251 1,248 1,245 1,241	1,326 1,324 1,322 1,320 1,317 1,315 1,313 1,310 1,308 1,305 1,302 1,300 1,297 1,294 1,291 1,288 1,285 1,281 1,275 1,275	1,357 1,355 1,353 1,351 1,349 1,346 1,344 1,341 1,339 1,337 1,337 1,332 1,328 1,325 1,322 1,319 1,315 1,315 1,310 1,309 1,305 1,302	1,390 1,388 1,385 1,383 1,378 1,378 1,373 1,371 1,365 1,365 1,360 1,357 1,354 1,351 1,347 1,341 1,341 1,338 1,334

Плотность водных растворов различных веществ, в том числе и пищевых продуктов, зависит не только от температуры, но и от концентрации растворенного в воде вещества (табл. 3).

Данные о плотности некоторых жидких тел приведены в табл. 4, а зависимость плотности воды от давления — в табл. 5.

	р. кг/м³			ρ, кг/м³		
р, М∏а	t=0 °C	t=40 °C	р, МПа	<i>t</i> =0 °C	t=40 °C	
0,1	999,9	992,2	196,1	1084	1066	
49,033	1024	1014	392,3	1146	1120	
98,060	1046	1032	784,5		1201	
	l	ļ	1176.8		1261	

Как следует из данных табл. 5, вода является практически несжимаемой жидкостью; коэффициент объемного сжатия воды постоянен в интервале давлений 0,1-100 МПа и составляет $\sim\!0,5\cdot10^{-9}\,\Pi a^{-1}.$

ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ ПРИ ОТНОСИТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ

ВЯЗКОСТЬ КАПЕЛЬНЫХ ЖИДКОСТЕЙ

При относительном движении реальных жидкостей проявляются касательные силы сцепления между частицами, как бы тормозящие скольжение слоев. Эти силы характеризуют величину внутреннего трения, или вязкости, жидкости.

Рассмотрим поток жидкости, все слои которого движутся параллельно (рис. 1). Разделим этот поток на отдельные слои толщиной dn и допустим, что скорость частиц жидкости от слоя к слою изменяется согласно эпюре скоростей. Величина градиента скорости dU определентест тангенсом угла наукона касательной

скорости $\frac{dU}{dn}$ определяется тангенсом угла наклона касательной

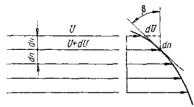


Рис. 1. Схема потока вязкой жидкости.

к эпюре скоростей в рассматриваемой точке $(tg\beta)$ и характеризует интенсивность изменения скорости в направлении, перпендикулярном к ней.

Сила внутреннего трения T между частицами не зависит от давления в жидкости и пропорциональна поверхности соприкосновения F трущихся слоев, относительной скорости их перемещения и зависит от рода жидкости.

Закон внутреннего трения, установленный Ньютоном, выражается формулой

$$T = \mu F \frac{dU}{dn} \,, \tag{1.2}$$

ип где µ — коэффициент абсолютной, или динамической, вязкости.

Сила трения, отнесенная к единице площади трущихся слоев, является напряжением силы трения:

$$\tau = \frac{T}{F} = \mu \frac{dU}{dn} \ . \tag{1.3}$$

Из этого выражения следует, что при $\frac{dU}{dn}=1$ $\mu=\tau$, т. е. коэффициент абсолютной, или динамической, вязкости выражает напряжение сил внутреннего трения в данной жидкости, которое

пряжение сил внутреннего трения в даннои жидкости, которое возникает при единичном градиенте скорости.

Кроме абсолютной, или динамической, вязкости жидкости

пользуются кинематической, или условной вязкостью (ВУ). Кинематической вязкостью называется отношение абсолютной вязкости к плотности жидкости:

$$y = \frac{\mu}{\rho}$$
 . (1.4)
Как известно [3], влияние давления на вязкость капельных жид-

костей сказывается в области высоких давлений. Поэтому, в тех случаях, когда давление не превышает ~ 10 МПа, изменением вязкости от давления пренебрегают. Вязкость, главным образом, зависит от рода жидкости и температуры (табл. 6 и 7). Обычно зависимость вязкости от температуры для различных жидкостей определяется по экспериментальным формулам, графикам, таблинам.

Таблица 6
Зависимость кинематического коэффициента вязкости воды от температуры

t, °C	v, м²/с	t, °C	ν, м²/c	t, °C	ν, m²/c
0	$\begin{array}{c ccccccccccccccccccccccccccccccccccc$	12	1,24·10 ⁻⁶	30	0,81·10 ⁻⁶
5		15	1,14·10 ⁻⁶	40	0,66·10 ⁻⁶
10		20	1,01·10 ⁻⁶	50	0,55·10 ⁻⁶

īī

Таблица 7

Значения коэффициента вязкости µ для различных жидкостей

 			
Жидкость	t, °C	μ, Π	
Бензин (δ =0,7—0,72) Керосин (δ =0,82—0,83)	15 15	0,00600,0065 0,0200,025	
Глицерин (0=0,82-0,83)	2.8	42,2	
» »	8.1 14.3	25,2 13,9	
>>	26.5	4,9 3	
Ртуть »	21,4	0,0185 0,0117	
» ^	99	0,0122	
Алкоголь Касторовое масло	18 20	0,0131 10,2	

Вязкость сахарных растворов свеклосахарного производства зависит не только от температуры, но также от концентрации и присутствия несахаров в растворе. Причем, значение вязкости увеличивается с увеличением концентрации, уменьшением температуры сахарного раствора и уменьшением содержания несахаров, т. е. с увеличением доброкачественности (табл. 8).

Таблица 8

Вязкость сахарных растворов, сП

	Содержание сухих веществ. %							
Доброкачест- веиность	76	78	80	82	84	86		
1		Темпера	тура 40° С					
60	435	1 806 [1690	3960	11200	40000		
70	456	863	1830	4340	12400	_		
80	480	919	1990	4710	13600	_		
90	503	977	2120	5080	14800			
100	526	1030	2260	5450	16000			
		Темпера	тура 80° С		1 [
60	49	73	115	199	383	844		
70	50	75	118	205	396	883		
80	51	76	120	210	408	922		
90	51	78	123	216	421			
100	52	78	125	222	434	_		

НЕКОТОРЫЕ СВОЙСТВА НЕНЬЮТОНОВСКИХ (АНОМАЛЬНЫХ) ЖИДКОСТЕЙ

Существуют жидкости, которые не полностью подчиняются закону трения Ньютона (1.2). Такие жидкости называются неньютоновскими, или аномальными. У большинства из них режим текучести наступает только после того, как напряжение сил внутреннего трения между частицами τ превысит некоторое определенное для данной жидкости значение начального напряжения τ_0 . После достижения значения τ_0 абсолютное значение общего напряжения сил трения τ в движущейся жидкости может увеличиваться или уменьшаться.

Напряжение сил трения в аномальной жидкости определяется зависимостью

$$\tau = \tau_0 \pm \mu_{\kappa} \frac{dU}{dn} \ . \tag{1.6}$$

Характерная особенность неньютоновских жидкостей состоит в том, что их кажущаяся вязкость μ_{κ} не является константой данной жидкости. Она зависит уже не только от температуры t° и давления p, но и от скорости сдвига $\frac{dU}{dn}$, продолжительности

его действия и других факторов. В зависимости от этих факторов неньютоновские жидкости условно делятся на три группы, каждая из которых, в свою очередь, подразделяется на подгруппы.

К первой группе относят так называемые вязкие, или

К первой группе относят так называемые вязкие, или стационарные, неньютоновские жидкости, для которых градиент скорости не зависит от времени:

скорости не зависит от времени.

бингамовские пластичные жидкости (например, очень густые

оингамовские пластичные жидкости (например, очень густые суспензии, шламмы, пасты), для которых $\tau > \tau_0$; псевдопластичные жидкости, которые начинают течь как и

ньютоновские, но с увеличением градиента скорости $\frac{dU}{dn}$ их кажу-

щаяся вязкость μ_{κ} уменьшается (например, растворы многих полимеров); дилатантные жидкости, которые отличаются от псевдопла-

стичных тем, что с ростом $\frac{dU}{dn}$ кажущаяся вязкость $\mu_{\mathbf{k}}$ увеличива-

ется (например, суспензии с большим содержанием твердой фазы).

Ко второй группе относят неньютоновские жидкости, у которых зависимость между $\frac{dU}{dn}$ и τ изменяется во времени. У

таких жидкостей кажущаяся вязкость зависит не только от гра-

диента скорости, но и от продолжительности сдвига. К ним относятся, например, многие масляные краски, а из молочных продуктов — простокваша и кефир. Эти жидкости обладают тиксотропией, т. е. способностью к разрушению структуры и возрастанию текучести с увеличением продолжительности действия напряжений сдвига. После снятия напряжения структура постепенно восстанавливается, а течение прекращается.

Ко второй группе относят также реопектантные жидкости,

которые отличаются от тиксотропных тем, что с увеличением продолжительности воздействия напряжений сдвига их текучесть снижается.

И, наконец, к третьей группе относят вязкоупругие жидкости, которые текут под воздействием напряжений сдвига, но после снятия этих напряжений они частично восстанавливают свою форму как упругие твердые тела. Такими свойствами обладают некоторые смолы и тестообразные тела.

Все неньютоновские жидкости обладают кажущейся вязкостью, значительно превышающей вязкость воды. Более подробно свойства неньютоновских жидкостей описаны, например, в работах [14, 32]. При изучении свойств неньютоновских жидкостей необходимо определять количественные связи между касательными напряжениями и скоростями сдвига. Наука, устанавливающая наиболее общие законы связей между касательными напряжениями и скоростями сдвига, называется реологией.

ВЯЗКОСТЬ ГАЗОВ

Коэффициент абсолютной вязкости μ определяется в соответствии с кинетической теорией газов:

$$\mu = k_v \rho v_t l, \tag{1.7}$$

где k_v — коэффициент пропорциональности, принимающий значения (0,31—0,49) в зависимости

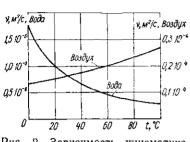


Рис. 2. Зависимость кинематического коэффициента вязкости воздуха и воды от температуры.

характера удара молскул газа в их тепловом движении; $\rho = nm$; здесь n — число молекул газа в единице объема;

от распределения скоростей и, и

m — масса молекулы газа; l — длина свободного пробега молекулы.

Кинематическая вязкость газа может быть найдена из выражения

$$\gamma = \frac{\mu}{\rho} = k_v v_t l. \tag{1.8}$$

Таким образом, абсолютная и кинематическая вязкости газов зависят от скорости теплового движения. С повышением температуры вязкость газа увеличивается (рис. 2).

вязкость суспензий

Вязкость жидкостей, содержащих твердые взвешенные частицы, т. е. суспензий, определяется по данным Гатчека в зависимости от концентрации взвешенных частиц

$$\mu = \mu_0 (1 + 4.5\eta), \tag{1.9}$$

где µ0 — вязкость чистой жидкости;

η — объемная концентрация взвешенных частиц.

ИЗМЕРЕНИЕ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТЕЙ. ВИСКОЗИМЕТРЫ

Вопросам измерения вязкости жидкостей посвящена общирная литература, в которой описаны принципы работы и конструкции приборов для измерения вязкости— вискозиметров. Вискозиметры бывают различных типов.

Капиллярные вискозиметры используют неодинаковую способность жидкостей, обладающих различной вязкостью, протекать через капиллярную трубку. Например, вискозиметр Оствальда — Пинкевича представляет собой U-образную вертикальную трубку, в правое колено которой впаян капилляр (рис. 3). С помощью этого вискозиметра измеряется кинематиче-

ский коэффициент вязкости v по времени истечения исследуемой жидкости из положения A—A в положение B—E:

$$\gamma = \gamma_0 \frac{t_{\rm u}}{t_0} \,, \tag{1.10}$$

где v₀ — кинематический коэффициент вязкости стандартной жидкости;

 $t_{\rm H}$ — время, в течение которого уровень исследуемой жидкости опустится из положения A—A в положение B—B;

 t_0 — время, в течение которого уровень стандартной жидкости (чаще всего воды) опустится из положения A—A в положение B—B.

Капиллярные вискозиметры применяются для измерения вязкости, главным образом, маловязких жидкостей.

Крутильные (торзионные) вискозиметры используют различную тормозящую способность жидкостей, обладающих различной вязкостью, которая проявляется при вращении цилиндрического тела в покоящейся жидкости. К приборам такого типа относится вискозиметр Воларовича (рис. 4). Для того, чтобы провернуть на некоторый угол внутренний подвижный цилиндр, погруженный в исследуемую жидкость, необходимо приложить определенное усилие, зависящее от вязкости исследуемой жидкости. Шкала вискозиметра проградуирована в единицах коэффициента вязкости µ или единицах, пропорциональных ему.

Вискозиметры с падающим шариком (рис. 5) используют способность жидкостей, обладающих различной вязкостью, оказывать сопротивление движению свободно падающего шарика. Зная диаметр шарика, плотность материала, из которого он изготовлен, плотность испытуемой жидкости и фиксируя время падения шарика между двумя отмеченными поверхностями в испытуемой жидкости, находящимися на заданном расстоянии друг от друга, можно

этом принципе и построен вискозиметр Гепплера. В технической практике для определения вязкости жидкости часто используют вискозиметр Энглера. При помощи этого вискозиметра измеряют не абсолютную, а условную вязкость (ВУ), которая определяется отношением времени истечения некоторого объема исследуемой жидкости через калиброванное отверстие ко времени истечения такого же объема дистиллированной воды (рис. 6).

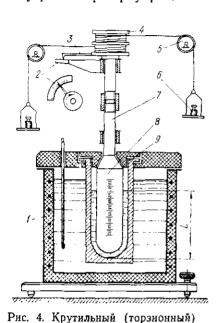
определить динамическую вязкость и жидкости. На

Вискозиметр Энглера состоит из двух концентрически расположенных латунных резервуаров 2 и 3.

В центре сферического дна внутреннего резервуара 3 имеется калиброванное отверстие с трубкой, через которую выливается

испытуемая жидкость. Отверстие отводной трубки 4 закрывается игольчатым клапаном 5. Внешний резервуар 2 одновременно служит термостатом. Температура испытуемой жидкости определяется термометром 1.

При измерении вязкости испытуемую жидкость наливают во внутренний резервуар 3, а затем открывают игольчатый кла-



Вискозиметр: 1 — термостат; 2 — шкала; 3 — указатель динамометра; 4, 5, 6 — элементы динамометра; 7 — вал; 8 — вращающийся цилиндр; 9 — неподвижный цилиндр.

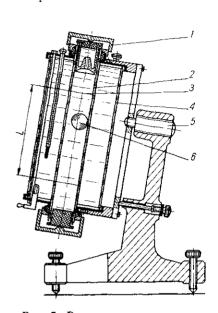


Рис. 5. Вискозиметр с падающим шариком:

1 — зажимная крышка; 2 — стеклянная калиброванная трубка; 3 — метка начала отсчета; 4 — термостат; 5 — поворотная ось; 6 — шарик.

пан 5 и определяют время истечения $t_{\rm H}$ этого количества испытуемой жидкости при данной температуре $t^{\rm o}$. Вязкость в градусах условной вязкости определяется отношением

$$^{\circ}BV = \frac{t_{\mathsf{u}}}{t_{\mathsf{o}}}, \qquad (1.11)$$

где t_0 — время истечения того же количества дистиллированной воды при температуре 20° С.

Коэффициент кинематической вязкости, м²/с, исследуемой жидкости может быть определен по формуле

$$v_t = \left(0.0731^{\circ} \text{BV} - \frac{0.0631}{^{\circ} \text{BV}}\right) \cdot 10^{-4} \,.$$
 (1.12)

Коэффициент динамической вязкости, Н с/м2, может быть определен как

$$\mu = \left(7,24^{\circ}\text{BV} - \frac{6,25}{^{\circ}\text{BV}}\right)\rho \cdot 10^{-6} \,. \tag{1.13}$$
 В литературе имеются описания вискозиметров непрерывного

действия. В частности, обращают на себя внимание различные вибрационные вискозиметры, позволяющие автоматизировать процессы измерения и контроля вязкости, особенно в условиях высоких температур и агрессивных сред [26]. Принцип работы этих вискозиметров основан на использовании свойства жидкостей оказывать сопротивление колебательному движению рабочего элемента, погруженного в жидкость. В качестве рабочего элемента могут использоваться цилиндры, сферы, пластинки и т. д. Эти приборы позволяют использовать современные средства электроники и повысить точность определения вязкости вплоть до значений, при которых максимальная погрешность измерения не превышает одного процента.

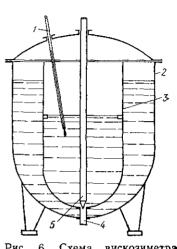


Схема вискозиметра Энглера.

Глава вторая

ГИДРОСТАТИКА

Гидростатика — это раздел гидравлики, изучающий законы механики, которым подчиняются жидкости, находящиеся в состоянии абсолютного или относительного покоя.

Под абсолютным покоем следует понимать такое состояние равновесия жидкости, при котором отсутствует взаимное перемещение не только отдельных элементов рассматриваемого объема, но и перемещение их относительно внешней системы, в которой покоится жилкость.

Под относительным покоем понимают равновесие жидкости может перемещаться относительно внещней системы, которая в пространстве.

СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ЖИДКОСТЬ

Различают два вида внешних сил, действующих на элемент объема жилкости, -- поверхностные и массовые силы.

Поверхностными называются силы, которые действуют поверхности рассматриваемых элементов. Эти силы подразделяются на нормальные и касательные. К нормальным поверхностным силам относятся, например, внешние силы давления, а к касательным — силы внутреннего трения.

касательным — силы внутреннего трения.

Массовыми называются силы, действие которых на рассматриваемый элемент численно пропорционально массе этого эле-



статического давления.

мента. К массовым силам относятся, например, силы тяжести и силы инерции.

В гидростатике рассматриваются только нормальные поверхностные силы давления и массовые силы. Касательные силы не учитываются, так как в состоянии равновесия (в статике) касательные напряжения в жидкости равны нулю.

Массовые силы обычно характе-

ризуются величинами, отнесенными к единице массы, т. е. ускорениями.

Гидромеханическое давление. В покоящейся жидкости рассмотрим некоторый объем V, ограниченный поверхностью S (рис. 7). Разрежем объем V произвольной плоскостью на две части — I и II. Отбросим часть II и заменим ее действие на часть I равнодействующей силой P, равномерно распределенной по площади сечения F. Тогда среднее давление в сечении ΔF можно определить величиной

$$p_{\rm cp} = \frac{\Delta P}{\Delta F}.$$

Если площадь ΔF непрерывно уменьшать, то одновременно с приближением ее к нулю среднее гидромеханическое давление будет приближаться к пределу

$$p = \lim_{\Delta F \to 0} \frac{\Delta P}{\Delta F} = \frac{dP}{dF} \,. \tag{2.1}$$

Уравнение (2.1) выражает истинное или единичное гидромеханическое давление в точке. Таким образом, силу давления, действующую на какую-либо элементарную поверхность, можно определить как

$$dP = pdF. (2.2)$$

Гидромеханическое давление в жидкости, находящейся в состоянии покоя, называется гидростатическим, а в жидкости движущейся — гидродинамическим. Гидромеханическое давление в точке будем называть абсолютным гидромеханическим в отличие от избыточного гидромеханического или вакуума. Избыточным гидромеханическим давлением в точке называется разность между абсолютным и атмосферным давлением

$$p_{\text{H36}} = p_{\text{a6c}} - p_{\text{aT}}. (2.3)$$

Иногда его называют манометрическим, так как всякий манометр указывает избыточное давление.

Вакуумом называется разность между атмосферным и абсолютным давлением при условии, что $p_{\rm afc}$ меньше $p_{\rm at}$, т. е. величина

$$p_{\text{Bak}} = p_{\text{at}} - p_{\text{a6c}}. \tag{2.4}$$

Гидростатическое давление в жидкости имеет две особенности. Первая из них заключается в том, что гидростатическое давление перпендикулярно к элементу поверхности, на который оно действует, и направлено по внутренней нормали. Вторая особенность проявляется в том, что гидростатическое давление в какойлибо точке жидкости имеет одинаковое во всех направлениях значение, т. е. не зависит от направления площадки, на которую оно действует. Следует однако заметить, что гидростатическое давление неодинаково в различных точках рассматриваемого объема и, непрерывно изменяясь от точки к точке, может быть определено как некоторая функция координат точек пространства p = f(x, y, z).

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ РАВНОВЕСИЯ ЭЙЛЕРА

Пусть некоторый объем жидкости находится в состоянии равновесия (рис. 8). Выберем в этом объеме точку A с координатами x, y, z. Построим в этой точке элементарный параллелепипед dx, dy, dz, ребра которого параллельны произвольно расположенным осям координат Ox, Oy, Oz.

Для соблюдения условия равновесия элементарного параллеленинеда достаточно, чтобы сумма проекций на соответствующие оси всех сил, действующих на параллеленинед, была равна нулю. Из условия $\frac{dP_g}{dP_g}$

равенства нулю суммы моментов сил, действующих на параллеленинед относительно осей координат, следует, что в пределе рассматриваемая система сводится к системе сил, сходящихся в одной точке.

Распределение сил, действующих на параллелепипед, показано на рис. 8, где через dP_1 , dP_2 и т. д. обозначены равнодействующие

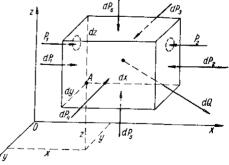


Рис. 8. Схема сил, действующих на элементарный параллелепипед.

значены равнодействующие поверхностных сил, действующих на соответствующие грани параллелепипеда и направленные перпендикулярно к этим граням. Через dQ обозначена равнодействующая всех массовых сил,

Составим уравнение равновесия относительно оси Ох. Как видно из рис. 8, проекции поверхностных сил на ось Ох будут равны dP_1 и dP_2 , а массовой силы — dQ_r . Остальные проекции сил на ось Ох будут равны нулю. Учитывая направление сил,

 $dP_1 - dP_2 + \rho X dx dy dz = 0.$

X — проекция ускорения массовой силы dQ на ось Ox.

(2.5)

действующих на параллелепипед. Очевидно, эта равнодействую-

щая приложена к центру массы параллелепипеда.

уравнение проекций на ось Ох будет иметь вид

где $\rho dxdydz$ — масса параллелепипеда;

координат определяется равенством

ветствующих гранях параллелепипеда равным p_1 и p_2 , то согласно выражению (2.2) можно записать

 $dP_1 - dP_2$ в функции координат точек пространства. Площади граней параллеленипеда, к которым приложены силы dP_1 и dP_2 , одинаковы и определяются произведением dydz.

Уравнение (2.5) можно преобразовать, выразив разность

Если принять значение гидростатического давления на соот-

 $dP_1 - dP_2 = (p_1 - p_2) dy dz$. (2.6)Учитывая, что $p_1 = f(x, y, z)$, а $p_2 = f(x + dx, y, z)$ и что частный дифференциал функции нескольких переменных по одной из

$$d_x p = \Delta_x p + \varepsilon = p_2 - p_1 + \varepsilon = \frac{\partial p}{\partial x} dx,$$

где в — бесконечно малая величина более высокого порядка, чем dx, представим выражение (2.6) в виде

$$dP_1 - dP_2 = (p_1 - p_2) \, dydz = -\frac{\partial p}{\partial x} \, dxdydz. \tag{2.7}$$

На основании уравнения (2.7) условие равновесия (2.5) примет следующую форму:

$$\left(\rho X - \frac{\partial p}{\partial x}\right) dx dy dz = 0. \tag{2.8a}$$

Относя силы к единице объема параллелепипеда dxdydz, получим окончательное выражение для условия равновесия относительно оси Ох:

$$\rho X - \frac{\partial p}{\partial r} = 0. \tag{2.8}$$

Пользуясь той же методикой, можно найти условия равновесия рассматриваемого элементарного параллеленипеда относиназываемых уравнениями Эйлера: $\begin{cases} \rho X - \frac{\partial p}{\partial x} = 0; \\ \rho Y - \frac{\partial p}{\partial y} = 0; \\ \rho Z - \frac{\partial p}{\partial z} = 0. \end{cases}$

тельно осей Оу и Оz. В результате получим систему уравнений,

Так как частная производная характеризует скорость изменения гидростатического давления вдоль соответствующей оси, то каждое из уравнений Эйлера в отдельности позволяет опреде-

лить закон распределения гидростатического давления координатных осей. Для того, чтобы определить закон распределения гидростати-

ческого давления в одной из координатных плоскостей, необходимо воспользоваться парой соответствующих уравнений Эйлера. Полная система уравнений (2.9) позволяет определить закон распределения гидростатического давления по объему жидкости.

ПОВЕРХНОСТИ РАВНОГО ДАВЛЕНИЯ

Система уравнений (2.9) может быть представлена в виде

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial x} = \rho \, X; \\ \frac{\partial p}{\partial y} = \rho \, Y; \\ \frac{\partial p}{\partial z} = \rho \, Z. \end{cases} \tag{2.10}$$
 Преобразуем уравнения (2.10), умножив каждое из них соответственно на dx , dy , dz , а затем просуммируем левые и правые

части уравнений отдельно: $\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = p (Xdx + Ydy + Zdz).$

$$\frac{1}{\partial x} dx + \frac{1}{\partial y} dy + \frac{1}{\partial z} dz = \rho (Xdx + Ydy + Zdz). \tag{2.11}$$
 Так как левая часть полученного уравнения представляет собой

полный дифференциал давления, то

 $dp = \rho (Xdx + Ydy + Zdz).$ (2.12)

Назовем поверхностью равного давления поверхность, во всех

точках которой выполняется условие p(x, y, z) = const, т. е. dp = 0. (2.13)

Следовательно, для поверхности равного давления получим уравнение ($\rho \neq 0$) Xdx + Ydy + Zdz = 0.(2.14)

(2.9)

(2.10)

Это уравнение устанавливает связь между координатами свободной поверхности покоящейся жидкости и действующими на жидкость ускорениями массовых сил.

Всякая свободная поверхность покоящейся жидкости, как поверхность равного давления, подчиняется уравнению (2.14). Используем это свойство для определения форм некоторых свободных поверхностей жидкости.

Форма поверхности жидкости, находящейся в состоянии покоя под действием только сил тяжести, т. е. ускорения свободного падения

Применяя к рассматриваемому случаю (рис. 9) уравнение (2.14), находим, что X=0; Y=0; Z=-g, откуда получаем дифференциальное уравнение — dz=0, так как ускорение свободного падения $g\neq 0$. Следовательно, уравнением поверхности жидкости будет z= const.

Таким образом, поверхность жидкости, находящейся в покое под действием силы тяжести, является горизонтальной плоскостью.

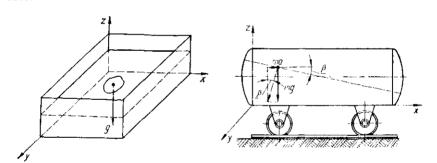


Рис. 9. Поверхность жидкости при абсолютном покое.

Рис. 10. Относительный покой жидкости при поступательном движении сосуда.

Форма поверхности жидкости, находящейся под действием ускорения свободного падения g и горизонтального ускорения a, направленного противоположно движению

Имеется в виду относительный покой жидкости, когда ее частицы неподвижны относительно резервуара, в котором они находятся, а сам резервуар перемещается в пространстве в какомлибо направлении. Примером может служить железнодорожная цистерна, заполненная до некоторого уровня жидкостью (рис. 10)

поверхности жидкости, будет подвержена действию ускорения свободного падения Z = -g и силы инерции X = -a, т. е. -adx-gdz=0, или после интегрирования -ax-gz=C.

и двигающаяся равноускоренно. Допустим, что цистерна движется вправо с ускорением а. В этом случае появится сила инерции I = ma, действующая в противоположном направлении. Каждая частица жидкости в цистерне с массой т в том числе и на

Таким образом, уравнение поверхности равного давления прини-

мает вид ax + gz + C = 0.(2.15)

где C — произвольная постоянная.

Это уравнение плоскости, угол наклона которой к горизонту может быть найден из выражения:

$$\lg \beta = \frac{dz}{dx} = \frac{a}{g}.$$

Значение тангенса угла наклона к горизонту можно найти также из треугольника сил тяжести и сил инерции, построенного для любой точки поверхности.

Форма поверхности жидкости, находящейся в сосуде, который равномерно вращается вокруг оси Oz с постоянной угловой скоростью ф

Известно, что при вращении сосуда с жидкостью вокруг верти-

кальной оси в центральной части образуется воронка (рис. 11). В случае, когда взаимное перемещение частиц жидкости отсутствует, можно предполагать, что на произвольную частицу m, в том числе и на частицу, находящуюся на свободной поверхности жидкости, действуют только силы тяжести вдоль оси Oz и силы инерции вдоль осей Ох и Оу. Проекции этих сил на оси координат равны: $X = \omega^2 x$; $Y = \omega^2 y$; Z = -g, т. е. уравнение поверхности

равного давления в рассматриваемом случае принимает вид

 $\omega^2 x dx + \omega^2 y dy - g dz = 0,$ или после интегрирования

$$\frac{\omega^2 x^2}{2} + \frac{\omega^2 y^2}{2} - gz = C.$$

Учитывая, что $x^2+y^2=r^2$, где r — радиус окружности, описываемой точкой при вращении, находим уравнение поверхности жидкости:

$$\frac{\omega^2 r^2}{2} - gz = C, \tag{2.16}$$

где C — произвольная постоянная.

Полученное выражение описывает уравнение параболоида вращения, который в вертикальных сечениях, проходящих через ось Oz, дает параболы

$$\frac{\omega^2 x^2}{2} - gz = C,$$

а в горизонтальных сечениях окружности $x^2 + y^2 = r^2$.

Вершина параболоида находится в точке с координатами $x_0 = 0$; $y_0 = 0$; $z_0 = h_0$.

Подстановка координат вершины параболоида в уравнение (2.16) дает значение постоянной

$$C = -gz_0 = -gh_0.$$

уравнение формы поверхности можно предста-

Следовательно, уравнение формы поверхности можно представить в виде $\frac{\omega^2 \, r^2}{2} = g \, (z - h_0) \; \text{ или } \; z = h_0 + \frac{\omega^2 \, r^2}{2 \, \sigma} \; .$

$$h_{\rm B}=h-h_0=\frac{\omega^2\,R^2}{2g}\,,$$

т. е. по формуле

мой задачи имеет вид

где h — высота подъема уровня жидкости в сосуде; R — радиус сосуда.

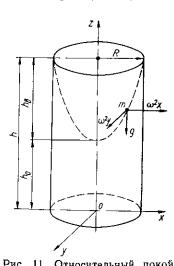


Рис. 11. Относительный покой жидкости при вращении цилиндрического сосуда вокруг вертикальной оси.

 $\omega_{\max} = \frac{1}{R} \sqrt{2gh}$. Распределение давления внутри жидкости во вращающемся резервуаре подчиняется уравнению (2.12), которое для рассматривае-

Угловая скорость, при которой воронка достигнет дна сосуда, может

 $h_0 = 0, \ h_{\rm B} = h = \frac{\omega_{\rm max}^2 R^2}{2\pi},$

быть вычислена из условия

(2.17)

 $p = \frac{\rho \omega^2 r^2}{2} - \rho \, gz + C_1,$ (2.18) где C_1 — постоянная интегрирования.

 $dp = \rho \left(\omega^2 x dx + \omega^2 y dy - g dz \right),$

Учитывая, что давление на свободной поверхности жидкости p должно быть равно атмосферному давлению p_0 , в точке с коор-

откуда

стоянную интегрирования из соотношения (2.18) $p_0 = C_1 - \rho g h_0$; $C_1 = p_0 + \rho g h_0$. Таким образом, распределение давления в жидкости во вращающемся резервуаре может быть описано уравнением

динатами $x_0 = y_0 = 0$; $z_0 = h_0$ (вершина параболоида) находим по-

 $p = p_0 + \frac{\rho \omega^2 r^2}{2} + \rho g (h_0 - z).$ (2.19)

Рассмотрим некоторый объем жидкости, находящейся в состо-

ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ГИДРОСТАТИКИ

янии покоя под действием сил тяжести и давления (рис. 12). Выделим в этом объеме элементарный параллелепипед, центр тяжести которого находится в точке с координатами х, у, г. Воспользуемся дифференциальным уравнением равновесия (2.12), в котором положим X=Y=0; Z=-g. Таким образом, $dp=-\rho g dz$, или $\frac{dp}{pg} + dz = 0$,

откуда $z + \frac{p}{p \cdot p} = \text{const.}$

ной капельной жидкости, называется гидростатическим напором:

$$H_s = z + \frac{p}{\rho g} = \text{const}, \qquad (2.21)$$

где z — геометрический напор, или геометрическая высота. м: p/og — пьезометрический напор, или

пьезометрическая высота, м. Ζĺ

На основании уравнений (2.20) и

(2.21) для двух точек a и b произвольного объема однородной капельной жидкости, находящейся в состоянии

покоя, может быть записано равенство
$$z_a + \frac{p_a}{a \, g} = z_b + \frac{p_b}{a \, g} \ . \eqno(2.22)$$

Уравнения (2.21) и (2.22) являются разновидностями основного уравнения гидростатики. В этих уравнениях давление р может быть выражено через абсолютное или избыточное давление.

принять $z_a = z_b$, то $\rho_a = \rho_b$.



Если в уравнении (2.22)

(2.20)

Таким образом, из основных уравнений гидростатики, выраженных через абсолютное или избыточное давление, следует, что в объеме однородной капельной жидкости, частицы, находящиеся в одной горизонтальной плоскости ($z_a = z_b$), имеют одинаковое гидростатическое давление, т. е. горизонтальные плоскости являются поверхностями равного давления.

ЗАКОН ПАСКАЛЯ

Вычислим разность давлений в двух произвольных точках *а* и *b*, расположенных на различной глубине в однородной покоящейся несжимаемой жидкости (рис. 13). Для этого воспользуемся основным уравнением гидростатики (2.22), переписав его в виде

$$p_b - p_a = \rho \, gh, \tag{2.23}$$

где p_a , p_b — абсолютные гидростатические давления в точках a и b соответственно;

 $h=z_a-z_b$ — высота столба жидкости между точками a и b; ρgh — давление столба жидкости высотой h на единичную поверхность.

Из этого уравнения легко получить два равенства:

$$p_b = p_a + \rho gh; \quad p_a = p_b - \rho gh. \tag{2.24}$$

Таким образом, абсолютное гидростатическое давление в любой точке покоящейся жидкости равно гидростатическому давлению в некоторой точке плюс (или минус) давление столба жид-

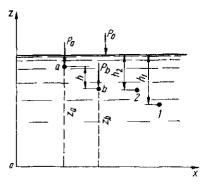


Рис. 13. Схема к выводу закона Паскаля.

кости высотой, равной разности глубин погружения этих точек.

Если рассматривать избыточные давления, то

$$p_{b \text{ из6}} = p_{a \text{ из6}} + \rho gh; \quad p_{a \text{ из6}} = p_{b \text{ из6}} - \rho gh.$$
 (2.25)

Переместим точку a на поверхность жидкости (см. рис. 13), где давление равно атмосферному $p_{\rm at}$, тогда избыточное давление в этой точке будет равно нулю.

Из выражения (2.25) найдем $p_{h \text{ H35}} = \rho g h$, (2.26)

 $p_{b \text{ из6}} = \rho \, g h$, (2.26) г. е. избыточное давление в поко-

ящейся однородной жидкости зависит только от глубины погружения h рассматриваемой точки под уровень открытой поверхности.

Из приведенного следует, что для определения величины гидростатического давления в произвольной точке покоящейся однородной жидкости необходимо знать гидростатическое давление в некоторой точке, будь-то внутри рассматриваемого объема или на его поверхности.

Пусть, в общем случае, внешнее давление на поверхности жидкости равно p_0 (рис. 13). Тогда для произвольно взятых в рассматриваемом объеме точек 1 и 2 можно записать равенства:

 $p_1 = p_0 + \rho g h_1; \quad p_2 = p_0 + \rho g h_2,$

или в наиболее общем виде

 $p = p_0 + \rho gh$.

Это уравнение так формулирует закон Паскаля: гидростатическое давление в любой точке покоящейся жидкости равно внешнему давлению плюс давление столба жидкости высотой, равной глубине погружения рассматриваемой точки. Из уравнения (2.27) следует еще одна формулировка закона Паскаля: внешнее давление, создаваемое в любой точке покоя-

щейся жидкости, передается одинаково по всему объему (во всех

СИЛА ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ НА ПЛОСКУЮ СТЕНКУ. ГИДРОСТАТИЧЕСКИЙ ПАРАДОКС

Определим полную силу давления Р на плоскую наклонную стенку, имеющую площадь Г. Линия Ог является следом плоскости рассматриваемой стенки (рис. 14). Чтобы сделать видимым кон-

тур поверхности стенки F, на которую действует сила P, повернем рассматриваемую плоскость вокруг оси Ог до совпадения ее с плоскостью чертежа. Тогда ось Ох будет представлять собой след свободной поверхности жидкости при пересечении ее с плоскостью стенки.

Рассмотрим прямоугольную Обозначим расстояние площадки dF от оси Ox через l, а глубину погружения ее под уро-

направлениях) жидкости.

вень жидкости через h. Расстояние центра тяжести С рассматриваемой площадки от оси Ox обозначим через $l_{u,\tau}$, а глубину погружения его под уровень через $h_{\rm H,T}$.

Очевидно что

$$h = l \sin \alpha; h_{\alpha,\tau} = l_{\alpha,\tau} \sin \alpha, \qquad (2.$$

где а — угол наклона стенки к горизонту. Вычислим элементарную силу давления dP, для чего воспользу-

емся равенствами (2.2) и (2.27). Получим выражение $dP = (p_0 + \rho gh) dF$. (2.29)

Рассмотрим прямоугольную элементарную площадку
$$dF$$
, заштрихованную на чертеже, стороны которой параллельны Ox . Обозначим расстояние площадки dF от оси Ox через l , а глубину погружения ее под уровень жидкости через h .

Расстояние центра тяжести C рассматриваемой площадки от оси Ox обозначим через $l_{u,T}$, а глубину погружения его под уровень через $h_{u,T}$.

Очевидно что

 $h = l \sin \alpha$; $h_{u,T} =$

Рис. 14. Давление жидкости на плоскую стенку.

(2.27)

Подставим в полученное уравнение значение h из первого равенства (2.28) и проинтегрируем левую и правую часть выражения (2.29) по всей площади стенки F:

$$P = p_0 F + \rho g \sin \alpha \int_E l dF. \qquad (2.30)$$

Из теоретической механики известно, что величина $\int_F ldF$ представляет собой статический момент площади относительно оси

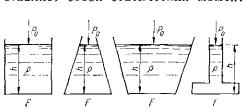


Рис. 15. K объяснению гидростатического парадокса.

Ох. Он равен произведению площади F на расстояние от ее центра тяжести до оси, относительно которой берется статический момент, т. е. $\int ldF = l_{\text{п.т}} F = \frac{h_{\text{п.т}}}{\sin \alpha} F.$

Подставив значение статического момента в формулу (2.30),

получим
$$P = (p_0 + \rho g h_{u,\tau}) F. \tag{2.31}$$

Следовательно, полная сила давления в жидкости на какуюлибо плоскую стенку равна произведению площади стенки на гидростатическое давление в ее центре тяжести.

Зависимость (2.31) для определения силы давления на плоскую стенку действительна для случая, когда внешнее давление над поверхностью жидкости в сосуде равно p_0 . Если сосуд открыт, то $p_0 = p_{\rm at}$ и зависимостью (2.31) определяется сила, обусловленная полным абсолютным давлением жидкости на плоскость. Сила, обусловленная избыточным давлением на плоскость, в этом случае определится как

$$P = \rho g h_{\mathbf{u},\tau} F. \tag{2.32}$$

Это наиболее часто встречающийся в практике случай. Формула (2.32) является обоснованием так называемого гид-

ростатического парадокса, сущность которого заключается в том, что давление, оказываемое на дно, не зависит от формы сосуда при соблюдении следующих условий (рис. 15):

а) дно сосудов различной формы имеет одинаковую площадь

- а) дно сосудов различнои формы имеет одинаковую площадь и расположено горизонтально;
- б) высота уровня жидкости и плотность ее в различных сосудах одинакова.

ЦЕНТР ДАВЛЕНИЯ

Для более полного представления о действии сил давления на стенки резервуаров или сооружений необходимо знать не только величину действующих сил, но и точки приложения равнодейст-

вующих. Точку приложения равнодействующей сил давления принято называть центром давления. Для определения центра давления воспользуемся следующими соображениями.

Пусть на стенку сосуда с жидкостью, наклоненную к горизонту под углом α , деиствует нормальная сила P_0 (рис 16) Рассмотрим избыточное давление,

действующее на стенку

Обозначим глубину погружения точки приложения равнодействующей сил давления (центра давления) — $h_{\rm u, h}$, глубину погружения центра тяжести рассматриваемой поверхности — $h_{\rm u, t}$, глубину погружения под уровень жидкости произвольной элементарной площадки — dF, на которую действует элементарная сила dP, через h

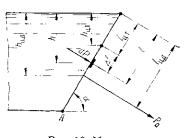


Рис 16 Центр давления.

Расстояния от поверхности жидкости в сосуде до центра давления, центра тяжести площади и произвольной элементарном площадки dF (по наклонной к горизонту под углом α) соответственно обозначим $l_{\alpha,n}$, $l_{\alpha,\tau}$ и l. Расстояние по той же наклонном от центра тяжести поверхности до рассматриваемой элементарной площадки dF обозначим через Δl . Очевидно, что

$$l = l_{\mathfrak{u}\tau} + \Delta l; \quad l_{\mathfrak{u}\tau} \sin \alpha = h_{\mathfrak{u}\tau}; l \sin \alpha = h; \quad l_{\mathfrak{u}\pi} \sin \alpha = h_{\mathfrak{u}\pi}.$$
 (2.33)

Для определения центра давления используем известное из теоретической механики положение о том, что момент равнодействующей силы относительно любой оси равен сумме моментов сил составляющих относительно той же оси.

Рассмотрим указанное уравнение моментов относительно оси, проходящей через линию пересечения свободной поверхности жидкости с плоскостью стенки (перпендикулярно плоскости чертежа через точку O),

$$P_0 l_{\mathfrak{t},\mathfrak{a}} = \int_{\mathcal{P}} l dP. \tag{2.34}$$

Приняв во внимание избыточное давление, найдем, что $P_0 = \rho \, g h_{n,\tau} \, F$, а $dP = \rho \, g h dF$.

Тогда уравнение (2.34) может быть записано так-

$$\rho gh_{\mathfrak{u},\tau} Fl_{\mathfrak{u},\mathfrak{u}} = \rho g \int_{\mathcal{B}} hldF.$$

Сократим обе части равенства на постоянную ρg , а величины $h_{\text{ц }\tau}$ и h выразим через $l_{\text{ц }\tau}$ и l, тогда:

$$l_{\mathfrak{u},\mathfrak{r}}\sin\alpha F l_{\mathfrak{u},\mathfrak{q}}=\sin\alpha\int l^2dF$$
,

т. е. $l_{\mathfrak{U},\mathfrak{T}} l_{\mathfrak{U},\mathfrak{T}} F = \int_{\mathcal{F}} l^2 dF = \int_{\mathcal{F}} (l_{\mathfrak{U},\mathfrak{T}} + \Delta l)^2 dF.$

Преобразуем правую часть полученного уравнения

$$\int_{F} (l_{\mathbf{u}.\mathbf{r}} + \Delta l)^2 dF = l_{\mathbf{u}.\mathbf{r}}^2 \int_{F} dF + 2l_{\mathbf{u}.\mathbf{r}} \int_{F} \Delta l dF + \int_{F} \Delta l^2 dF$$

и, учитывая, что $\int\limits_F \Delta l^2 dF = I_0$ — момент инерции площади стенки относительно центральной оси (оси, проходящей через центр тяжести площади), а $\int\limits_F \Delta l dF = 0$ как статический момент площади относительно оси, проходящей через центр тяжести площади, найдем, что

$$l_{\mathfrak{u},\mathfrak{r}} l_{\mathfrak{u},\mathfrak{x}} F = F l_{\mathfrak{u},\mathfrak{r}}^2 + I_0,$$

или

$$l_{\text{u.r}} = l_{\text{u.r}} + \frac{I_0}{Fl_{\text{u.r}}}$$
 (2.35)

Таким образом, центр давления находится всегда ниже центра тяжести площади, причем, расстояние между центром давления и центром тяжести равно отношению момента инерции площади относительно центральной оси к статическому моменту той же площади относительно оси, проходящей через линию пересечения свободной поверхности с плоскостью стенки.

Для облегчения вычисления $l_{\rm u,r}$ и $l_{\rm u,n}$ наиболее часто встречающихся геометрических фигур имеются специальные справочные таблицы.

ДАВЛЕНИЕ НА КРИВОЛИНЕЙНУЮ СТЕНКУ

При определении равнодействующих сил давления на плоские стенки рассматривалось действие элементарных сил, которые были различны по величине, но направлены параллельно друг другу. Поэтому их можно было свести к одной равнодействующей силе.

Элементарные силы, действующие на криволинейные стенки, направлены перпендикулярно к каждому рассматриваемому элементу поверхности, но они непараллельны и их направления в общем случае не пересекаются в одной точке. Такие силы, как правило, не имеют равнодействующей. В отдельных частных случаях силы давления на криволинейные стенки имеют равнодействующую (сферические, цилиндрические стенки). Имеют равнодействующую в условиях покоя также силы давления на поверхности произвольной кривизны тела, полностью погруженного в жидкость.

Рассмотрим действие сил давления жидкости, находящейся в покое, на криволинейную поверхность с условием, что система действующих сил может быть сведена к одной равнодействую-

Выберем на криволинейной поверхности АВС произвольную элементарную площадку dF на глубине h от свободной поверхности жидкости. На площадку dF действует сила избыточного давления dP, которая на основании зависимостей (2.2) и (2.26) может быть определена как $dP = \rho ghdF$, (2.36)

щей (рис. 17). Для упрощения выберем прямоугольную систему координат так, чтобы оси Ох, Оу, Ог пересекались с образующими рассматриваемой поверхности в точках В, А, С. В этом случае плоскость хОу совпадает со свободной поверхностью жидкости.

где h — глубина погружения рассматриваемого элемента поверхности под уровень жидкости. Элементарная сила давления dP нормальна к элементу по-

верхности $d\tilde{F}$ и может быть разложена на составляющие dP_{r} , $d\hat{P}_{y}$ и dP_{z} , геометрической суммой которых она является. Представим каждую из величин dP_{v} , dP_{v} и dP_{z} соответственно в виде

 $dP_x = \rho gh'dF_{vz}; \quad dP_v = \rho gh''dF_{xz}; \quad dP_z = \rho gh'''dF_{xv}, \quad (2.37)$ где dF_{vz} , dF_{xz} , dF_{xv} — проекции элементарной площадки dF на координатные плоскости уОг, хОг, хОу соответственно. Для того, чтобы получить проекции на координатные оси искомой силы давления P на рассматриваемую поверхность ABC, проинтегри-

руем уравнения (2.37) и получим

$$P_{x} = \rho g \int_{F_{yz}} h' dF_{yz}; \quad P_{y} = \rho g \int_{F_{xz}} h'' dF_{xz};$$

$$P_{z} = \rho g \int_{F_{xy}} h''' dF_{xy}. \tag{2.38}$$

Рассмотрим полученные зависимости. Интеграл $\int\limits_{F_{yz}} h' dF_{yz}$ представляет собой статический момент площади вертикальной проекции (на плоскость уОг) криволинейной поверхности АВС относительно оси Оу. Он равен произведению площади проекции поверхности АВС в плоскости уОг на расстояние от центра тяжес-

ти этой площади до оси
$$Oy$$
, т. е.:
$$P_x = \rho \, g h_{\text{u T}} \, F_{y_2}. \tag{2.39}$$

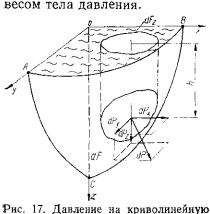
Интеграл $\int\limits_{\mathcal{R}} h'' dF_{xz}$ представляет собой статический момент пло-

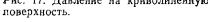
щади проекции поверхности АВС в плоскости хОг относительнооси Ох. Он равен произведению площади проекции поверхности ABC в плоскости xOz на расстояние от центра тяжести этой площади до оси Ox, т. е.:

$$P_{\mathbf{u}} = \rho \, g h_{\mathbf{u}, \mathbf{r}}^{"} F_{\mathbf{r}, \mathbf{r}}. \tag{2.40}$$

 $P_{y} = \rho g h_{\pi}^{"} {}_{\tau} F_{xz}.$ Наконец, интеграл $\int_F h''' dF_{xy}$ равен объему жидкого тела, ограниченного координатными плоскостями хОz, уОz и криволинейной поверхностью ABC. Этот объем V жидкого тела, находящегося над рассматриваемой поверхностью, принято называть объемом тела давления, а величину

$$\rho g \int_{F_{xy}} h''' dF_{xy} = \rho gV = G \tag{2.41}$$





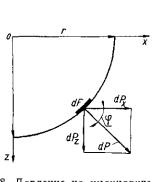


Рис. 18. Давление на цилиндрическую стенку.

Сила избыточного давления P на поверхность ABC определится как геометрическая сумма ее проекций на соответствующие координатные оси:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2 + P_z^2}. {(2.42)}$$

Частным случаем давления на криволинейную стенку, причем наиболее часто встречающимся в практике, является давление на цилиндрическую поверхность или ее часть (рис. 18).

Учитывая симметрию цилиндра, рассмотрим только две проекции силы P: горизонтальную — P_x и вертикальную — P_z .

Тогда на основании формул (2.39)—(2.42) полная сила избыточного давления на цилиндрическую стенку сосуда определится как

$$P = \rho g \sqrt{(h'_{\text{u.t}} F_{yz})^2 + V^2}, \qquad (2.43)$$

а направляющие косинусы

$$\cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right) = \sin\varphi = \frac{V}{\sqrt{(h'_{\text{u,T}} F_{yz})^2 + V^2}};$$

$$\cos\varphi = \frac{h'_{\text{u,T}} F_{yz}}{\sqrt{(h'_{\text{u,T}} F_{yz})^2 + V^2}}.$$

Центром давления криволинейной поверхности является точка, в которой линия действия равнодействующей силы пересекает поверхность. Центр давления можно определить, исходя из положения центров давления проекций силы на координатные плоскости xOy, xOz, yOz.

ЭПЮРЫ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ

Гидростатическое давление (абсолютное или избыточное), действующее на стенки резервуаров, аппаратов или каких-либо гидротехнических сооружений, направлено перпендикулярно к каждому элементу поверхности стенки в любой точке. Величина давления в произвольной точке стенки меняется в зависимости от глуби-

Для наглядности очень удобно изображать графически, в определенном масштабе, изменение гидростатического давления на стенку, погруженную в жидкость. Такой график называется эпюрой гидростатического давления.

ны ее погружения под уровень.

Эпюра абсолютного и избыточного гидростатического давления на наклонную плоскую стенку сосуда (рис. 19).

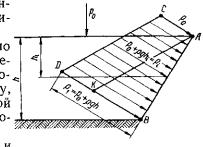
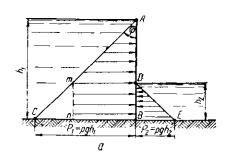


Рис. 19. Эпюры абсолютного и избыточного давления на плоскую стенку.

В точке A на поверхности жидкости давление на стенку равно внешнему атмосферному давлению p_0 , направленному перпендикулярно к стенке AB. Поэтому, построив в точке A перпендикуляр к прямой AB, отложим в произвольном, удобном для построения масштабе, значение p_0 и получим точку C.

В том же масштабе в точке B отложим отрезок $BD \perp AB$, численно равный абсолютному давлению жидкости $p_1 = p_0 + \rho g h$ на глубине h,— получим точку D.



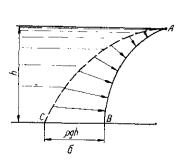


Рис. 20. Эпюра избыточного давления ка плоскую вертикальную (a) и криволинейную (δ) стенки.

Соединив точки C и D, получим эпюру абсолютного гидростатического давления на стенку AB. В любой точке стенки на глубине h_t давление изобразится соответствующим отрезком эпюры

угольник AKB будет эпюрой избыточного гидростатического давления, действующего на стенку AB.

Э пюра избыточного давления для вертикального прямоугольного щита, подтопленного водой слева на глубину h_2 , а справа на глубину h_3

Если из точки A провести линию AK параллельную CD, то тре-

дой слева на глубину h_1 , асправа на глубину h_2 (рис. 20, a).
В точке A на поверхности воды избыточное давление p=0. В точке B на глубине h_1 избыточное давление будет $p_1=\rho g h_1$.

Перпендикулярно AB влево от точки B отложим отрезок BC, численно равный p_1 . Соединив точки A и C, получим эпюру избыточного гидростатического давления на стенку щита слева. Аналогичное построение в том же масштабе сделаем для правой стороны щита, учитывая, что здесь точка B щита погружена

на глубину h_2 . Треугольник DBE представляет собой эпюру избыточного гидростатического давления на правую сторону щита. Исходя из приведенного анализа ясно, что эпюрой избыточного гидростатического давления щита AB в принятом масштабе

является трапеция *AmnB*. Эпюры гидростатического давления на криволинейные стенки строятся по тому же принципу, что и для плоских стенок. В простейших случаях эпюры изображаются в виде криволинейных

треугольников (рис. 20, 6).

ПРИМЕНЕНИЕ ОСНОВНЫХ ЗАКОНОВ ГИДРОСТАТИКИ В ТЕХНИКЕ

Законы гидростатики получили широкое применение в технике. Так например, на принципе закона Паскаля основана работа гидравлических прессов и аккумуляторов, гидравлических домкратов, различных фасовочных машин и др. С применением законов гидростатики связаны разработка и эксплуатация жидкостных приборов для измерения давления, различных приспо-

соблений и устройств. Рассмотрим некоторые примеры использования законов гидростатики в технике.

СООБЩАЮЩИЕСЯ СОСУДЫ

В два сообщающиеся сосуда 1 и 2 (рис. 21) налита однородная жидкость с плотностью ρ . Сосуды открыты и давление на открытой поверхности жидкости в обоих сосудах равно p_0 . Рассмотрим условия равновесия в точке A в сечении, находящемся между двумя сосудами. Точка A находится в равновесии под действием гидростатического давления p_1 со стороны жидкости, на-

ходящейся в первом сосуде, и гидростатического давления p_2 со

стороны жидкости, находящейся во втором сосуде. По направлению p_1 противоположно p_2 .

Из условий равновесия (2.27) следует, что должно выполняться равенство $p_1 = p_2$, или $p_0 + \rho g h_1 = p_0 + \rho g h_2$, откуда находим, что $h_1 = h_2$, т. е. однородная жидкость в сообщающихся сосудах находится на одном уровне.

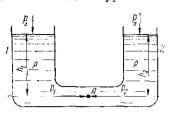


Рис 21 Уровни однородной жидкости в сообщающихся сосудах.

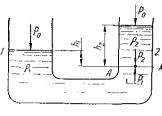


Рис 22. Уровни разнородных жидкостей в сообщающихся сосудах.

Если в сообщающиеся сосуды 1 и 2 налить несмешивающиеся между собой жидкости с различными плотностями ρ_1 и ρ_2 , то образуется поверхность раздела A - A (рис. 22).

 \dot{M} з условий равновесия в какой-либо точке на поверхности раздела следует, что $\rho_1 h_1 = \rho_2 h_2$, откуда $\frac{h_1}{h_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2}$, т. е. уровни неоднородных жидкостей в сообщающихся сосудах, считая от поверхности раздела, обратно пропорциональны их плотности.

Наконец, рассмотрим случай, когда в закрытых сообщающихся сосудах с однородной жидкостью внешние давления, действующие на поверхности жидкости в сосудах, различны $p_{01} \neq p_{02}$. Из условий равновесия для любой точки, взятой в каком-либо сечении между сообщающимися сосудами, можно записать:

$$p_1 = p_2$$
; $p_1 = p_{01} + \rho g h_1$; $p_2 = p_{02} + \rho g h_2$,

откуда следует равенство

$$p_{01} - p_{02} = \rho g (h_2 - h_1).$$
 (2.44)

Таким образом, перепад давления в сообщающихся сосудах пропорционален разности уровней жидкости в этих сосудах.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Гидравлический пресс служит для преобразования малых усилий в большие. Схема действия сил в гидравлическом прессе показана на рис. 23.

Пусть сравнительно небольшое усилие P_1 действует на малый поршень с диаметром d. Если вся система (цилиндры I и 2 и трубопровод между ними) заполнена капельной жидкостью, то под

2*

действием силы P_1 под поршнем в цилиндре I будет создано гидростатическое давление $p=\frac{4P_1}{\pi d^2}$. Это давление по закону Паскаля передается в больший цилиндр 2 диаметром D, и создает на поршне усилие $P_2=p\,\frac{\pi D^2}{4}$. Очевидно, что $\frac{P_2}{P_1}=\frac{D^2}{d^2}$, или, в общем

случае, $\frac{P_3}{P_1} = \frac{F_2}{F_1}$, т. е. усилия, создаваемые в большом и малом ци-

P₁ F₁ , пропорциональны площадям пропорциональных пропорциональн

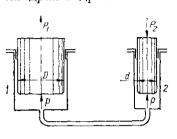


Рис. 23 Схема действия сил в гидравлическом прессе.

ресса, пропорциональны площадям торцевых поверхностей поршней. Схематическое изображение конструкции гидравлического пресса показано на рис. 24.

Определим сжимающее усилие P_2 , создаваемое гидравлическим прессом в соответствии со схемой его работы. Пусть сила P_1 действует на рычаг на расстоянии a от оси O шарнира. Тогда на плунжер насоса передается усилие P_1 - $\frac{a}{b}$. Давле-

ние в цилиндре насоса при этом будет $p = P_1 - \frac{a}{b} - \frac{4}{\pi d^2}$. Это давление передается в цилиндр пресса и создает общее усилие на плунжер пресса:

$$P_2 = P_1 \frac{a}{b} \frac{D^2}{d^2}$$
.

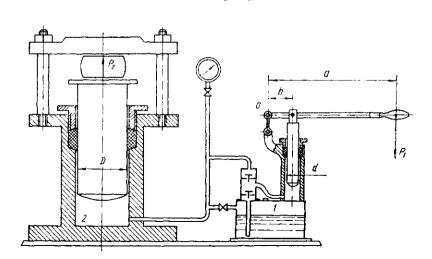


Рис. 24. Гидравлический пресс.

Это теоретическое усилие, создаваемое прессом. Практически оно будет меньше вследствие трения в механизмах насоса и пресса.

Коэффициент потерь на трение в установке может быть принят в среднем $\eta = 0.85$. С учетом этих потерь, пренебрегая весом плунжера, находим

$$P_2 = P_1 \frac{a}{b} \frac{D^2}{d^2} \eta. {(2.45)}$$

Гидравлический домкрат служит для подъема больших грузов на небольшую высоту. Домкрат представляет собой особый тип гидравлических прессов, у которых отсутствует над грузовым цилиндром траверса с не-

которых отсутствует над грузовым цилиндром траверса с неподвижной плитой (рис. 25). Подвижная грузовая плита К, смонтированная над плунжером пресса, подводится непосредственно под поднимаемый груз. Принципиально по своему устройству гидравлические домкраты не отличаются от гидравлических прессов и конструктивно модифицируются в зависимости от условий применения.

Грузополъемность гидравл

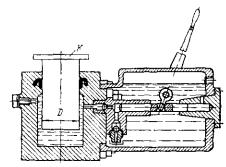


Рис. 25. Гидравлический домкрат.

Грузоподъемность гидравлических домкратов значительно больше винтовых и других механических домкратов.

жидкостные приборы для измерения давления

Пьезометр. Приборы для измерения избыточного давления называются манометрами. Простейшим жидкостным манометром является пьезометр, который представляет собой трубку, подключенную одним своим концом к месту измерения давления, а другим концом — открытую в атмосферу (рис. 26). В закрытом сосуде B над поверхностью жидкости создано избыточное давление p. Вследствие этого в трубке C, подключенной к сосуду B на глубине h, жидкость поднимается на высоту H.

Уравнение равновесия для точки a, взятой в начальном сечении трубки, имеет вид

$$p + \rho gh = p_{ar} + \rho gH,$$

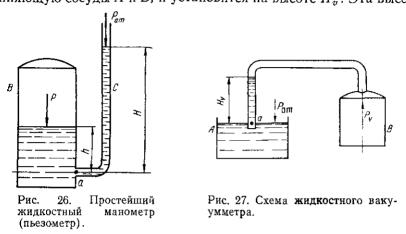
откуда

$$H = \frac{p - p_{a\tau}}{p \, g} + h.$$

Следовательно, уровень жидкости в пьезометре H указывает избыточное давление в точке подключения пьезометра.

Вакуумметр — прибор для измерения давления в жидкости меньшего, чем давление атмосферы.

Принцип работы вакуумметра приведен на рис. 27. В открытый резервуар A с жидкостью опущена длинная трубка, сообщающаяся с резервуаром B, из которого выкачана часть воздуха, т. е. $p_v < p_{\rm ar}$. Под действием атмосферного давления на открытую поверхность сосуда A часть жидкости войдет в трубку, соединяющую сосуды A и B, и установится на высоте H_u . Эта высота



будет соответствовать количеству удаленного из сосуда B воздуха.

Уравнение равновесия в точке α будет иметь вид

$$p_v + \rho gH_v = p_{ar},$$

откуда

$$H_v = \frac{p_{\rm ar} - p_v}{\rho g} = \frac{p_{\rm BaK}}{\rho g} ,$$

т. е. разность между атмосферным и абсолютным давлением в резервуаре B определяется высотой столба жидкости в трубке вакуумметра.

Ртутно-чашечный манометр. При измерении избыточного давления более 20 000—30 000 Па в жидкостных манометрах в качестве рабочей жидкости целесообразно применять ртуть. Ртутно-чашечный манометр (рис. 28, а) представляет собой *U*-образную трубку, в левом колене которой сделано расширение в виде чашки.

Размер чашки должен быть таким, чтобы при вытеснении ртути на достаточную высоту в правое колено трубки изменение уровня ртути в чашке было бы незначительным. Нуль шкалы манометра устанавливается в одной горизонтальной плоскости с уровнем ртути в чашке.

Абсолютное гидростатическое давление в точке O на поверхности ртути в чашке манометра $p_{abc} = p_{a\tau} + \rho_{p\tau} gh$, т. е. $p_{usb} = \rho_{p\tau} gh$. Таким образом, высота ртутного столба, отсчитываемая

от поверхности ртути в чашке, указывает избыточное давление в сосуде, к которому подключается ртутно-чашечный манометр.

Ртутно-чашечный вакуумметр принципиально устроен так же, как и ртутно-чашечный манометр, но измеряет он не избыток давления, а недостаток его до атмосферного (рис. 28, б).

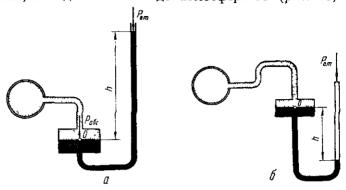


Рис. 28 Ртутно-чашечные приборы для измерения давления a — манометр; δ — вакуумметр

Так, если резервуар, находящийся под вакуумом, подключить к левому колену вакуумметра, то ртуть в правом колене опустится по сравнению с ее уровнем в чашке на высоту h.

Столб ртути в вакуумметре, отсчитываемый от поверхности ртути в чашке, пропорционален вакууму в резервуаре, к которому подключен вакуумметр $p_{\text{вак}} = \rho_{\text{рт}} g h$.

Дифференциальный манометр применяют для измерения разности давлений.

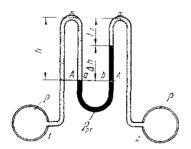


Рис. 29. Дифференциальный манометр с рабочей жидкостью плотностью большей, чем у жидкости в резервуарах.

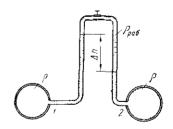


Рис. 30. Дифференциальный манометр с рабочей жидкостью с плотностью меньшей, чем у жидкости в резервуарах

Дифференциальный манометр (рис. 29), рабочая жидкость в котором, например ртуть, тяжелее жидкости, заполняющей резервуары I и 2 ($\rho_{\rm pr} > \rho$), применяют при измерении больших перепадов давлений.

В плоскости А—А давления в правой и левой трубках вследствие равновесия одинаковы, т. е. $p_a = p_b$, $p_1 + \rho g \Delta h = p_2 + \rho_{0T} g \Delta h$. Таким образом, $p_1 - p_2 = \Delta p = (\rho_{\rm pr} - \rho) g \Delta h$ и перепад давления в сосудах определяется высотой ртутного столба, указываемого дифференциальным манометром с учетом различия в плотности

рабочей жидкости и жидкости, заполняющей сосуды.

давлений применяют дифференциальные манометры (рис. 30) с плотностью рабочей жидкости, меньшей плотности жидкости, заполняю-

малых разностях

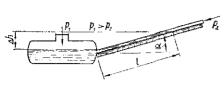


Рис. 31. Микроманометр с наклонной трубкой.

щей сосуды 1 и 2. В этом случае $\Delta p = (\rho - \rho_{\text{pa6}})$ $g\Delta h$. При значениях орабь, близких к о, чувствительность манометра к

перепаду давлений достаточно велика. Микроманометры служат для измерения очень малых давлений или перепадов давлений. Простейший жидкостный микроманометр (рис. 31) имеет не вертикальную трубку, а наклонную, и поэтому измерительная шкала растягивается пропорционально значению sin α , так как $\Delta h = l \sin \alpha$.

При помощи таких микроманометров можно измерять давления и перепады давлений порядка 10 Па с точностью до ±1 Па.

ПРИМЕРЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЗАКОНОВ ГИДРОСТАТИКИ В ПРАКТИКЕ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Пример 1. Цилиндрический сосуд с патокой плотностью $\rho = 1400 \ \kappa c/m^3$ равномерно вращается вокруг вертикальной оси Оz с угловой скоростью ω= $=8.4 \text{ c}^{-1}$ (рис. 32, a). Начальный уровень патоки в сосуде H=1.5 м, диаметр сосуда D = 1.2 м.

Определить:

- а) форму свободной поверхности патоки при вращении;
- б) глубину воронки h;
- в) общую высоту сосуда и уровень H', до которого поднимается патока в сосуде при вращении;

г) избыточное давление р патоки на дно сосуда до начала вращения и

во время вращения.

Решение. Для того, чтобы найти форму свободной поверхности патоки при вращении сосуда вокруг оси Ог, воспользуемся уравнением поверхности

равного давления (2, 14) в форме (2, 16), подставив в него численные значения ю и д:

$$\frac{(8,4)^2}{2}r^2-9$$
,81 $z=C$ или 35,1 r^2-9 ,81 $z=C$.

Это уравнение параболоида вращения, форму которого принимает воронка. Глубину воронки определяем из выражения (2. 17):

$$h = \frac{\omega^2 R^2}{2g} \cdot$$

При $\omega = 8.4 \text{ c}^{-1}$, R = 0.6 м глубина воронки

$$h = \frac{70,2 \cdot 0,36}{19,62} = 1,29 \text{ m}.$$

Уровень H', до которого патока поднимается в сосуде при его вращении, определяется как высота сосуда с объемом, равным сумме начального объема патоки ($\pi R^2 H$) и объема параболоида вращения $\left(\frac{1}{2} \pi R^2 h\right)$:

$$H' = \frac{\pi R^2 H + \frac{1}{2} \pi R^2 \frac{\omega^2 R^2}{2g}}{\pi R^2} = H + \frac{\omega^2 R^2}{4g} = H + \frac{h}{2}$$

$$H' = \frac{(8.4 \ 0.6)^2}{4 \cdot 9.81} + 1.5 \ \text{M} = 0.645 \ \text{M} + 1.5 \ \text{M} = 2.15 \ \text{M}.$$

Если принять запас высоты сосуда для предотвращения переливов 15 см, то общая высота стенок сосуда должна быть 2,3 м. Эта же методика расчета может быть применена для приближенного расчета мешалок с вертикальным валом.

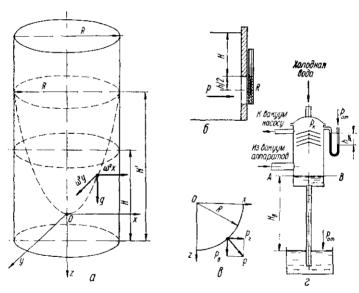


Рис. 32. Схемы к примерам расчетов.

Избыточное давление на дно сосуда при абсолютном покое (до вращения) будет одинаковым по всему дну и определится так:

$$\rho = \frac{P}{F} = \frac{\rho g h F}{F} = \rho g h = 1400 \cdot 9,81 \cdot 1,5 \text{ }\Pi a = 20600 \text{ }\Pi a = 20,6 \text{ }\kappa \Pi a.$$

При относительном покое избыточное давление определится в соответствии с зависимостью $\rho = \rho \frac{\omega^2 r^2}{2} + \rho g z$, т. е. избыточное давление на дно сосуда меня-

z рассматриваемой точки под уровень. Легко установить, что максимальное давление p_{max} будет в низших точках у вертикальных стенок, образующих сосуд, а именно, в точках с координатами r=R и z=H' (для случая H'=h):

ется от его центра к образующим стенкам, а также от глубины погружения

 $p_{\text{max}} = \rho \frac{\omega^2 R^2}{2} + \rho g H' = 1400 \frac{(8.4 \cdot 0.6)^2}{2} + 1400 \cdot 9.81 \cdot 2.15 \text{ } \Pi a = 47.6 \text{ } \text{k} \Pi a.$

Пример 2. Определить усилие для открытия шибера в утфельной мешалке. Размер шибера $b \times h = 0.2 \times 0.4$ м. Верхний край шибера находится на глубине H=2 м от поверхности утфеля. Плотность утфеля $\rho=1400$ кг/м³. Коэффициент трения чугунного шибера в направляющих планках затвора f=0.2.

Ре ш е н и е. Полная сила давления P на шибер определяется как избыточное давление на плоскую стенку (рис. 32, δ) по формуле

 $P = \rho g h_{n,\tau} F$.

Глубина погружения центра тяжести плоскости, которая подвергается

$$h_{\text{u,T}} = H + \frac{h}{2} = 2 + \frac{0.4}{2} \text{ M} = 2.2 \text{ M}.$$

Площадь шибера

$$F = b \times h = 0.2 \times 0.4 \text{ M}^2 = 0.08 \text{ M}^2.$$

Следовательно, $P = 1400 \cdot 9,81 \cdot 2,2 \cdot 0,08 = 2420~H$, т. е. усилие для открытия шибера равно

$$R = Pf = 2420 \cdot 0, 2H = 485H.$$

Это усилие для одного человека слишком велико. Поэтому приспособление для открытия шибера целесообразно выполнить в виде рычага второго рода с соотношением большого рычага к малому, например $rac{a}{\kappa}=2.$

Тогда усилие

давлению

$$R = \frac{485}{9}H = 292H.$$

Пример 3. Вода в конденсаторе смещения поднялась из барометрического ящика до уровня AB. При этом ртуть в U-образной трубке вакуумметра образует столбик $h_{\rm DT} = 0.58$ м.

Определить, на какую высоту $H_{\rm B}$ поднялась вода в барометрической трубе и каково давление p_{K} в конденсаторе (рис. 32, ϵ).

Решение. Из условий равновесия можно записать такие два равенства:

$$p_{ar} = p_{\kappa} + \rho_{pr}gh_{pr}; \quad p_{ar} = p_{\kappa} + \rho_{pg}gH_{pr}$$

следовательно,

верхности радиуса R=1,2 м.

$$\rho_{\mathrm{pr}}gh_{\mathrm{pr}}=\rho_{\mathrm{B}}gH_{\mathrm{B}}.$$

Отсюда уровень АВ воды в барометрической трубе

$$H = \frac{\rho_{\rm pr}}{\rho_{\rm pr}} h_{\rm pr} = \frac{13\,600\cdot 0,58}{1000} = 7,9$$
 m.

Абсолютное давление $p_{\rm K}$ в конденсаторе находим из равенства

$$p_{\rm K} = p_{\rm at} - \rho_{\rm B} g H_{\rm B} = 98\ 100 - 9810 \cdot 7,9\ \Pi a = 20\ 600\ \Pi a = 20,6\ \kappa \Pi a.$$

Пример 4. Определить полную силу давления Р на криволинейную стенку жомового желоба длиной $l\!=\!2,\!5$ м, полностью заполненного жомоводяной смесью плотностью $p=1100 \text{ кг/м}^3$ (рис. 32, в). Криволинейная поверхность желоба выполнена в виде цилиндрической по-

Решение. Полная сила давления на криволинейную цилиндрическую стенку может быть определена зависимостью (2.42) вида

$$P = \sqrt{P_{\rm r}^2 + P_{\rm B}^2},$$

где P_{Γ} и P_{B} — соответственно горизонтальная и вертикальная составляющие силы P. Величина P_{Γ} определяется как сила давления на вертикальную проекцию

криволинейной стенки:

$$P_{r} = \rho g h_{tt.r} F = \rho g \frac{R}{2} Rl = 1100.9,81.0,6.1,2.2,5H = 19,4\kappa H.$$

Величина $P_{\rm B}$ определяется как вес жидкости над криволинейной стенкой: $P_{\rm B} = \rho \, g \, V = \rho \, g \, 0.25 \pi \, R^2 l = 1100.9.81.0.25.3.14.1.2^2.2.5 H = 30.5 \kappa H.$ Следовательно,

> **BOOKS.PROEKTANT.ORG БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ** копий книг

> > для проектировщиков чехнических специалистов

$$P = \sqrt{19,4^2 + 30,5^2} = 36,2\kappa H.$$

Глава третья

ГИДРОДИНАМИКА

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ КИНЕМАТИКИ ЖИДКОСТИ

вием внешних сил. Основные свойства движения жидкости, главным образом, геометрические характеристики движения, являются предметом кинематики. В гидродинамике жидкость предполагается сплошной непре-

Гидродинамика изучает законы движения жидкостей под дейст-

рывной средой, частицы которой приближенно можно рассматривать как точечные. Обычно для описания движения частиц в кинематике жидкостей используются два метода — Лагранжа и Эйлера.

Метод Лагранжа заключается в изучении характеристик отдельных частиц жидкости при их перемещении вдоль потока.

Метод Эйлера заключается в исследовании характеристик частиц, проходящих в различное время через произвольную фиксированную точку с заданными координатами. На практике метод Эйлера используется наиболее широко, так как позволяет в простой и удобной форме представить уравнения движения жидкости.

В гидродинамике движение жидкости принято характеризовать скоростью движения частиц и гидродинамическим давлением (рис. 33). В общем случае для потока жидкости скорость движения частиц U и гидродинамическое давление p являются функциями пространственных координат и времени:

$$U = f_1(x, y, z, t); \quad p = f_2(x, y, z, t). \tag{3.1}$$

Такое движение, при котором частицы жидкости, проходящие через фиксированную в пространстве точку в различные моменты времени t, обладают различными скоростями и давлениями, называется неустановившимся. При неустановившемся движении

$$\frac{\partial U}{\partial t} \neq 0; \ \frac{\partial \rho}{\partial t} \neq 0,$$

т. е. движение является инерционным и сила инерции $I \neq 0$.

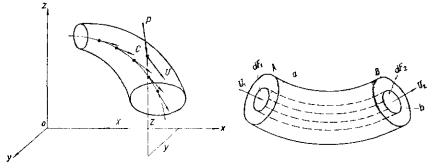


Рис 33 Схема к определению кинематических характеристик потока

Рис 34 Сжема элементарной струики

Примером неустановившегося движения может служить движение жидкости при истечении из отверстия в резервуаре, уровень в котором меняется, а также движение жидкости при перекачке поршневым насосом, не имеющим воздушного колпака.

Установившимся называется такое движение, при котором частицы жидкости, проходящие в различные моменты времени через фиксированную в пространстве точку, имеют одинаковые не зависящие от времени скорости и гидродинамическое давление:

$$U = f_1(x, y, z); \quad p = f_2(x, y, z). \tag{3.2}$$

Установившееся движение является безынерционным, т. е.

$$\frac{\partial U}{\partial t} = 0; \quad \frac{\partial p}{\partial t} = 0; \quad I = 0.$$

Примером установившегося движения может служить движение жидкости при истечении из отверстия в резервуаре с постоянным уровнем, а также движение жидкости при перекачке центробежным насосом.

В зависимости от характера распределения скоростей и давлений вдоль потока установившееся движение жидкости подразделяется на равномерное и неравномерное.

Равномерным называется такое установившееся движение, при котором гидравлические характеристики частиц не меняются вдоль потока, например, при ламинарном движении в круглой трубе постоянного сечения.

Неравномерным установившимся движением является такое движение, когда гидравлические характеристики частиц вдоль потока не остаются постоянными, например, при течении жидкости на участках с расширяющимся или сужающимся сечением потока.

Местной скоростью называется мгновенная (результирующая) скорость частицы в произвольной точке потока. В установившемся движении она является функцией только координат точки пространства U = f(x, y, z). При неустановившемся движении местная скорость является функцией не только координат точек пространства, но и времени U = f(x, y, z, t).

Линией тока называется такая линия вдоль потока, касательные к которой в любой точке совпадают с направлением векторов скорости частиц, находящихся в данный момент на ней. Линию тока для установившегося движения можно представить как траекторию движения частиц вдоль потока (рис. 33). Однако линии тока в жидкости при неустановившемся движении не совпадают с траекториями частиц. В потоке жидкости выделим некоторый элемент АВ (рис. 34). В начальном сечении выделенного участка рассмотрим элементарный замкнутый контур, все точки которого принадлежат различным линиям тока. Эти линии вдоль потока образуют элементарную замкнутую трубчатую поверхность, называемую трубкой тока.

Все линии тока, проходящие внутри трубки тока, образуют элементарную струйку. Как видно из определения линии тока частицы жидкости, движущиеся по этой линии, не отрываются от нее, так как векторы скорости частиц направлены по касательным к линии тока.

Следовательно, трубка тока, поверхность которой состоит из линий тока, непроницаема для частиц жидкости, находящихся внутри или вне ее. Это важнейщие свойства линий тока и трубки тока. Поток жидкости можно рассматривать как бесконечно большое количество элементарных струек, движущихся параллельно друг к другу.

В потоке жидкости сравнивать характеристики произвольных сечений весьма затруднительно вследствие разнообразия их форм и положения относительно направления потока. Поэтому в гидравлике принято рассматривать такие сечения потока, которые перпендикулярны направлению движения жидкости. Сечение, перпендикулярное направлению движения, называется ж и в ы м с е ч е н и е м п о т о к а.

Средней скоростью потока называется такая условная скорость v, которая, будучи умноженной на площадь живого сечения, составит объем, равный действительному объему жидкости, проходящей через данное сечение потока в единицу времени. Объемное количество жидкости, проходящее через живое сечение потока в единицу времени, называется расходом и обозначается через Q.

ЗАКОН НЕРАЗРЫВНОСТИ ПОТОКА

В потоке жидкости при установившемся движении выделим некоторый объем AB (рис. 34). Рассмотрим в этом объеме элементарную струйку ab с начальным сечением dF_1 и конечным dF_2 . Пусть в начальном сечении будет скорость U_1 , а в конечном U_2 . Тогда элементарный расход в первом сечении $dQ_1 = U_1 dF_1$, а во втором $dQ_2 = U_2 dF_2$.

На основании рассмотренных свойств линий тока и трубки тока можно утверждать, что $dQ_1 = dQ_2$ и, следовательно,

$$U_1 dF_1 = U_2 dF_2 = \dots = U_i dF_i = dQ = v_i dF_i.$$
 (3.3)

Распространив это выражение на весь поток (интегрированием), и полагая, что он состоит из бесконечно большого количества параллельных элементарных струек, можем записать $v_1F_1 = v_2F_2 = \ldots = v_rF_i = Q.$ (3.4)

Из полученного выражения следует, что произведение средней скорости на площадь живого сечения потока при установившемся движении — величина одинаковая для всех живых сечений вдоль потока и численно равна расходу Q. Выражение (3.4) называют законом неразрывности потока или законом постоянства расхода. На основании этого закона запишем:

$$Q = v_1 F_1 = v_2 F_2$$
 или $\frac{v_1}{v_2} = \frac{F_2}{F_1}$, (3.5)

т. е. расход жидкости вдоль потока во всех живых сечениях — величина постоянная для данного потока, но средние скорости обратно пропорциональны площади сечения.

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ИДЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ (УРАВНЕНИЯ ЭЙЛЕРА)

Как известно, движение возникает в результате отсутствия равновесия сил, действующих на частицы жидкости, и, в общем случае, это движение может быть неустановившимся в зависимости от условия приложения сил.

Для характеристики общего случая движения идеальной жидкости можно применить принцип Даламбера, согласно которому силы, действующие на рассматриваемую систему, уравновешиваются силой инерции. Аналитический смысл этого принципа заключается в том, что сумма проекций всех сил, действующих на какую-либо систему (включая силу инерции), в проекции на выбранное направление должна быть равной нулю.

Для составления дифференциальных уравнений движения идеальной жидкости используем уравнение Эйлера в форме (2.8a) для условий покоя:

$$-\frac{\partial p}{\partial x}dxdydz + \rho Xdxdydz = 0.$$

В этом уравнении фигурируют в проекции на координатную ось все действующие на рассматриваемый элемент жидкости силы. Из принципа Даламбера следует, что сумма проекций действующих сил на какую-либо ось равна соответствующей проекции силы инерции. Сила инерции рассматриваемого жидкого элемента в общем

случае его перемещения с потоком в условиях неустановившегося

движения может быть представлена как

 $J = \rho \, dx dy dz - \frac{dU}{dt} \, ,$ (3.6)**а в** проекции на ось Ox

$$J_x = \rho \, dx dy dz \, \frac{dU_x}{dt} \,. \tag{3.7}$$

Находим проекцию ускорения на ось Ox как производную по времени от проекции скорости:

$$\frac{dU_x}{dt} = \frac{\partial U_x}{\partial t} + \frac{\partial U_x}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial U_x}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial U_x}{\partial z} \frac{dz}{dt} ,$$

откуда

$$\frac{dU_x}{dt} = \frac{\partial U_x}{\partial t} + \frac{\partial U_x}{\partial x} U_x + \frac{\partial U_x}{\partial y} U_y + \frac{\partial U_x}{\partial z} U_z. \tag{3.8}$$
 Аналогичные выражения могут быть составлены для проек-

ций ускорения силы инерции относительно осей Oy и $Oz = \frac{dU_y}{dt}$; $\frac{dU_z}{dt}$.

Используя уравнения (2.8а), (3.6), (3.7) и (3.8) на основании принципа Даламбера можно записать

р
$$Xdxdydz - \frac{\partial p}{\partial x}dxdydz = p dxdydz \left(\frac{\partial U_x}{\partial t} + \frac{\partial U_x}{\partial x} U_x + \frac{\partial U_x}{\partial x} \right)$$

$$+rac{\partial U_x}{\partial y}\;U_y+rac{\partial U_x}{\partial z}\;U_z
ight).$$
 (3.9) Отнесем это выражение к единице массы, разделив его на

odxdydz, получим

$$X - \frac{1}{p} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial U_x}{\partial t} + \frac{\partial U_x}{\partial x} U_x + \frac{\partial U_x}{\partial y} U_y + \frac{\partial U_x}{\partial z} U_z.$$

Это и есть уравнение неустановившегося движения идеальной жидкости, составленное относительно оси Ох. Такие же уравнения движения можно получить относительно других осей. В

(3.9)

 $X - \frac{1}{\sigma} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial U_x}{\partial t} + \frac{\partial U_x}{\partial x} U_x + \frac{\partial U_x}{\partial y} U_y + \frac{\partial U_x}{\partial z} U_z;$ $Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial y} = \frac{\partial U_y}{\partial t} + \frac{\partial U_y}{\partial x} U_x + \frac{\partial U_y}{\partial y} U_y + \frac{\partial U_y}{\partial z} U_z;$ $Z - \frac{1}{p} \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial U_z}{\partial t} + \frac{\partial U_z}{\partial x} U_x + \frac{\partial U_z}{\partial u} U_y + \frac{\partial U_z}{\partial z} U_z;$

 $X - \frac{1}{o} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{dU_x}{dt};$

 $Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial u} = \frac{dU_y}{dt}$;

 $Z - \frac{1}{g} \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{dU_z}{dt}$.

делению функции U, U_x , U_y , U_z от времени не зависят.

УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ ДЛЯ ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТРУЙКИ

ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ —

ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ ДВИЖЕНИИ

ИДЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ

При установившемся движении в системе уравнений (3.10) слагаемые $\frac{\partial U_x}{\partial t}$, $\frac{\partial U_y}{\partial t}$ и $\frac{\partial U_z}{\partial t}$ будут равны нулю, так как по опре-

(3.11)

результате получим систему уравнений движения идеальной

жидкости, — уравнения Эйлера:

или

Это уравнение может быть получено из уравнений Эйлера (3.10) после соответствующих преобразований. Рассмотрим уравнения Эйлера для установившегося движения:
$$X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial U_x}{\partial x} U_x + \frac{\partial U_x}{\partial y} U_y + \frac{\partial U_x}{\partial z} U_z;$$

$$Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial U_y}{\partial x} U_x + \frac{\partial U_y}{\partial y} U_y + \frac{\partial U_y}{\partial z} U_z;$$
 (3.12)

 $Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial u} = \frac{\partial U_y}{\partial x} U_x + \frac{\partial U_y}{\partial u} U_y + \frac{\partial U_y}{\partial z} U_z;$ $Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial U_z}{\partial x} U_x + \frac{\partial U_z}{\partial y} U_y + \frac{\partial U_z}{\partial z} U_z.$

В этих уравнениях компоненты скорости U_{r} , U_{v} , U_{z} , а также напряжение сил давления р являются функциями только координат точек пространства, а от времени не зависят. Умножим правую и левую часть первого уравнения на dx, вто-

рого уравнения на dy и третьего уравнения на dz.

 $Xdx - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} dx = \left(\frac{\partial U_x}{\partial x} U_x + \frac{\partial U_x}{\partial y} U_y + \frac{\partial U_x}{\partial z} U_z \right) dx;$

ком виле:

 $Ydy - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial y} dy = \left(\frac{\partial U_y}{\partial x} U_x + \frac{\partial U_y}{\partial y} U_y + \frac{\partial U_y}{\partial z} U_z \right) dy; \quad \left\{ (3.13) \right.$

Напомним, что для установившегося движения проекции пе-

 $Ydy - \frac{1}{o} \frac{\partial p}{\partial y} dy = \left(\frac{\partial U_y}{\partial x} dx + \frac{\partial U_y}{\partial y} dy + \frac{\partial U_y}{\partial z} dz \right) U_y;$ (3.14)

В уравнениях (3.14) в скобках заключены полные дифферен-

 $dx = U_{x}dt$, $dy = U_{y}dt$, $dz = U_{z}dt$. Следовательно, уравнения (3.13) могут быть записаны в та-

 $Zdz - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} dz = \left(\frac{\partial U_z}{\partial x} U_x + \frac{\partial U_z}{\partial y} U_y + \frac{\partial U_z}{\partial z} U_z \right) dz.$

ремещения частиц вдоль потока на элементарном пути

 $Xdx - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} dx = \left(\frac{\partial U_x}{\partial x} dx + \frac{\partial U_x}{\partial y} dy + \frac{\partial U_x}{\partial z} dz \right) U_x;$

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

циалы компонентов скорости, соответственно dU_x , dU_y , dU_z . С учетом этого система уравнений (3.14) принимает вид: $Xdx - \frac{1}{a} \frac{\partial p}{\partial x} dx = U_x dU_x;$

 $Ydy = \frac{1}{a} \frac{\partial p}{\partial u} dy = U_y dU_y;$

 $Zdz - \frac{1}{a} \frac{\partial p}{\partial z} dz = U_z dU_z.$

 $U_z dU_z = d\left(\frac{U_z^2}{2}\right).$

Сложим левые части уравнений (3.15) отдельно и правые части

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

 $=d\left(\frac{U_x^2+U_y^2+U_z^2}{2}\right)$

Известно, что $U_x dU_x = d\left(\frac{U_x^2}{2}\right)$; $U_y dU_y = d\left(\frac{U_y^2}{2}\right)$;

отдельно; запишем полученное равенство

быть определены соответственно

(3.15)

$$Xdx + Ydy + Zdz - \frac{1}{\theta}dp - d\left(\frac{U^2}{2}\right) = 0.$$
 (3.16)

Для частицы движущейся несжимаемой жидкости, находящейся под действием силы тяжести, уравнение (3.16) примет такой вид

$$-gdz-\frac{1}{p}dp-d\left(\frac{U^2}{2}\right)=0,$$

так как в этом случае

$$\rho = \text{const}; Z = -g; X = 0; Y = 0.$$

Разделив полученное уравнение на (--g), приходим к основному уравнению гидродинамики — уравнению Бернулли в дифференциальной форме

$$dz + \frac{dp}{pg} + d\left(\frac{U^2}{2g}\right) = 0. \tag{3.17}$$

Если проинтегрировать выражение (3.17) от какого-либо начального сечения 1 до другого конечного сечения 2, то получим

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{U_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{U_2^2}{2g}$$
 (3.18)

В общем случае интегрирование дает выражение

$$z + \frac{p}{p_g} + \frac{U^2}{2g} = H_d = \text{const.}$$
 (3.19)

В уравнениях (3.18) и (3.19)

z — геометрическая высота, или геометрический напор, м; $p/\rho g$ — пьезометрическая высота, или пьезометрический напор, м;

 $U^2/2g$ — скоростная высота, или скоростный напор, м.

Из пояснений к выводу уравнения Бернулли в виде (3.19) видно, что при установившемся движении идеальной жидкости для любого живого сечения элементарной струйки сумма трех напоров: геометрического, пьезометрического и скоростного является величиной постоянной, равной гидродинамическому напо-

ру H_d . Для струйки реальной жидкости это соотношение нарушается, так как проявляются касательные силы внутреннего трения между частицами жидкости и внешнего трения между частицами жидкости и внешними поверхностями, ограничивающими поток. Кроме того, в своем движении струйка жидкости может изменять свое направление, а также встречать различные местные сопротивления. На преодоление сопротивления трения, которое пропорционально длине потока, а также различных местных сопротивлений, затрачивается определенное количество энергии. Если обозначить потерю энергии на преодоление сопротивления трения по длине между двумя сечениями через h_D а потерю энергии энер

гии на преодоление местных сопротивлений через h_{r} , то общие потери энергии определятся суммой

$$h_l + h_r = h_{rl}$$
.

В этом случае уравнение Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости примет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{U_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{U_2^2}{2g} + h_{rl}. \tag{3.20}$$

УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ ДЛЯ ПОТОКА РЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ

Известно, что поток жидкости в целом, имеющий конечные размеры сечения, можно рассматривать (рис. 35) как сумму бесконечно большого количества элементарных струек, движущихся

параллельно друг другу. Это утверждение справедливо для установившегося и равномерного движения или плавно изменяющегося потока, в котором соседние струйки расходятся на столь

незначительный угол, что проекциями скорости на направление, перпендикулярное потоку, можно пренебречь.

Когда рассматривается течение жидкости в элементарной струйке, скорость частиц принимается одинаковой для данного элементарного сечения. Совершенно очевидно, что в сечении потока конечных размеров скорости частиц, в общем случае, будут неодинаковы. Вследствие этого действительная кинетическая энергия в каком-либо сечении потока будет отличаться от кинетической энергии, подсчитанной по средней скорости для данного сечения.

Отношение действительной кинетической энергии E_{π} в сече-

Отношение действительной кинетической энергии E_{π} в сечении F к кинетической энергии $E_{\text{ср}}$, подсчитанной по средней скорости v для данного сечения F, называют коэффициентом Кориолиса $\alpha = \frac{E_{\pi}}{E_{\text{cp}}}$. Он может быть представлен в таком виде:

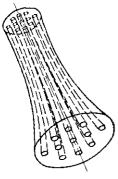
$$\alpha = \frac{E_{\pi}}{E_{cp}} = \frac{\int\limits_{F} \frac{u^2 dm}{2}}{\underline{mv^2}} = \frac{\rho \int\limits_{F} u^3 dF}{mv^2}.$$
 (3.21)

где $dm = \rho U dF$.

С учетом поправки к кинетической энергии, подсчитанной по средней скорости, уравнение Бернулли (3.20) для целого потока реальной жидкости примет вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{rl}. \tag{3.22}$$

Коэффициент Кориолиса а является определенной величиной и характеризует степень неравномерности распределения скоростей по живому сечению потока. Установлено, что α>1 и обычно его значение заключено в пределах $\alpha = 1.03 \div 1.1$. В инженерной практике чаще всего принимают $\alpha = 1$. В некоторых случаях, например, при явно ламинарном режиме движения жидкости в



круглой трубе коэффициент а может превышать указанный выше предел.

Каждый из членов уравнения (3.22) представляет собой удельную энергию жидкости, отнесенную к единице веса. Так геометрические напоры z определяют собой удельную энергию положения, пьезометрические

$$\frac{\rho}{\rho g}$$
 — удельную энергию давления, скоростные напоры $\frac{av^2}{2g}$ — удельную

Рис. 35. Структура потока.

кинетическую энергию, h_{rl} — удельную энергию, затраченную на преодоление всех сопротивлений между двумя сечениями

$$h_{rl} = \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho_g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho_g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}\right), \quad (3.23)$$

откуда следует, что разность между общей удельной энергией жидкости в начальном сечении потока и общей удельной энергией жидкости в конечном сечении затрачивается на преодоление всех сопротивлений между этими сечениями.

Отнесем потерю энергии h_{rl} между двумя сечениями потока к расстоянию І между ними. Получим величину потерь на единицу длины потока или так называемый гидравлический уклон

$$i = \frac{h_{rl}}{l} = \frac{1}{l} \left[\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right) \right]. \quad (3.24)$$

Если рассматривать изменение только потенциальной энергии между двумя сечениями потока, то можно прийти к понятию пьезометрического уклона

$$i_{\rm fl} = \frac{1}{l} \left[\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} \right) \right].$$
 (3.25)

Следовательно, для равномерного потока ($v_1 = v_2 = \text{const}$) гидравлический и пьезометрический уклоны имеют одинаковое значение.

Как видно из уравнений (3.24) и (3.25), для горизонтального равномерного потока ($z_1=z_2=\mathrm{const};\ v_1=v_2=\mathrm{const}$) пьезометрический уклон также равен гидравлическому, причем

$$i = i_{\pi} = \frac{p_1 - p_2}{g \, g \, l} \, . \tag{3.26}$$

ПРИМЕНЕНИЕ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ В ТЕХНИКЕ

Уравнение Бернулли является основным уравнением гидродинамики и широко используется в инженерной практике. Для решения задач с помощью этого уравнения обычно по длине потока выделяется два (или более) поперечных сечения, для которых записывается уравнение Бернулли. Если в одном из сечений один параметр (z, p, v) является неизвестным, то из уравнения Бернулли находят соотношения для его определения. Если необходимо найти два неизвестных параметра, то решают систему уравнений, состоящую из уравнения Бернулли и уравнения неразрывности. Далее приводятся некоторые характерные примеры использования уравнения Бернулли для решения практических залач

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕЙ СКОРОСТИ МСТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ

Рассмотрим простейший случай истечения идеальной жидкости из отверстия в дне сосуда, полагая, что сосуд открыт (рис. 36, a). Истечение происходит в атмосферу. Уровень жидкости в сосуде поддерживается постоянным.

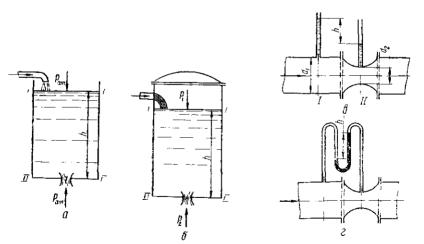


Рис. 36 Скемы к определению скорости истечения жидкости из отверстий (а и б) и расчету расходомера Вентури (в и г)

Пусть истечение происходит через отверстие в дне сосуда, которое расположено в плоскости сравнения II—II. Поверхность уровня расположена в плоскости I—I. Запишем уравнение Бер-

 $z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$ Учитывая, что $z_1 - z_2 = h$ (сечение II - II принято за плоскость сравнения), а $v_1 = 0$ в силу того, что уровень I - I в сосуде поддерживается постоянным, представим уравнение Бернулли

нулли относительно плоскостей I-I и II-II, воспользовавшись

виде
$$h+\frac{p_{\rm aT}}{\rho\,g}=\frac{p_{\rm aT}}{\rho\,g}+\frac{v_2^2}{2g}\,,$$
 откуда находим

$$h=\frac{v_2^2}{2g}\;;\;\;v_2=\sqrt{2gh}.$$
 (3.27) Таким образом, скорость истечения жидкости из отверстия в дне сосуда при условии, что уровень в сосуде поддерживается постоянным, определяется ускорением свободного падения и высотой

янным, определяется ускорением свободного падения и высотой уровня жидкости в сосуде. Рассмотрим теперь случай истечения жидкости из отверстия в дне сосуда при дополнительном условии, что на поверхность

жидкости действует давление $p_1 \neq p_2$ (рис. 36, б). В этом случае можно положить $z_1-z_2=h$; $v_1=0$. Поэтому уравнение Бернулли примет вид

равенством (3.18), получим

$$h + \frac{\rho_1}{\rho g} = \frac{\rho_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g},$$
 откуда
$$v_2 = \sqrt{\frac{2g\left(h + \frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho g}\right)}{2g\left(h + \frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho g}\right)}}.$$
 (3.28) Следовательно, скорость истечения жидкости из резервуара зависит от глубины погружения отверстия под уповень свобол-

зависит от глубины погружения отверстия под уровень свободной поверхности и от разности давлений, которые испытывает жидкость на поверхности в резервуаре (p_1) и в среде, куда происходит истечение (p_2) .

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДЕ

Расход воды (или другой маловязкой жидкости) в трубопроводе измеряют с помощью суживающего поток устройства (рис. 36, 8), которое называют водомером или расходомером Вентури. Основ-

ным элементом водомера является калиброванный участок трубы, суживающий сечение потока от диаметра d_1 до диаметра d_2 . Составим уравнение Бернулли для сечений I—I и II—II, пре-

небрегая потерями и полагая, что труба горизонтальна $(z_1=z_2)$ отр и

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 1; \quad \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$$

Разность пьезометрических высот, обусловленная разностью давлений, равна

$$\frac{p_1-p_2}{pg}=h,$$

т. е. определяется разностью уровней в пьезометрах. Следовательно,

$$h = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{v_1^2}{2g} \left(\frac{v_2^2}{v_1^2} - 1 \right). \tag{3.29}$$

ние скоростей v_2^2/v_1^2 может быть заменено отношением сечений $k^2 = F_1^2/F_2^2$, которое для данного водомера является постоянной величиной.

В соответствии с законом неразрывности потока отноше-

Введем в рассмотрение расход жидкости $Q = v_1 F_1$. Тогда уравнение (3.29) можно записать в виде

$$\frac{Q^2}{2gF_1^2}(k^2-1)=h,$$

откуда

$$Q = \sqrt{\frac{2ghF_1^2}{k^2 - 1}} \cdot$$

Для водомера, имеющего фиксированные значения d_1 и d_2 , $\sqrt{\frac{2g\,F_1^2}{\pmb{k}^2-1}}$ величина постоянная, которая называется постоянной

водомера и обозначается

$$c = \sqrt{\frac{2gF_1^2}{k^2 - 1}} \cdot$$

Следовательно,

$$Q = c V h.$$

Итак, для определения расхода воды необходимо измерить перепад давления в сечениях I-I и II-II с помощью пьезометров. Если поток в трубе находится под относительно большим избыточным давлением, тогда вместо пьезометров для определения перепада давления применяют дифференциальный манометр (рис. 36, ε).

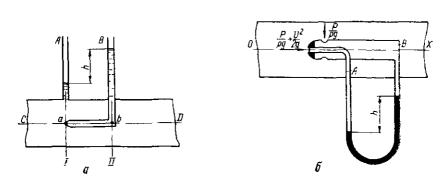
ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ПОТОКЕ ПРИ ПОМОЩИ ТРУБКИ ПИТО

Скорость движения жидкости в какой-либо точке потока можно измерить с помощью трубки Пито (рис. 37, a).

Для пояснения принципа работы устройства рассмотрим горизонтальную трубку CD, по которой слева направо движется жидкость. Над точкой a сечения $I{-\!-}I$ в центре потока установим

пьезометр A, уровень в котором будет указывать избыточное давление жидкости в сечении I-I трубы, в том числе в точке a.

В сечении II-II, на некотором расстоянии от сечения I-I вдоль по течению вмонтируем трубку B, нижний конец которой загнут на 90° и направлен своим открытым концом против течения. Пусть точка b находится внутри трубки B в центре сечения



Рис, 37. Приборы для измерения скорости жидкости (трубки Пито).

II—II. Очевидно, если жидкость в трубе CD не будет двигаться, то уровни в трубках A и B будут одинаковы, показывая статический напор в трубе. При движении уровень жидкости в пьезометре не изменится, а в трубке B, которую назовем трубкой полного гидродинамического напора, уровень должен подняться. Поднятие уровня в трубке B объясняется следующим.

Скорость U_1 в трубопроводе CD, в точке a обусловливает соответствующий гидродинамический напор $\frac{U_1^2}{2g}$, который действует на торцевую поверхность трубки B, загнутой против течения. Но в точке b внутри гидродинамической трубки скорость U_2 равна нулю, так как жидкость внутри трубки B не движется. Поэтому для сечений I-I и II-II потока в трубе CD выполняются равенства $z_1=z_2$ и $U_2=0$.

Следовательно, $\frac{p_1}{\rho g} + \frac{U_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g}$ или $\frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{U_1^2}{2g}$. Если обозначить

 $\frac{p_2-p_1}{\varrho g}=h$, то $U_1^2=2gh$, откуда находим, что скорость в трубе

 $U_1 = \sqrt{2gh}$. Таким образом, для определения скорости движения жидкости в трубе необходимо измерить разность между уровнями жидкости в трубке полного гидродинамического напора B и пьезометре A, т. е. высоту h.

Для удобства при измерении скорости потока с помощью скоростной трубки применяют совмещенную конструкцию (трубка в трубке) (рис. 37, 6). Трубкой полного гидродинамического на-

пора в этом случае является внутренняя трубка A, воспринимающая полный напор $\left(\frac{p}{\rho g} + \frac{U^2}{2g}\right)$.

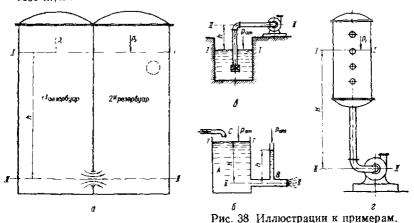
Измерение статического давления в потоке осуществляется внешней трубкой В. Такое устройство для измерения скорости

потока называется трубкой Пито — Прандтля.

С помощью скоростных трубок можно измерять скорости потока в любой точке. Для перехода к средней скорости от скорости потока в какой-либо точке, измеряемой чаще всего в центре потока, пользуются аналитическим выражением законов распределения скорости по поперечному сечению потока или производят тарирование трубки при ее определенном положении в потоке. Тарирование производится по специальным правилам Госстандарта СССР.

ПРИМЕРЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЗАКОНОВ ГИДРОДИНАМИКИ ИДЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ В ПРАКТИКЕ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Пример 1. В двух рядом стоящих резервуарах уровень сиропа h поддерживается одинаковым (рис. 38, а). В первом резервуаре давление ρ_1 = 196,2 КПа, а во втором ρ_2 =98,1 кПа. В нижней части резервуары соединяются отверстием с d=0,1 м. С какой скоростью и в каком количестве будет переходить сироп из одного резервуара в другой? Плотность сиропа ρ = 1250 кг/м³.



Определить скорость и расход для случая, когда в резервуарах вместо

сиропа будет вода.

Решение. Запишем уравнение Бернулли для двух горизонтальных плоскостей: плоскость I-I совпадает с поверхностью жидкости в резервуарах, плоскость II-II проходит через центр отверстия, соединяющего резервуары, т. е. через его диаметральное сечение. Находим

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

В этом уравнении по условию $z_1-z_2=h$; $v_1=0$; $p_2=p+\rho gh$. Скорость v2 протекания жидкости из первого резервуара во второй определится из соотношения

$$rac{p_1-
ho}{
ho\,g}=rac{v_2^2}{2g}$$
 , откуда $v_2=\sqrt{2\,rac{p_1-p}{
ho}}$. Таким образом, находим

Определим скорость протекания v_2 и расход Q для воды

$$Q = v_2 F = 12,5 \cdot 0,785 d^2 = 12,5 \cdot 0,785 \cdot 0,01 \text{ m}^3/c = 0,098 \text{ m}^3/c = 98 \text{ m/c}.$$

 $v_2 = \sqrt{\frac{2}{2} \frac{196.2 - 98.1}{1250} \cdot 10^3} \text{ m/c} = 12.5 \text{ m/c};$

$$v_2 = \sqrt{\frac{2 \frac{p_1 - p}{\rho}}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \frac{196, 2 - 98, 1}{1000} \cdot 10^3}{1000}} \text{ m/c} = 14 \text{ m/c};$$

$$V$$
 p V 1000
 $Q = v_2 F = 14.0,785.0,01 \text{ m}^3/\text{c} = 0,11 \text{ m}^3/\text{c} = 110 \text{ n/c}.$

Пример 2. Из открытого резервуара A через трубу B выпускается вода, запас которой непрерывно пополняется из трубы C (рис. 38, δ). Так в резервуаре A поддерживается уровень H=3 м. Скорость воды в трубе B=1.5 м/с.

Определить показание пьезометра h. Решение. Составим уравнение Бернулли для сечений I-I и II-II:

$$z_1+rac{
ho_1}{
ho\,g}+rac{v_1^2}{2g}=z_2+rac{p_2}{
ho\,g}+rac{v_2^2}{2g}\,\cdot$$
 Пе условию

 $z_1 = H; \quad \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_{ar}}{\rho g}; \quad v_1 = 0; \quad z_2 = 0; \quad v_2 = 1.5 \text{ m/c}.$ Таким образом,

$$H + \frac{p_{a\tau}}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \cdot$$

$$h = \frac{p_2 - p_{ar}}{\rho g} = H - \frac{v_2^2}{2g} = 3 - \frac{1.5^2}{19.62} = 2.85 \text{ M}.$$

воды в колодце (рис. 38, θ) при условии, что подача насоса Q=0.06 м³/с, диаметр всасывающей трубы d=0.2 м, вакуум, создаваемый насосом $\rho_{\rm Bak}=$ =68.7 кПа.

Пример 3. Определить высоту h установки центра насоса над уровнем

Решение. Составим уравнение Бернулли для плоскостей І-- І (уровень

воды в колодце) и II-II (центр насоса): $z_1 + \frac{p_1}{2\sigma} + \frac{v_1^2}{2\sigma} = z_2 + \frac{p_2}{2\sigma} + \frac{v_2^2}{2\sigma}$

го условию
$$z_1=0;\;\; p_1=p_{a\tau};\;\; v_1=0;\;\; z_2=h;\;\; v_2=rac{4Q}{\pi\;d^2}\;; \ rac{p_{a\tau}}{r_1}=h+rac{p_2}{r_2}+rac{v_2^2}{2\sigma}\;.$$

откуда

$$h = \frac{p_{\text{aT}} - p_2}{\rho g} - \frac{v_2^2}{2g} = \frac{p_{\text{Bak}}}{\rho g} - \frac{v_2^2}{2g};$$

$$v_2 = \frac{4 \cdot 0.06}{3.14 \cdot 0.04} = 1.91 \text{ m/c};$$

$$h = \frac{68.7 \cdot 10^3}{10^3 \cdot 9.81} - \frac{1.91^2}{19.62} = 6.814 \text{ m}.$$

Пример 4. В дне паточного сборника имеется отверстие, диаметр которого $d_2 = 25$ мм. Сборник открыт и уровень патоки в нем поддерживается постоянным h=3 м (см. рис. 36, a).

Какое количество патоки выльется через отверстие в дне сборника за

 мин. Плотность патоки ρ=1400 кг/м³. Решение. Составим уравнение Бернулли для сечений I-I и II-II. Сечение I-I совпадает с уровнем патоки в сборнике, а II-II с горизонталь-

По условию

$$\mathbf{z}_1 = h; \ \ p_1 = p_{ar}; \ \ v_1 = 0; \ \ \mathbf{z}_2 = 0; \ \ p_2 = p_{ar}.$$

Таким образом.

ным дном сборника.

$$h + \frac{\rho_{aT}}{\rho g} = \frac{p_{aT}}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}; \quad v_2 = \sqrt{2g}h; \quad Q = vF;$$

$$v_2 = \sqrt{19,62 \cdot 3} \text{ m/c} = 7,68 \text{ m/c}.$$

Площадь сечения отверстия $F = 0.785 \cdot 0.025^2 = 0.00049$ м². Расход Q = $=7.68 \cdot 0.00049 = 0.00376 \text{ м}^3/\text{с}$. Следовательно, за 1 мин вытечет патоки $3.76 \cdot 60 =$ $=0.226 \text{ M}^3=226 \text{ Л}.$

Пример 5. В закрытом сосуде находится сироп (р=1200 кг/м³). Уровень сиропа в сосуде H=2 м поддерживается постоянным. Кроме того, над поверхностью сиропа поддерживается избыточное давление p=147,1 к Πa . Определить количество сиропа, вытекающего через отверстие в дне сосуда диаметром

d=25 мм (см. рис. 36, б). Решение. Запишем уравнение Бернулли для сечений I-I (поверхность

уровня в сосуде) и
$$II$$
— II (плоскость отверстия в дне сосуда): $z_1 + \frac{p_1}{\rho \, g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{\rho_2}{\rho \, g} + \frac{v_2^2}{2g}$.

По условию

$$z_1 = H$$
; $v_1 = 0$; $z_2 = 0$; $p_2 = p_{at}$.

Следовательно, уравнение Бернулли примет вид

$$H + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_{aT}}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$$

откуда скорость течения сиропа

$$v_2 = \sqrt{\frac{2g\left(H + \frac{p_1 - p_{8T}}{\rho g}\right)}{\frac{p_3}{2}}} = \sqrt{\frac{19.62\left(2 + \frac{147.1 \cdot 10^3}{1.2 \cdot 10^3 \cdot 9.81}\right)}{\frac{19.62\left(2 + \frac{147.1 \cdot 10^3}{1.2 \cdot 10^3 \cdot 9.81}\right)}} \text{ m/c} = \frac{16.9 \text{ m/c}}{19.62\left(2 + \frac{147.1 \cdot 10^3}{1.2 \cdot 10^3 \cdot 9.81}\right)}$$

Расход сиропа

$$Q = v_2 F = 16,9 \cdot 0,785 \cdot 0,025^2 = 0,00843 \text{ m}^3/\text{c} = 8,43 \text{ m}/\text{c}.$$

Если бы при тех же условиях в сосуде была вода, то скорость истечения составила бы

$$v_2 = \sqrt{19,62\left(2 + \frac{147,1 \cdot 10^3}{10^3 \cdot 9,81}\right)} \text{ m/c} = 18,3 \text{ m/c},$$

 $Q=18,3\cdot0,0005 \text{ m}^3/\text{c}=0,00915 \text{ m}^3/\text{c}=9,15 \text{ n/c}.$

Пример 6. Насос забирает густой сироп из IV корпуса выпарки, где поддерживается разрежение $p_{\rm вак}=79,9$ кПа. Центр насоса находится на 5 м ниже уровня сиропа в выпарном аппарате. Плотность сиропа $\rho=1300$ кг/м³. Диаметр всасывающей трубы насоса d=90 мм; количество сиропа, поступающего на насос Q=5 л/с. Определить давление на всасывающей стороне насоса и вакуум, который он должен создавать при перекачке (рис. 38, г). Решение. Составим уравнение Бернулли для двух сечений: I=I (по-

ум, который он должен создавать при перекачке (рис. 38, г).

Решение. Составим уравнение Бернулли для двух сечений: I—I (поверхность уровня сиропа в выпарном аппарате) и II—II (горизонтальная плоскость, проходящая через центр насоса):

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

По условию:

 $z_1 = H$; p_1 — абсолютное давление на поверхности сиропа в выпарном аппарате; $v_1 = 0$; $v_2 = \frac{Q}{R}$; $z_2 = 0$.

Тогда уравнение Бернулли принимает вид

$$H + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$$
, откуда $\frac{p_2}{\rho g} = H + \frac{p_1}{\rho g} - \frac{v_2^2}{2g}$.

Абсолютное давление на поверхности сиропа в выпарном аппарате

$$p_1 = p_{ar} - p_{bak};$$

 $p_1 = 98.1 - 79.9 = 18.1 кПа.$

Скорость движения сиропа при входе в насос

$$v_2 = \frac{Q}{F_2} = \frac{0.005}{0.785 \cdot 0.09^2} \text{ m/c} = 0.788 \text{ m/c}.$$

Абсолютное давление на всасывающей стороне насоса

$$p_2 = \rho gH + p_1 - \rho_2 \frac{v_2^2}{2} = 1300 \cdot 9,81 \cdot 5 + 1,811 \cdot 10^4 - 1300 \frac{0,788^2}{2} \Pi a =$$

 $= 8,146 \cdot 10^4$ Па = 81,46 кПа.

Вакуум, который должен создавать насос, чтобы всасывать сироп $p_{\text{вак}} = p_{\text{ат}} - p_{\text{абс}} = 9$, $81 \cdot 10^4 - 8$, $146 \cdot 10^4 = 1$, $664 \cdot 10^4$ Па = 16,64 кПа.

Глава четвертая

РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ

В природе существуют два режима движения жидкости: ламинарный, при котором частицы жидкости в потоке движутся упорядоченно в виде несмешивающихся струек или слоев, и турбулентный, при котором частицы жидкости в своем хаотическом движении вдоль потока описывают сложные неупорядоченные траектории, вследствие чего происходит интенсивное перемешивание и частое соударение частиц.

Естественно, что затрата энергии на перемещение определенного количества жидкости вдоль потока будет различна при различных режимах движения. При ламинарном режиме энергия затрачивается только на продольное перемещение частиц жидкости вдоль потока; при турбулентном затрачивается дополнительная энергия на поперечные перемещения частиц жидкости, связанные с неупорядоченным ха-

рактером движения.
Поэтому для инженерной практики особенно важно знать, при каком режиме происходит движение частиц жидкости в том или ином потоке.

Осборн Рейнольдс предложил установку для экспериментального определения режима движения жидкости (рис. 39). В сосуд 1

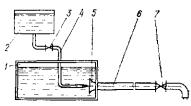


Рис. 39. Схема установки Рейнольдса.

наливается вода, которая через открытый раструб 5 горизонтальной стеклянной трубы 6 может выливаться через регулирующий кран 7 на конце трубы. К центру раструба 5 в начальное сечение трубы 6 подводится жидкая краска из сосуда 2 по тонкой трубке 4, с краном 3. Если с помощью крана 7 установить в трубе 6 скорость жидкости меньше некоторого критического значения, то жидкая краска, поступающая из трубки 4 к начальному сечению потока воды, образует в трубе 6 окрашенную нить (тончайшую окрашенную струйку), которая не смешивается с потоком воды по всей длине трубы. Это свидетельствует о ламинарном режиме движения воды в трубе 6.

Если, регулируя краном 7 поток воды в трубе 6, превзойти некоторую критическую величину скорости, то жидкая краска, поступающая в поток, начнет размываться и при достаточно большой скорости равномерно окрасит жидкость в трубе 6. Это будет свидетельствовать о возникновении турбулентного режима. Можно затем, уменьшая скорость воды в трубе, восстановить ламинарный режим движения и т. д.

Установка Рейнольдса позволяет визуально наблюдать режимы движения жидкости, что очень важно для получения правильных физических представлений о происходящих процессах. Однако для инженерной практики очевидно более важным является аналитическое решение задачи определения режимов движения жидкости по некоторым известным параметрам потока. Решение этой задачи основано на применении теории подобия.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ

В технической гидравлике часто приходится сталкиваться с условиями, когда применение дифференциальных уравнений, описывающих тот или иной процесс, недостаточно для количественной

его характеристики. Объясняется это сложностью дифференциальных уравнений и отсутствием данных для их решения. Поэтому для исследования и расчета различных гидравлических процессов, систем и сооружений прибегают к опытам на моделях. При проведении таких экспериментов устанавливают функциональную зависимость между различными физическими величинами, влияющими на исследуемое явление.

Правильная организация экспериментов, анализ и обобщение их результатов могут оказаться надежными лишь в том случае, если между реальными условиями и условиями на модели существуют определенные зависимости, опирающиеся на теоретические законы. Такими законами являются законы динамического подобия, связанные с теорией размерностей. Законы подобия указывают, какие величины необходимо измерять при проведении опытов, как следует обрабатывать полученные из опыта данные и какие условия необходимы и достаточны для существования подобия двух систем.

О динамически подобных потоках говорят, что они динамически копируют друг друга. Динамическое подобие предполагает наличие геометрического, кинематического и материального подобия систем натуры и модели. При этом под натурой понимают рассматриваемую систему или явление в натуральную величину; под моделью — опытную установку, скопированную с натуры в некотором масштабе.

Рассмотрим каждое из условий динамического подобия систем натуры и модели.

Геометрическое подобие предполагает пропорциональность всех сходственных размеров потока натуры и модели, а также равенство углов в сходственных точках. Присвоим величинам, относящимся к натуре, индекс «н», а величинам, относящимся к модели, индекс «м», тогда для константы геометрического подобия α_1 можно записать выражение вида

$$\alpha_l = \frac{l_{\rm M}}{l_{\rm H}} \,, \tag{4.1}$$

где $l_{\scriptscriptstyle \mathrm{M}}$ и $l_{\scriptscriptstyle \mathrm{H}}$ — сходственные линейные размеры.

В этом случае: $\frac{F_{\text{M}}}{F_{\text{H}}} = \alpha_{t}^{2}$ — константа подобия площадей;

$$\frac{V_{\scriptscriptstyle \mathrm{M}}}{V_{\scriptscriptstyle \mathrm{H}}} = \! \alpha_l^3 \! - \! \mathrm{константа}$$
 подобия объемов.

Сходственными точками в геометрически подобных системах принято называть такие точки, которые одинаково расположены к границам этих систем, и отношения координат которых равны константе подобия α_l , т. е.

$$\frac{x_{\rm M}}{x_{\rm H}} = \alpha_l; \quad \frac{y_{\rm M}}{y_{\rm H}} = \alpha_l; \quad \frac{z_{\rm M}}{z_{\rm H}} = \alpha_l.$$

 $a_t = \frac{t_{\scriptscriptstyle \mathrm{M}}}{t_{\scriptscriptstyle \mathrm{M}}}$. Эта величина называется константой кинематического подобия. Она не зависит от времени и действительна для любой пары сходственных точек и сходственных участков пути. Материальное подобие двух потоков требует взаимного соот-

Кинематическое подобие требует, чтобы траектории, описываемые сходственными частицами потока натуры и модели, за любые сходственные отрезки времени были подобны. Из условий кинематического подобия следует пропорциональность скоростей и ускорений в сходственных точках потоков натуры и модели, и, следовательно, постоянство отношения отрезков времени, за которое частицы жидкости, находящиеся в сходственных точках потоков натуры и модели, перемещаются, проходя сходственные

Сходственными обычно называют моменты времени $t_{\rm M}$ и $t_{\rm p}$ относящиеся к подобным системам, имеющие общее начало от-

ветствия между массой материальных частиц потоков натуры и модели. При этом должна существовать зависимость

 $\frac{M_{\rm M}}{M_{\rm H}} = \frac{\rho_{\rm M} V_{\rm M}}{\rho_{\rm H} V_{\rm H}} = \alpha_{\rho} \alpha_l^3 = \alpha_m,$ где α_{ρ} — отношение средней плотности модели к соответствую-

щей величине натуры;

счета и удовлетворяющие зависимости

элементы траектории.

 α_m — константа подобия масс.

Наличие геометрического, кинематического и материального

подобия двух систем (потоков) обеспечивает их полное динами-

ческое подобие. Ньютон предложил рассматривать динамическое подобие, исходя из условия, что силы, действующие в сходственных точках

динамически подобных систем (потоков), в сходственные моменты времени относятся друг к другу как $\frac{Y_1}{Y_2} = \frac{M_1 a_1}{M_2 a_2} = \frac{M_1 U_1^2}{M_2 U_2^2} \frac{l_2}{l_1} ,$

$$\frac{Y_1 I_1}{Y_2 I_2} = \frac{M_1 U_1^2}{M_2 U_2^2}$$

или

$$\frac{Y_1 l_1}{M_1 U_2^2} = \frac{Y_2 l_2}{M_2 U_2^2} = \dots = \frac{Y_i l_i}{M_1 U_1^2} = \frac{Y l}{M U_2^2} = \text{idem}.$$
 (4.5)

Выражение (4.5) получено из тождественных преобразований зависимости (4.4), действительной для динамически подобных

(4.2)

(4.3)

(4.4)

систем (потоков). Следовательно, безразмерная величина

может служить критерием динамического подобия.

Из выражения (4.5) видно, что критерии подобия для динамически подобных систем должны быть одинаковы (равны). Принято обозначать критерии подобия начальными буквами фамилии ученого, предложившего тот или иной критерий. В частности, критерий вида (4.5) носит имя Ньютона и обозначается:

$$Ne = \frac{Yl}{MU^2} . {(4.6)}$$

Эта величина является общим критерием динамического подобия.

Естественно, что для полного динамического подобия необходимо подобие всех сил, действующих на рассматриваемые системы. Однако практически эти условия редко реализуются, так как каждая из категорий сил требует определенных условий подобия, которые иногда оказываются несовместимыми. Поэтому, удовлетворить основному условию подобия — равенству критериев Ne для модели и натуры оказывается не всегда возможным. В этих случаях стараются обеспечить подобие тех сил, которые

наиболее существенны для рассматриваемых систем. Критерий Ne выражает зависимость между силами, массами, скоростями и линейными размерами в динамически подобных

скоростями и линейными размерами в динамически подобных потоках в общем виде.
В гидравлике приходится иметь дело, главным образом, с

тремя видами сил: массовыми (силой тяжести), поверхностными

(нормальной силой давления) и касательными силами трения. В каждом отдельном случае главную роль играет одна из перечисленных сил.

Пусть в рассматриваемой системе определяющей является

Пусть в рассматриваемой системе определяющей является сила тяжести.

$$G = Mg$$
,

тде *М* — масса системы.

Для получения условий подобия подставим это выражение в равенство (4.6) и найдем

Ne =
$$\frac{Yl}{MU^2} = \frac{M_1g_1l_1}{M_1U_1^2} = \frac{M_2g_2l_2}{M_2U_2^2}$$
,

откуда следует, что

$$\frac{g_1 l_1}{U_1^2} = \frac{g_2 l_2}{U_2^2} = \dots = \frac{g_i l_i}{U_i^2} = \frac{g l}{U^2} = \text{idem}. \tag{4.7}$$

Безразмерная величина $rac{gl}{U^2}$ карактеризует подобие сил тяжес-

ти и называется критерием Фруда

$$Fr = \frac{gl}{U^*}.$$
 (4.8)

Равенство критериев Fr в сходственных точках потоков, удовлетворяющих геометрическому, кинематическому и материальному подобию, обеспечивает подобие сил тяжести.

Для получения условий подобия систем, определяющими силами которых являются силы давления, подставим в равенство (4.6) выражение P = pF. Тогда получим Ne = $\frac{Pl}{MU^2}$ = $\frac{p_1F_1l_1}{M_1U_1^2}$ = $\frac{p_2F_2l_2}{M_2U_2^2}$.

$$M_1O_1$$
 M_2O_2 и что в геометриче

Имея в виду, что $M = \rho V$ и что в геометрически подобных системах $\frac{F_1 l_1}{V_1} = \frac{F_2 l_2}{V_2}$, найдем

$$\frac{p_1}{\rho_1 U_1^2} = \frac{p_2}{\rho_2 U_2^2} = \ldots = \frac{p_i}{\rho_i U_i^2} = \frac{p}{\rho U^2} = \mathrm{idem}.$$
 (4.9) Безразмерная величина $p/\rho U^2$ является критерием подобия только сил давления. Этот критерий назван именем Эйлера

 $\mathrm{Eu} = \frac{p}{\rho U^2} \,.$ (4.10)

Очень часто в критерий Эйлера вводится вместо абсолютного давления разность или перепад давлений Δp в двух точках, а

перепад давлении
$$\Delta p$$
 в двух гочках,

именно: $Eu = \frac{\Delta p}{a H^2}$. (4.11)

летворяющих геометрическому, кинематическому и материальному подобию, обеспечивает подобие сил давления. Наиболее часто в гидродинамике реальной жидкости опреде-

ляющей характер движения силой является сила внутреннего трения между частицами жидкости, обусловленная ее вязкостью. Для получения условий подобия сил вязкости подставим в урав-

нение (4.6) силу внутреннего трения $T = \mu F \frac{dU}{dx}$. Тогда выражение для критерия Ньютона может быть представлено в виде

$${
m Ne}=rac{Yl}{MU^2}=rac{\mu\,Fl}{MU^2}\;rac{dU}{dn}\;.$$
 (4.12)
Учитывая, что $F{\sim}l^2$, $dn-$ линейная величина, $M{=}
ho l^3$ и что

в данном случае бесконечно малые величины dU и dn могут быть заменены конечными величинами U и t, зависимость (4.12) может быть представлена отношением

откуда следует, что
$$\frac{\mu_1}{\rho_1 \ l_1 l_1} = \frac{\mu_2}{\rho_2 \ l_2 l_3} = \ldots = \frac{\mu_1}{\rho_t \ l_t l_t} = \frac{\mu}{\rho \ t l_U} = \text{idem.} \tag{4.13}$$

 $Ne = \frac{\mu l^2 U l}{\rho l^3 U^2 l} ,$

3 5-2898

Безразмерная величина $\frac{\rho l U}{\mu}$ является критерием подобия сил вязкости и называется критерием Рейнольдса

$$Re = \frac{\circ IU}{\mu} \tag{4.14}$$

Очень часто в критерий Рейнольдса Re вводится характерный размер *d* рассматриваемой системы

$$Re = \frac{Ud \, \rho}{u} \,, \tag{4.15}$$

откуда после замены коэффициента динамической вязкости μ коэффициентом кинематической вязкости ν, находим

$$Re = \frac{Ud}{r}.$$
 (4.16)

Равенство критериев Re в сходственных точках потоков, удовлетворяющих геометрическому, кинематическому и материальному подобию, обеспечивает подобие сил внутреннего трения.

Опытным путем установлено, что для круглых труб при Re < 2320 движение жидкости является ламинарным, при Re > 13 800 — турбулентным, а при 2320 < Re < 13 800 — движение жидкости неустойчиво. Неустойчивость движения жидкости в указанном интервале значений Re заключается в том, что любое внешнее воздействие на поток может привести к смене режима лвижения.

Так, при благоприятных условнях входа в трубу и отсутствии причин, возмущающих поток вдоль трубы, ламинарный режим в потоке может сохраняться и при Re>2320. Но малейшее изменение параметров потока или введение в него какого-либо предмета, вызывающего дополнительное сопротивление, может привести к быстрому, подчас мгновенному, переходу от ламинарного к турбулентному режиму движения.

В природных условиях и во многих случаях в технике приходится встречаться с турбулентными потоками. Так установлено, что за редким исключением, движение воздушных масс в атмосфере, течение воды в естественных потоках происходит в условиях турбулентного движения.

В заключение отметим, что в практике рассмотренные выше критерии подобия выражаются чаще всего через среднюю скорость потока:

$$Re = \frac{vd\rho}{\mu} = \frac{vd}{r}$$
; $Fr = \frac{v^2}{gl}$; $Eu = \frac{\Delta p}{\rho v^2}$.

НАПОРНОЕ И БЕЗНАПОРНОЕ ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ

Движение реальной жидкости в потоке характеризуется условиями течения. Так, течение жидкости в трубопроводах различного сечения может происходить в условиях полного их заполнения

ренней поверхностью трубопровода по всему периметру сечения. Опытом установлено, что давление жидкости в таком трубопроводе вдоль потока не остается постоянным. Такое движение называется напорным. Примером напорного движения является обычный водопровод.

Течение реальной жидкости может происходить в открытых

(рис. 40, а), т. е. когда частицы жидкости соприкасаются с внут-

руслах, желобах или трубопроводах при условии неполного затопления труб, т. е. когда частицы жидкости соприкасаются с внутренней поверхностью трубопровода не по всему периметру сечения, а только по части периметра х. В этом случае в верхней

ление вдоль потока остается по- рис. 40 К определению гидравлистоянным. Ческого радиуса. Такое движение жидкости называется безнапорным. Примером безнапорного движения может служить течение воды в естественных потоках, желобах,

части потока образуется свободная поверхность жидкости и дав-

а также в трубопроводах канализационных сетей. К гидравлическим характеристикам напорного и безнапорного движения жидкости относятся: живое сечение потока, гидравлический радиус, гидравлический уклон.

Живым сечением потока называется сечение перпендикулярное направлению потока. Та часть периметра х живого сечения потока, по которому происходит соприкосновение частиц жидкости с внутренней поверхностью трубопровода, желоба или ложа естественного потока, называется смоченным периметром.

Отношение живого сечения потока F к смоченному периметру χ называется гидравлическим радиусом.

$$R = \frac{F}{\gamma} \,. \tag{4.17}$$

В гидравлике гидравлическим радиусом принято характеризовать форму сечения потока. Гидравлический радиус потока для круглой трубы в условиях напорного движения

$$R = \frac{F}{L} = \frac{\pi d^2}{4\pi d} = \frac{d}{4}; \quad d = 4R. \tag{4.18}$$

ЗАКОНОМЕРНОСТИ УСТАНОВИВШЕГОСЯ РАВНОМЕРНОГО ДВИЖЕНИЯ РЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ

Рассмотрим закономерности, которым подчиняется равномерный поток в трубе при течении реальной жидкости. Очевидно это движение будет установившимся, а сечение трубопровода одинаковым вдоль всего рассматриваемого участка (рис. 41).

3*

Для выяснения искомых закономерностей воспользуемся уравнением Бернулли для сечений I-I и II-II:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_l. \tag{4.19}$$

При равномерном движении скорость потока во всех сечениях одинакова $(v_1 = v_2)$, поэтому можем записать равенство

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + h_t, \tag{4.20}$$

откуда

$$h_{l} = \left(z_{1} + \frac{p_{1}}{\rho g}\right) - \left(z_{2} + \frac{p_{2}}{\rho g}\right), \tag{4.21}$$

внешнего трения частиц жидкости о стенки трубопровода на рассматриваемом участке длиной l. Установим далее, под действием каких сил происходит пере-

где h_I — потеря удельной энергии (напора) на преодоление

установим далее, под деиствием каких сил происходит перемещение частиц жидкости в рассматриваемом элементе равномерного потока.

На участке потока длиной l действуют:

сила тяжести G = Flog, действующая по вертикали;

сила гидродинамического давления $P = p_1 F - p_2 F$, действующая вдоль оси потока;

сила трения жидкости о стенки трубопровода T_0 , действующая вдоль оси потока проти-

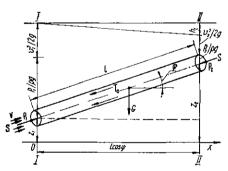


Рис. 41. Схема к выводу закономерностей равномерного движения жидкости в трубе.

воположно направлению движения.

Кроме перечисленных сил на рассматриваемый элемент потока действуют

сил на рассматриваемый элемент потока действуют еще нормальные силы давления на боковую поверхность. Однако проекции этих сил на направление движения равны нулю и поэтому не учитываются.

В потоке реальной жидкости действуют также касательные силы сцепления, т. е. силы внутреннего трения между частицами жидкости.

Они не учитываются при рассмотрении сил, от которых зависит движение потока в трубе, так как силы внутреннего трения являются парными силами и их внешний эффект на поток в целом равен нулю. Касательные силы сцепления, характеризующие

числены на основании закона Ньютона: $T = \mu F \frac{dU}{dn}$, (4.22)

внутреннее трение между частицами жидкости, могут быть вы-

а напряжение сил внутреннего трения может быть найдено как $\tau = \pm \mu \frac{dU}{dt}.$ (4.23)

Составим уравнение проекций внешних сил вдоль направления движения потока, учитывая, что сила, обусловленная гидродинамическим давлением $P = (p_1 - p_2) F$ действует вдоль оси потока, сила трения T_0 направлена против движения жидкости, а проекция силы тяжести на направление движения

 $G_s = -G \sin \varphi = G \frac{z_1 - z_2}{I} = F \rho g (z_1 - z_2),$ где ϕ — угол между направлением потока и осью Ox; далее находим

$$G\frac{z_1-z_2}{l}+(p_1-p_2)F-T_0=0;$$

или

$$z_1-z_2+\frac{p_1}{\varrho g}-\frac{p_2}{\varrho g}=\frac{T_0}{\varrho gF},$$

откуда следует уравнение проекций в виде

гкуда следует уравнение проекций в виде
$$\begin{pmatrix} x & + & P_1 \\ x & + & P_2 \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} x & + & P_2 \\ x & + & P_2 \end{pmatrix}$$

$$\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right) = \frac{T_0}{\rho gF}.$$

$$p_1 - p_2 = \frac{T_0}{R}$$
.

(4.25)

(4.24)

$$h_1 =$$

(4.21) и

 $h_1 = \frac{T_0}{2\sigma F}$.

Сила внешнего трения T_0 может быть определена из условия

(4.26)

 $T_0 = \chi l \tau_0$

(4.27)

Следовательно,

 $h_l = \frac{\chi l \tau_0}{\rho \rho F} = \frac{l \tau_0}{\rho \rho P} = il,$

(4.28)

 $i = \frac{\tau_0}{\rho gR}; \quad \tau_0 = \rho giR;$

где R — гидравлический радиус.

Равенство (4.28) выражает основную закономерность установившегося равномерного движения реальной жидкости: потеря напора вследствие преодоления сопротивления движению жидкости по длине трубопровода h_I пропорциональна касательным напряжениям τ_0 на стенке трубы.

Для круглой трубы радиусом r_0 напряжение сил внешнего трения жидкости о стенки горизонтального круглого трубопровода определится выражением

$$z_0 = \rho giR = \frac{1}{2} \rho gir_0, \qquad (4.29)$$

а потеря энергии или напора по длине трубопровода

$$h_t = 2 \frac{\tau_0}{\varrho \, g r_0} \, I. \tag{4.30}$$

Выражение (4.28) получено для установившегося равномерного движения реальной жидкости. Однако, в инженерной практике этой зависимостью часто пользуются и при расчетах, относящихся к установившемуся неравномерному движению и неустановившемуся движению. В этих случаях указанные зависимости рассматриваются как условные, и в них вводятся соответствующие поправки.

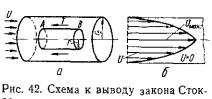
Глава пятая

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ЛАМИНАРНОГО ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

ЗАКОН РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТИ РАВНОМЕРНОГО ДВИЖЕНИЯ ПО СЕЧЕНИЮ КРУГЛОЙ ТРУБЫ

Пусть в горизонтальной круглой трубе радиуса r_0 слева направо движется жидкость (рис. 42, а). Выделим в этом потоке осесимметричный цилиндрический элемент AB радиуса r.

В связи с тем, что в общем случае, скорости движения частиц жидкости по сечению потока не одинаковы, на поверхности эле-



ca.

мента АВ возникнут силы трения T, направленные противоположно движению. У стенки жидкость неподвижна, следовательно, она оказывает тормозящее действие на поверхности элемента АВ, движущецентральной части гося В трубы.

Напряжение силы внутреннего трения т на поверхности выделенного в жидкости жидкого элемента, который перемещается в той же жидкости, можно рассматривать как результат действия

Такое очевидное предположение дает право применить в данном случае для определения напряжения сил трения равенство

сил внешнего трения жидких частиц элемента АВ о частицы ок-

ружающей его жидкости потока в целом.

 $\tau = -\mu \frac{dU}{dr}$, вытекающее из закона Ньютона, и уравнение (4.29),

вытекающее из закономерностей установившегося равномерного движения реальной жидкости применительно к круглому трубопроводу. При этом очевидно, что

 $dU = -\frac{\rho gir}{2\mu} dr.$

$$\frac{1}{2} \rho gir = -\mu \frac{dU}{dr} = \tau, \qquad (5.1)$$

Вычислим интеграл

откуда

$$\int_{U_1}^{r} dU = -\frac{\rho gi}{2\mu} \int_{r_1}^{r_2} r dr, \qquad (5.3)$$
 учитывая, что у стенки $r_1 = r_0$; $U_1 = 0$, а в слое жидкости, удаленном от стенки на некоторое расстояние, $r_2 = r$; $U_2 = U$. Подставляя эти пределы в уравнение (5.3) , находим закон распределения

скорости по сечению потока $U = -\frac{\rho gi}{2\mu} \int r dr = \frac{\rho gi}{4\mu} (r_0^2 - r^2).$ (5.4)

Из полученного равенства следует, что при равномерном ламинарном движении жидкости в круглой трубе в каждом продольном сечении потока скорости распределены по параболическому закону, причем, ось параболы совпадает с осью трубы, а пространственная форма эпюры скоростей представляет собой параболоид вращения (рис. 42, б). Максимальная скорость потока в центре трубы (r=0)

юры скоростей представляет собой пара-
42,
$$\delta$$
). Максимальная скорость потока в $u_{\max} = \frac{\rho \, g \, i}{4 \mu} \, r_0^2$. (5.5)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ЖИДКОСТИ И СРЕДНЕЙ СКОРОСТИ В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ КРУГЛОЙ ТРУБЕ. ФОРМУЛА ПУАЗЕЙЛЯ

Рассмотрим поток жидкости через поперечное сечение круглой трубы радиуса r_0 (рис. 43). Выделим в этом потоке элементарный слой жидкости с площадью сечения dF, заключенной между

(5.5)

(5.2)

(5.3)

концентрическими окружностями радиуса r и r+dr. Площадь поперечного сечения концентрического слоя жидкости с достаточной точностью определится произведением $2\pi r dr = dF$.

По закону неразрывности потока элементарный расход dQ жидкости через рассматриваемую площадку определится как dQ = UdF. (5.6)

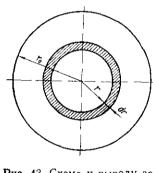
или с учетом зависимости (5.4)

$$dQ = \frac{g_I}{4\mu} (r_0^2 - r^2) 2\pi r dr = \frac{\pi \rho g_I}{2\mu} (r_0^2 r - r^3) dr,$$

откуда полный расход через поперечное сечение трубы

$$Q = \frac{\pi \rho g i}{2\mu} r_0^2 \int_0^{3} r dr - \frac{\pi \rho g i}{2\mu} \int_0^{3} r^3 dr = \frac{\pi \rho g i}{8\mu} r_0^4 = \frac{\pi \rho g i}{128\mu} d^4.$$
 (5.7)

Зависимость (5.7) в гидравлике называют формулой Пуазейля; из нее следует, что расход жидкости через живое сечение круглой трубы при ламинар-



Вычислим среднюю скорость потока на основании известной зависимости $v = \frac{Q}{F} = \frac{\pi \rho \ gir_0^4}{8u\pi \ r_0^2} =$

(5.8)

ном режиме движения пропорционален диаметру трубы в четвертой степени.

 $=\frac{\rho gi}{8n}r_0^2=\frac{\rho gi}{32n}d^2.$

Рис. 43. Схема к выводу закона Пуазейля.

Из сравнения выражений (5.5) и (5.8) находим, что
$$v = 0.5 U_{\rm max}. \tag{5.9}$$

ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ (НАПОРА)
ПО ДЛИНЕ КРУГЛОГО ТРУБОПРОВОДА
ПРИ РАВНОМЕРНОМ ЛАМИНАРНОМ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ

Воспользовавшись формулой (5.8), найдем падение напора на единицу длины трубопровода

$$i = \frac{32\mu}{\rho \, gd^2} \, v. \tag{5.10}$$

Следовательно, по всей длине \boldsymbol{l} трубопровода потеря энергии определится величиной

$$h_{l} = il = \frac{32\mu \ lv}{a \ g \ d^{2}} \ . \tag{5.11}$$

для чего подставим в формулу (5.11) значение $\mu = \frac{vd\rho}{\mathrm{Re}}$; $h_l = \frac{32}{\mathrm{Re}} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{g} = \frac{64}{\mathrm{Re}} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$, (5.12) где λ — коэффициент сопротивления трения по длине потока, для ламинарного режима движения жидкости $\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}} \ . \tag{5.13}$

жении не зависят от шероховатости труб.

Из полученного выражения следует, что потери энергии (напора) h_l на трение по длине трубопровода в ламинарном потоке прямо пропорциональны средней скорости и зависят от линейных размеров трубопровода (l,d) и свойств жидкости (μ,ρ) . Так как эти потери увеличиваются с увеличением вязкости, в практике стремятся уменьшать вязкость жидкости ее нагреванием. Как видно из равенства (5.11), потери напора при ламинарном дви-

Выразим указанные потери напора в функции критерия Re.

Ряд исследователей указывают, что и для круглых труб формула (5.13) не всегда оправдывается. В частности, Френкелем [32] в результате исследования сопротивления стальных труб различного диаметра получены следующие значения для коэффициента сопротивления трения:

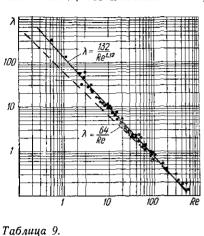
при диаметре трубы
$$d=27$$
 мм $\lambda=\frac{64}{\mathrm{Re}}$;
» » $d=41$ мм $\lambda=\frac{70,8}{\mathrm{Re}}$;
» » $d=75$ мм $\lambda=\frac{70}{\mathrm{Re}}$;
» » $d=106$ мм $\lambda=\frac{70,3}{\mathrm{Re}}$.

Исследования, проведенные на специально созданной установке в лаборатории гидравлики Киевского технологического института пищевой промышленности [40, 41], показали, что при течении очень вязких жидкостей, т. е. при очень малых значениях критерия Re, зависимость $\lambda = \frac{64}{Re}$ дает значения λ , существен-

ях критерия Re, зависимость $\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$ дает значения λ , существенно отличающиеся от результатов эксперимента. В работе [38] показано, что для очень вязких жидкостей (например, мелассы) справедливо экспериментально установленное соотношение (рис. 44).

$$\lambda = \frac{132}{Re^{1.12}}; \quad 0.5 \leqslant Re \leqslant 550.$$
 (5.14)

Результаты этих исследований приведены в табл. 9. Из данных таблицы следует, что с увеличением значения критерия Re значения λ, вычисленные по формуле (5.13), приближаются к значениям λ, определенным из соотношения (5.14), причем при Re > 150 указанные зависи-



соотношения (5.14), причем при Re ≥ 150 указанные зависимости дают практически одинаковые значения.

Рис. 44. Зависимость коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса.

Зависимость коэффициента сопротивления трения λ от величины Re для вязких жидкостей типа мелассы

Re	$\lambda = \frac{132}{\text{Re}^{1,12}}$	λ <u>= 64</u> Re	Re	$\lambda = \frac{132}{Re^{1,12}}$	$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$
0,5	286	128	50	1,66	1,28
1	132	64	60	1,35	1,07
2	60,8	32	75	1,07	0,854
3	38,3	21,3	100	0,76	0,64
4	28,1	16	150	0,48	0,427
5	21,75	12,8	200	0,347	0,32
10	10	6,4	250	0,275	0,256
20	4,61	3,2	300	0,219	0,213
30	2,95	2,13	400	0,162	0,16
40	2,14	1,6	500	0,126	0,128

НАПРЯЖЕНИЕ СИЛ ТРЕНИЯ В ПОТОКЕ ПРИ РАВНОМЕРНОМ ЛАМИНАРНОМ ДВИЖЕНИИ В КРУГЛОЙ ТРУБЕ

Напряжение сил трения жидкости о стенки горизонтального круглого трубопровода определяется выражением $au_0 = rac{1}{2}
ho \, gir_0.$

Из равенства (5.2) следует, что $\frac{dU}{dr} = -\frac{\varrho gir}{2\mu}$.

Сопоставив эти соотношения с учетом равенства $\tau = -\mu \frac{dU}{dr}$, приходим к заключению, что напряжение сил внутреннего трения в жидкости в любой точке на расстоянии r от центра трубы определится выражением

$$\tau = \frac{1}{2} \rho \, gir. \tag{5.15}$$

Следовательно,

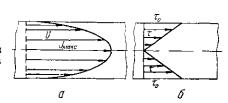
$$\frac{\tau}{\tau_0} = \frac{r}{r_0},\tag{5.16}$$

откуда

$$\tau = \tau_0 \frac{r}{r_0} \,. \tag{5.17}$$

Таким образом, напряжение сил трения в центре трубы (r=0) равно нулю, а максимальное напряжение будет на стенке $(r=r_0)$, когда $\tau=\tau_0$ (рис. 45). Изменение напряжения от стенки к центру трубы происходит по линейному закону.

Рис. 45 Распределение скоростей (а) и напряжений (б) при равномерном ламинарном движении жидкости в круглои трубе



Глава шестая

ТУРБУЛЕНТНЫЙ РЕЖИМ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Если жидкость движется вдоль потока в условиях внутренней неупорядоченности, хаотичности, то такое движение называется турбулентным.

Установлено, что при турбулентном движении истинная скорость частиц жидкости изменяется не только по значению, но и по направлению. При этом изменение во времени мгновенной скорости частиц в турбулентном потоке можно представить в виде пульсирующей величины.

Хаотический пульсирующий характер движения отдельных частиц значительно усложняет изучение турбулентности. В связи с этим исследования турбулентности в большинстве случаев носят полуэмпирический характер и сводится к изучению осредненных характеристик.

Осреднение мгновенных скоростей значительно упрощает рассмотрение турбулентного течения и делает его изучение более предметным, физически более ясным. Осреднение скоростей

может быть произведено следующим образом. Зафиксируем в турбулентном потоке жидкости произвольную точку A с координатами x. u. z.

Рассмотрим в этой точке изменение скорости во времени $U_A(t)$ (рис. 46). Значение скорости в некоторый момент времени (например, $t=t_0$) принято называть м г н о в е н н о й с к оростью. Вычислим площадь под кривой $U_A(t)$, для чего найдем интеграл за некоторый промежуток времени от $t_1 = 0$ до $t_2 = T_0$, воспользовавшись теоремой о среднем:

$$\int_{0}^{T_{0}} \overline{U}_{A}(t) dt = \overline{U}_{A} T_{0}, \qquad (6.1)$$

где $\overline{U}_A T_0$ — площадь прямоугольника $OBC\mathcal{I}_A$, равновеликая площади под кривой $U_A(t)$, заключенной между ординатами $t_1\!=\!0$ и $t_2\!=\!T_0$. Из выражения (6.1) найдем осредненную скорость

$$\overline{U}_A = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} U_A(t) dt, \qquad (6.2)$$

которая представляет собой высоту прямоугольника ОВСО. Если промежуток времени $(0, T_0)$ выбрать достаточно большим, то величина \overline{U}_A при дальнейшем увеличении T_0 не будет изменяться, т. е. не будет зависеть от T_0 , если, конечно, режим движения частиц жидкости будет устойчивым во времени. Аналогично может быть найдена осредненная скорость в любой другой точке турбулентного потока, например, точке В с координатами x_1, y_1, z_1 . Очевидно, что осредненная скорость в точке Aне обязательно должна быть равна осредненной скорости в точке В. Таким образом, в общем случае осредненная скорость является функцией координат x, y, z и не зависит от времени t, т. е. $\overline{U} = f(x, y, z)$. Зависимость осредненной скорости от про-

странственных координат в гидродинамике принято называть $U_{i}(t)$

Рис. 46. К определению мгновенной, осредненной и пульсационной скоростей.

ненной скорости \overline{U} и некоторой добавки U', значение которой непрерывно меняется во времени. Эту величину U' будем называть пульса-

полем осредненных скоро-

стей. Из приведенного анализа также следует, что мгновенную скорость U частиц жидкости можно рассматривать как сумму осред-

ционной скоростью. Таким образом, полная скорость в некоторой

точке потока
$$U=\overline{U}+U',$$
 (6.3)

откуда

$$U' = U - \overline{U}$$
.

На основании изложенного при рассмотрении закономерностей турбулентного течения поле истинных мгновенных скоростей может быть заменено полями осредненных и пульсационных скоростей.

Если учесть все сказанное об осредненных и пульсационных скоростях, то очевидно, что к турбулентному движению можно применить понятия об установившемся и неустановившемся движении.

ОБ ИСТОЧНИКЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ В ТУРБУЛЕНТНОМ ПОТОКЕ

Как предполагалось еще Буссинеском и затем подтверждено Рейнольдсом, причина зарождения касательных сил, действующих в турбулентном потоке, заключается в непрерывном обмене частицами между соседними слоями, в обмене масс жидкости, который сопровождается соответственным увеличением или уменьшением их количеств движения. Рассмотрим физическую сущность этого явления, для чего представим себе частицу жидкости в потоке, находящуюся в данное мгновение в точке A с координатами x, y, z (рис. 47).

Частица А находится в турбулентном потоке и перемещает-

ся вместе с ним вдоль оси Ox.

Мгновенная скорость U в рассматриваемый момент может быть представлена как геометрическая сумма ее проекций U \mathfrak{T}_y , U_z на оси координат. Причем, каждую из этих проекций

можно представить суммой осреднеаной и пульсацион-

ной скоростей:

$$\begin{cases}
U_x = \overline{U}_x + U_x'; \\
U_y = \overline{U}_y + U_y'; \\
U_z = \overline{U}_z + U_z'.
\end{cases} (6.4)$$

Пользуясь этими представлениями, рассмотрим динамику турбулентного движения жидкости. Пусть жидкость движется слева направо вдоль оси Ох между

Рис. 47. Динамика турбулентного движения.

плоскостями I и II, параллельными плоскости xOy и отстоящими друг от друга по вертикали на расстоянии t (площадь рассматриваемых поверхностей I и II обозначим через S).

Осредненная скорость в I плоскости вдоль потока равна \overline{U}_x . Следовательно, во II плоскости вдоль потока скорость частиц может быть принята $\overline{U}_x + \frac{d\overline{U}_x}{dz} I$, где $\frac{d\overline{U}_x}{dz}$ — градиент скорости

оси Oz, составит $\frac{d\overline{U}_x}{dz}$ l. Расстояние l между плоскостями взято таким, что каждая частица жидкости, переходящая из одной плоскости в другую, вполне приобретает скорость частиц, соответствующую своему новому положению. Величину l принято называть глубиной перемешивания.

В турбулентном потоке вследствие хаотического движения некоторые из частиц в результате поперечных перемещений со

вдоль оси Oz. Очевидно полное изменение скорости между I и II плоскостями, отстоящими друг от друга на расстоянии l вдоль

скоростью пульсации $U_z^{'}$ будут попадать из плоскости I в плоскость II и, наоборот. Поэтому между слоями жидкости, в общем случае, будет происходить некоторый обмен количеством движения. Примем, что в единицу времени из плоскости I в плоскость II переходит количество жидкости, масса которой выражается величиной $\rho SU_z^{'}$. В таком случае приращение количества движения, равное импульсу касательной силы T в единицу времени, может быть определено уравнением $\rho SU_z^{'}\left(\overline{U}_x + \frac{d\overline{U}_x}{dz} \cdot l\right) - \rho SU_z^{'}\overline{U}_x = T,$

откуда следует, что $T = \varrho \, S U_z' \, \frac{d \overline{U}_x}{dz} \, l.$

, может быть выражено зависимостью
$$\tau_{\rm r} = \frac{T}{S} = \varrho \; U_z' \, \frac{d\overline{U}_x}{dz} \, l. \tag{6.6}$$

(6.5)

Как было уже указано, полное изменение скорости между рас-

сматриваемыми слоями I и II определяется величиной $\frac{dU_x}{dz}$ I.

Если принять, что полное изменение скорости между смежными слоями частиц с неизменной массой при турбулентном обмене представляет собой не что иное как скорость пульсации U_z' , то $U_z' = \frac{d\overline{U}_x}{dz} l,$

и следовательно,

$$\tau_{\rm r} = \rho I^2 \left(\frac{d\overline{U}_x}{dz} \right)^2. \tag{6.7}$$

Таким образом, напряжение $\tau_{\rm T}$ в развитом турбулентном движении пропорционально квадрату градиента скорости. Это согласуется с данными инженерной практики.

Используя аналогию с напряжением вязкого трения τ_μ в ламинарном потоке, уравнение (6.7) можно представить в виде

$$\tau_{\rm T} = \eta \, \frac{d\overline{U}_{\rm x}}{dz} \,, \tag{6.8}$$

где $\eta = \rho l^2 \, \frac{d \overline{U_x}}{dz}$ — коэффициент турбулентной или виртуальной вязкости.

Соображения, изложенные выше, дают основание утверждать, что потеря энергии при турбулентном движении жидкости, а следовательно, и касательные напряжения в турбулентном потоке, являются функцией не только сил внутреннего трения, обусловленных вязкостью жидкости $\tau_{\mu} = \mu \frac{dU}{dz}$, но и функцией касательных сил, обусловленных турбулентным перемешиванием $\tau_{\rm T} = \rho l^2 \left(\frac{d\bar{U}_x}{dz}\right)^2$. В общем случае напряжение в турбулентном потоке определяется суммой

$$\tau = \tau_{\mu} + \tau_{\tau} = \mu \frac{dU}{dz} + \rho l^2 \left(\frac{d\overline{U}}{dz}\right)^2. \tag{6.9}$$

СТРУКТУРА ТУРБУЛЕНТНОГО ПОТОКА. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТЕЙ

Рассмотрим турбулентный поток в круглой трубе. Как показали экспериментальные исследования, структура турбулентного потока в поперечном сечении трубы неоднородна. Скорость частиц, непосредственно соприкасающихся со стенкой, равна нулю вследствие их прилипания к неподвижной стенке. Частицы, движущиеся вдоль потока и находящиеся в непосредственной близости от стенки, испытывают ее направляющее действие, так как поперечное движение частиц оказывается невозможным.

Установлено, что нарастание скорости движения от нуля у стенки происходит очень быстро. Чем ближе к центру трубы, градиент скорости $\frac{dU}{dr}$ резко уменьшается и при высокой степени турбулентности становится очень малым.

Малые градиенты скорости в центральной части потока обусловлены высоким турбулентным обменом и ведут к выравниванию распределения скоростей (рис. 48) по сравнению с ламинарным движением.

Как было показано ранее, распределение скоростей при ламинарном движении имеет большую неравномерность: отношение средней скорости к максимальной составляет $\frac{v}{U_{\max}} = 0.5$.

В турбулентном потоке отношение соответствующих скоростей больше. Так, например, установлено, что при $Re = 2700 \frac{v}{U_{mex}} =$

$$=0,75;$$
 при $\mathrm{Re}=10^6$ $\frac{v}{U_{\mathrm{max}}}=0,86;$ при $\mathrm{Re}=10^8$ $\frac{v}{U_{\mathrm{max}}}=0,9.$

Рис. 48. Структура ламинарного (a) и турбулентного (b) потока в круглой трубе.

Таким образом, с увеличением степени турбулентности отношение $\frac{v}{U_{m^*x}}$ стремится к единице. При Re $\to \infty$ распределение скоростей соответствует случаю движения идеальной — невязкой жидкости, т. е. в пределах поперечного сечения скорость движения жидкости одинакова. Причем, в непосредственной близости от стенки трубы образуется тончайший слой жидкости $\delta_{\text{вязк}}$, в котором сказываются сопротивления только сил внутреннего трения и напряжение в этом слое определяется величиной $\tau_{\mu} = \mu \frac{dU}{dr}$. В этом слое градиент скорости наибольший.

В центре трубы ядро турбулентного потока движется почти с одинаковой скоростью, и потому градиент скорости $\frac{dU}{dr}=0$,

т. е. силы вязкости практически не проявляются.

В ядре турбулентного потока определяющими являются сопротивления, обусловленные виртуальной вязкостью η , турбулентным обменом масс, а напряжение соответствует величине

$$\tau_{\rm r} = \rho \, l^2 \left(\frac{dU}{dr} \right)^2 = \eta \, \frac{dU}{dr} \, .$$

Между вязким подслоем турбулентного потока толщиной $\delta_{\text{вязк}}$ и ядром турбулентного потока имеется переходная зона (рис. 48), в которой сказываются в той или иной мере как вязкие сопротивления, так и сопротивления, обусловленные турбулентным обменом масс. Таким образом, при турбулентном течении реальных жидкостей в трубе влияние вязкости проявля-

а

ется в очень тонком слое, находящемся в непосредственной близости от твердых стенок. В этом слое скорость течения возрастает от нуля (на стенке) до своего полного значения в ядре потока, в котором жидкость можно рассматривать текущей без трения. Этот тонкий слой жидкосги принято называть пограничным. Его толщина равна сумме толщин вязкого подслоя и переходной зоны.

Турбулентный режим в ядре потока характеризуется преобладанием сил инерции над силами сцепления (трения). Переход от ламинарного режима к турбулентному происходит тогда, когда инерционные усилия J в жидкости начинают преобладать над силами сцепления T, обусловленными вязкостью μ . Силы инерции можно представить в виде

$$J=m\frac{dv}{dt}=\rho l^3\frac{v^2}{l},$$

а силы, обусловленные вязкостью, как

$$T = \mu F \frac{dv}{dn} = \mu l^2 \frac{v}{l}.$$

Отношение этих сил

$$\frac{J}{T} = \frac{\rho \, lv}{\mu} = \frac{lv}{\nu} = \text{Re}.$$

Следовательно, критерий Рейнольдса равен отношению силинерции к силам сцепления, обусловленным вязкостью.

вязкий подслой в турбулентном потоке

Условия течения жидкости в турбулентном потоке вблизи стенок, ограничивающих поток, значительно отличаются от условий течения в центре потока — его ядре. В непосредственной близости от твердой стенки пульсация скорости ограничена и длина турбулентного перемешивания $t\!=\!0$. Скорость частиц жидкости на самой стенке $U\!=\!0$, но затем быстро растет и на очень небольшом расстоянии от стенки $\delta_{\rm вязк}$, благодаря быстрому нарастанию, достигает величины вполне соизмеримой со скоростью в ядре потока.

Тонкий слой жидкости у самой стенки толщиной $\delta_{\text{вязк}}$, где происходит наибольшее нарастание скорости, т. е. где градиент скорости $\frac{dU}{dr}$ достаточно велик и касательное напряжение пря-

мо пропорционально вязкости, называется вязким подслоем. Если рассматривать турбулентный поток в круглой трубе, то такой быстрый рост скорости U на незначительном интервале

 $rac{dU}{dr} pprox rac{U_{
m nc}}{\delta_{
m вязк}}$, (6.10) где $U_{
m nc}$ — скорость на внутренней поверхности вязкого подслоя, т. е. на расстоянии $\delta_{
m вязk}$ от стенки.

 $\delta_{\text{вязк}}$ в перпендикулярном к потоку направлении дает основание для допущения, что изменение скорости происходит по закону

Поэтому касательное напряжение то у стенки

(6.11)

(6.15)

 $au_0 = \mu \, rac{dU}{dr} = \mu \, rac{U_{
m BC}}{\delta_{
m bolay}} \, .$

Поделив обе части полученного равенства на
$$\rho$$
, получим
$$\frac{\tau_0}{\rho} = \frac{\mu}{\rho} \; \frac{U_{\rm nc}}{\delta_{\rm вязк}} \; . \tag{6.12}$$

Введем обозначение $U_* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}$ и преобразуем предыдущее равенство к виду

$$U^2_*$$
 $=$ Y $rac{U_{
m \pi c}}{\delta_{
m BR3K}}$,

откуда

$$\frac{U_{\text{nc}}}{U_*} = \frac{U_* \delta_{\text{BR3K}}}{v} . \tag{6.13}$$

 U_* Величину U_* , имеющую размерность скорости, принято называть динамической скоростью.

динамическои скоростью. Правая часть полученного равенства сходна с критерием Re

и характеризует режим движения жидкости вблизи стенки. Установлено, что эта величина постоянна для различных жидкостей: $N = \frac{U_* \, \delta_{\text{вязк}}}{U_* \, \delta_{\text{вязк}}} = \text{const.} \tag{6.14}$

$$N = \frac{0*0893K}{v} = const.$$
 (6.14) Исследователями приводятся некоторые отличающиеся друг от друга численные значения величины N. Так, по данным Никурадзе N=11,6, а по данным Гуржиенко N=10,5. Из равенства

(6.14) найдем толщину вязкого подслоя $\delta_{\text{вязк}} = N \, \frac{\mathsf{v}}{U_{\sigma}}$

и подставим в полученное выражение значение

$$U_* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}} \,, \tag{6.16}$$

здесь $\tau_0 = \frac{1}{2} \, \rho \, gir_0$ в соответствии с уравнением (4.29). С другой

стороны

$$h_l = il = \lambda rac{l}{d} rac{v^2}{2g}$$
 ,

откуда

$$i = \frac{\lambda}{d} \frac{v^2}{2e},$$

и следовательно,

$$\tau_0 = \frac{1}{2} \, \rho \, gir_0 = \frac{1}{2} \, \rho \, g \, \frac{\lambda}{d} \, \frac{v^2}{2g} \, \cdot \frac{d}{2} = \frac{1}{8} \, \rho \lambda \, v^2.$$

Подставим полученное значение в равенство (6.16) и получим

$$U_* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}} = \sqrt{\frac{1}{8} \lambda v^2} = v \sqrt{\frac{\lambda}{8}}.$$

Наконец, подставив это значение U_{st} в уравнение (6.15), найдем, что

$$\delta_{\text{вязк}} = N \frac{v}{v \sqrt{\lambda}} \cdot 2 \sqrt{2}.$$

Умножив и разделив это выражение на d и подставив численное значение N, получим

$$\delta_{\text{BSISK}} = 11.6 \cdot 2 \sqrt{2} \frac{d}{\sqrt{\lambda}} \frac{v}{vd} \approx 32.8 \frac{d}{\text{Re } \sqrt{\lambda}}. \tag{6.17}$$

Чем больше Re, т. е. чем выше степень турбулентности потока, тем меньше толщина вязкого подслоя. При $Re \to \infty$ $\delta_{вязк} \to 0$ и вязкий подслой исчезает, труба как бы заполняется по всему сечению турбулентным ядром, движущимся с одинаковой скоростью, т. е. с градиентом скорости $\frac{dU}{dr} = 0$. В этом случае поток в трубе приобретает признаки течения идеальной жидкости.

ОСНОВНЫЕ ИСТОЧНИКИ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ (НАПОРА)

ПО ДЛИНЕ ПОТОКА.

ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ШЕРОХОВАТОСТЬ ТРУБ

Известно, что при ламинарном режиме движения жидкости потери энергии (напора) вдоль потока объясняются сопротивлением сил внутреннего трения и, следовательно, зависят от вязкости жидкости.

Аналитически влияние сил внутреннего трения учитывается при этом зависимостью (5.13) с помощью критерия Re. Иными словами, коэффициент сопротивления трения по длине λ при ламинарном движении является функцией только критерия Рейнольдса, а от материала и состояния поверхности стенок, окружающих поток, не зависит.

Иное положение наблюдается при турбулентном движении. Здесь нет однообразия с точки зрения действующих сил в различных точках сечения потока. Так, в пристенном слое турбулентного потока, благодаря направляющему действию стенок, сказывается, главным образом, вязкость жидкости и, следовательно, источником потерь напора в этом тончайшем слое являются силы внутреннего трения.

В переходной зоне — между пристенным слоем и ядром тур-булентного потока проявляют себя силы вязкости и силы инер-



ватость труб.

ции, обусловленные пульсационными изменениями скорости. Наконец, в центральной части потока — в турбулентном ядре, где скорость частиц вдоль потока практически одинакова, жидкость ведет ссбя как невязкая и потери энергии (напора) вдоль по-

тери энергии (напора) вдоль потока по его длине определяются только инерционными усилиями. В качестве источника потерь энергии при турбулентном дви-

жении инерционные силы проявляют себя через касательные силы, обусловленные турбулентным перемешиванием частиц. Это перемешивание, в свою очередь, зависит от турбулентной или

виртуальной вязкости (6.8).

В соответствии с изложенным, потери энергии вдоль потока при турбулентном режиме движения не будут зависеть от материала и состояния поверхности трубопровода до тех пор, пока существует пристенный вязкий подслой, покрывающий неровности внутренней поверхности. Высоту неровностей — выступов на внутренней поверхности трубопровода принято называть абсолютной шероховатостью и обозначать Δ (рис. 49).

Отношение абсолютной шероховатости к радиусу трубопровода $\frac{\Delta}{r}$ называется относительной шероховатостью, а обратная ве-

личина $\frac{r}{\Delta}$ — относительной гладкостью.

Во многих случаях удобно пользоваться понятием эквивалентной шероховатости, при которой потери удельной энергии равны истинным потерям в трубопроводе с натуральной шероховатостью для одинаковых условий течения.

Такое определение шероховатости позволяет упростить выполнение расчетов по данным испытаний.

В тех случаях, когда $\delta_{вязк} > \Delta$, т. е. когда все неровности покрыты пристенным слоем жидкости, труба может считаться гидравлически гладкой; когда $\delta_{вязк} < \Delta$ — труба считается гидравлически шероховатой, так как вершины выступов частично оголяются и оказывают сопротивление потоку. Чем выше степень турбулентности потока, т. е. чем больше Re, тем тоньше пристенный слой ($\delta_{вязк}$). Очевидно тем больше оснований предполагать, что труба окажется шероховатой.

Таким образом, одна и та же труба с одной и той же абсолют-

ной шероховатостью Δ может оказаться гидравлически гладкой при небольшой степени турбулентности и шероховатой при высокой степени турбулентности. Величину абсолютной шероховатости Δ принимают в расчетах по справочным данным, которые приводятся в специальной литературе [11, 15]. Приводим значения абсолютной шероховатости для различных труб.

XAPAKTEP I	оверхнос:	ги труб		Δ, мм	
Чистые из стекла				. 0,0015—0	0,01
» цельнотянуть			свинц	ıa 0,0015(0,01
Новые бесшовные ст	альные			0,04-0,1	7
Цельнотянутые стал				ет	
эксплуатации .				. 0,19	
Асфальтированные с	гальные			0,12-0,2	1
Новые чугунные				0.31-0.4	
Из листовой стали и	хорошо заг	- 	пемен	Т-	
ные				. 0.33	
Асбестоцементные				. 0,05-0,6	
Водопроводные, быв:	шие в эксп	луятании			
Чугунные сильно заг				. До 3.0	
Бетонные (средние у	спория)	• •	•		

Как показывают опыты, коэффициент сопротивления трения λ по длине потока, учитывающий гидравлические условия течения при турбулентном режиме, зависит не только от вязкости жидкости, но и от шероховатости стенок $\frac{\Delta}{r}$, т. е. $\lambda = f\left(\operatorname{Re}, \frac{\Delta}{r}\right)$.

Поэтому достоверность расчета потерь энергии при турбулентном движении во многом зависит от правильного определения коэффициента сопротивления трения по длине λ. Исследованию сопротивления труб посвящено много работ в нашей стране и за рубежом. Однако, до сих пор, из-за сложности турбулентного течения нет общего теоретического метода определения λ для труб с различной шероховатостью при разной степени турбулентности потока. Поэтому существует много эмпирических формул для определения λ. Каждая из этих формул действительна только для тех условий, при которых она была получена. Это, практически, очень усложняет выбор оптимального значения λ для каждого конкретного случая.

Прежде чем перейти к конкретному определению зависимостей для расчета коэффициента сопротивления трения λ, приведем некоторые данные из работы И. Никурадзе [32].

Он исследовал сопротивления трубопроводов с равномерной зернистой искусственной шероховатостью, полученной в результате наклеивания песчинок на внутреннюю поверхность труб, а также обработал больщое количество данных о сопротивлении различных трубопроводов при различных режимах движения и графически представил соответствующие зависимости (рис. 50).

Из данных, полученных Никурадзе, следует, что зависимость коэффициента сопротивления трения по длине λ от Re может быть разделена на три зоны.

Первая зона, где значения λ расположены вдоль участка прямой 1-2, относится к ламинарному движению. Здесь λ является функцией только Re и определяется зависимостью $\lambda = \frac{64}{D_{\rm e}}$.

Во второй зоне закономерности, которым подчиняется λ , не однообразны. Так, при Re> 2320, примерно до Re \approx 4000, движе-

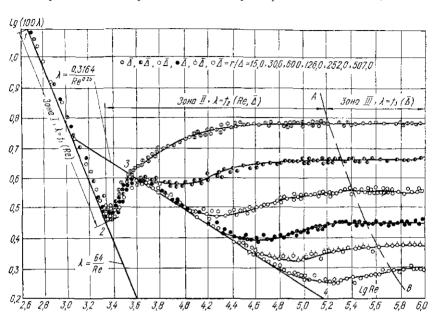


Рис. 50. Кривые зависимости коэффициентов сопротивления трения от режима движения и шероховатости труб.

ние жидкости характеризуется сложным законом гидравлического сопротивления. Потери напора почти не зависят от шероховатости труб и экспериментальные данные о величине λ для различных труб укладываются вдоль кривой 2-3. Для этой области течения величина коэффициента сопротивления трения может определяться зависимостью, полученной H. 3. Френкелем:

$$\lambda = \frac{2.7}{\text{Re}^{0.53}} \,. \tag{6.18}$$

При турбулентном режиме движения, когда Re>4000, различают гидравлически гладкие трубы, т. е. такие, у которых шероховатость Δ меньше толщины вязкого подслоя $\delta_{\text{вязк}}$. Потери напора в таких трубах, а следовательно, и λ не зависят от шероховатости, а являются только функцией величины Re. Экспериментальные точки, характеризующие λ при течении жидкости в этих

условиях располагаются вдоль прямой линии 3-4. Величина λ в этом случае с достаточной точностью определяется формулой Блазиуса $\lambda = \frac{0.3164}{\text{Re}^{0.25}} \, .$ (6.19)

лентном движении в пределах 4 000 < Re < 100 000. Если 100 000 < Re < 3 000 000 может быть применена формула

 $\lambda = 0.032 + \frac{0.221}{Re^{0.237}}$. (6.20)

Формула Блазиуса применяется для гладких труб при турбу-

$${\rm Re}^{0,237}$$
. П. Н. Конаковым предложена формула для определения λ гидравлически гладких труб без ограничения величины Re

Для гидравлически гладких труб при Re>5000 Г. К. Филоненко предложил формулу

 $\lambda = \frac{1}{(1.8 \lg \text{Re} - 1.5)^2} \, .$

$$\lambda = \frac{0.55}{\lg \frac{\text{Re}}{8}}$$
. (6.22)
Последние две зависимости при расчетах дают очень близкие

Последние две зависимости при расчетах дают очень близкие значения λ. Правее линии 3-4 до условной линии AB на графике Нику-

радзе расположены данные о величине λ в доквадратичной области сопротивления. В этой области турбулентного движения для не вполне шероховатых труб потери напора определяются числом Рейнольдса и шероховатостью. Чем больше шерохова-

тость труб, т. е. чем меньше $\frac{r}{\Delta}$, тем больше λ и, следовательно, больше потери напора.

Поэтому при одном и том же значении Re для труб различной шероховатости величина λ не будет одинаковой. Это отражено на графике семейством кривых, относящихся к трубам различной

гладкости — в пределах от 15 до 507. Для этой области течения можно использовать ряд зависимостей, в том числе формулу Кольбрука

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2\lg\left(\frac{\Delta_{\rm 9K}}{3.7d} + \frac{2.51}{{\rm Re}\,V^{\,\overline{\lambda}^{-}}}\right), \tag{6.23}$$
 которая пригодна для расчета как гидравлически гладких труб,

так и труб с естественной шероховатостью. Для этой области течения можно применить также формулу, предлагаемую Н. З. Френкелем для турбулентного движения в промышленных шероховатых и гладких трубах:

 $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2\lg\left[\frac{\Delta}{3,7d} + \left(\frac{6,81}{\text{Re}}\right)^{0,9}\right].$ (6.24)

(6.21)

В случае гладких труб или при малом влиянии шероховатости член $\frac{\Delta}{3.7d}$ значительно меньше величины $\left(\frac{6.81}{\text{Re}}\right)^{0.9}$ и тогда формула

(6.24) приобретает вид

При высокой степени турбулентности, когда значение Re велико, можно пренебречь вторым членом формулы (6.24), т. е.
$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2\lg\frac{3.7d}{\Delta} \; .$$

 $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1.8 \lg \frac{\text{Re}}{6.81}$.

Для расчета технических трубопроводов, в условиях наиболее вероятных в практике, А. Д. Альтшулем [3] предложена приближенная зависимость

$$\lambda = 0,11 \left(rac{\Delta_{
m 9K}}{d} + rac{68}{{
m Re}}
ight)^{0,25}$$
, (6.25) где $\Delta_{
m 9K}$ — некоторая однородная щероховатость, эквивалентная

искусственной шероховатости, создаваемой наклеиванием песчинок на внутреннюю поверхность трубопровода. Для гладких труб величина $\frac{\Delta_{9k}}{d}$ оказывается пренебрежимо

малой и формула (6.25) приобретает вид

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{68}{\text{Re}} \right)^{0.25} = \frac{0.316}{\text{Re}^{0.25}}.$$

При высокой степени турбулентности (Re→∞)

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{\Delta_{9K}}{d} \right)^{0.25}.$$

Ф. А. Шевелев по данным исследований [37] предлагает определять λ в переходной области для определенных видов труб и

делять
$$\lambda$$
 в переходной области для определенных видов труб и различных жидкостей по формуле
$$\lambda = \left(\frac{A^{\frac{1}{m}}}{d} + \frac{B^{\frac{1}{m}}}{B^{\frac{1}{m}}}\right)^{m}, \tag{6.27}$$

(6.26)

 $\lambda = \left(\frac{A^{m}}{d} + \frac{B^{m}}{Re}\right)$, (6.27) где величины A, B и m определяются из опыта. Пользуясь этой зависимостью, ее автором получена, например, формула для расчета λ в переходной области для новых стальных труб (без стыков):

$$\lambda = \left(\frac{0.0117^{0.226}}{d} + \frac{0.23^{0.226}}{Re}\right)^{0.226}.$$
 (6.28)

Рассмотрим третью зону, где сопротивление пропорционально квадрату скорости, т. е. зону квадратичного сопротивления (рис. 50 правее линии *AB*). Здесь потери напора и коэффициент сопро-

не зависят. Поэтому графики, определяющие величину λ для квадратичного сопротивления, представляют собой прямые, параллельные оси абсцисс. Условная кривая АВ проведена на графике Никурадзе так, что она пересекает все линии $\lambda = f\left(\operatorname{Re}, \frac{r}{\Lambda}\right)$ для труб различной шероховатости в точках, где эти линии ста-

тивления трения по длине λ зависят от гладкости $\left(\frac{r}{\Delta}\right)$, а от Re

новятся параллельными оси абсцисс, т. е. в точках, где λ перестает зависеть от Re. Для области квадратичного сопротивления применяются различные зависимости для определения А. Так, например, для шероховатых труб при высокой степени турбулентности рекомендуется зависимость

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1.74 + 2\lg\frac{r}{\Delta} . \tag{6.29}$$

Широкое распространение для этой области турбулентного течения имеет также формула Б. Л. Шифринсона

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{\Delta}{d}\right)^{0.25}.\tag{6.30}$$

А. Д. Альтшуль предлагает представить формулу для коэффициента сопротивления технических трубопроводов в квадратичной области в виде

$$\frac{1}{V_{I}} = 1.8 \lg \frac{d}{k_{1}}, \qquad (6.31)$$

где k_1 — приведенная линейная шероховатость, зависящая от средней высоты выступов и прочих характеристик шероховатости. Она определяется из обработки экспериментальных данных Ф. А. Шевелев на основе обширных экспериментальных дан-

ных предлагает для области квадратичного сопротивления фор-

$$\lambda = \frac{A}{a^m} \,, \tag{6.32}$$

где A и m определяются по опытным данным.

Эта формула приобретает конкретный вид по данным автора: а) для новых стальных труб (без стыков).

$$\lambda = \frac{0.0121}{d^{0.226}}; \tag{6.33}$$

б) для новых чугунных труб

мулу типа

$$\lambda = \frac{0.0143}{0.0284}; \tag{6.34}$$

в) для труб с песчаной шероховатостью ($\Delta = 0.5$ мм)

$$\lambda = \frac{0.0173}{d^{0.292}}; \tag{6.35}$$

г) для труб с песчаной шероховатостью ($\Delta = 1$ мм)

$$\lambda = \frac{0.0210}{d^{0.294}} \,. \tag{6.36}$$

Глава седьмая

МЕСТНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

В производственной практике перемещение жидкости в потоках связано с преодолением сопротивлений по длине потоков, а также и различных местных сопротивлений: поворотов, диафрагм, задвижек, вентилей, кранов, различных ответвлений и т. п.

На преодоление местных сопротивлений затрачивается определенная часть энергии потока, которую часто называют потерей напора на местные сопротивления. Обычно эти потери выражают в долях скоростного напора, соответствующего средней скорости жидкости в трубопроводе до или после местного сопротивления.

Аналитически потери напора на преодоление местного сопротивления выражают в виде

$$h_r = \zeta \frac{v^2}{2\sigma} \,, \tag{7.1}$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления (обычно определяется опытным путем).

Данные о значении коэффициентов различных местных сопротивлений приводятся в соответствующих справочниках, учебниках и различных пособиях по гидравлике в виде отдельных значений ζ, таблиц, эмпирических формул, диаграмм и т. п.

ПОТЕРИ НАПОРА ПРИ ВНЕЗАПНОМ РАСШИРЕНИИ СТРУИ. ТЕОРЕМА БОРДА

Исследования потерь энергии (напора), обусловленных различными местными сопротивлениями, ведутся уже более ста лет. В результате экспериментальных исследований, проведенных в СССР и за рубежом в различное время, получено огромное количество данных, относящихся к разнообразнейшим местным сопротивлениям для конкретных практических задач. Что же касается теоретических исследований, то им пока поддаются только некоторые местные сопротивления.

Наиболее полно теоретически исследованы характеристики сопротивлений при внезапном расширении струи. Пользуясь ме-

тодикой академика Н. Н. Павловского [23] рассмотрим сначала определение потерь напора при внезапном расширении струи для установившегося движения реальной жидкости.

Предположим, что жидкость движется из трубы І меньшего диаметра в трубу II большего диаметра (рис. 51). Если средняя скорость в трубе I была v_1 , то пройдя через сечение mn в трубу

II, жидкость будет стремиться сохранить ту же скорость. Но в трубе II, сечение которой F_2 значительно больше сечения F_1 , скорость v_2 жидкости будет значительно меньше v_1 .

Вследствие этого на некотором участке длиной l будет происходить выравнивание скоростей, т. е. изменение скорости от v_1 до v_2 . Струя движущейся жидкости, изменяя свое сечение (расширяясь) от F_1 до F_2 , будет испытывать сопротивление co стороны жидкости, окружающей ее в кольневом объеме *ABCDmn*. ставляющий собой водоворотную область, в дальнейшем, для удобства, будем обозначать N-N.

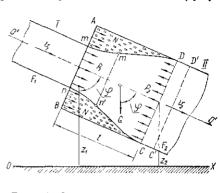


Рис. 51. Схема потока при внезапном расширении трубы. Этот кольцевой объем, пред-

Облем N-N не принимает участия в общем поступательном движении жидкости, вследствие чего на поверхности mD и nCпоступательно движущейся струи возникает трение частиц, стремящихся сообщить некоторое движение ближайшим частицам неподвижного объема N—N. При этом в последнем возникают вращательные течения, постепенно затухающие по мере приближения к стенкам, окружающим поток. Можно полагать, что водоворотные течения в объеме N-N и тормозящее действие этого объема на поступательное движение струи и являются источником потерь напора в местном сопротивлении при внезапном расширении струи.

Обозначим давления в центрах тяжести сечений ти и СД соответственно через p_1 и p_2 , причем последнее сечение выбирается так, что в нем поток сплошь заполняет трубу II. Отсчет координат будем производить относительно горизонтальной плоскости хоу — плоскости сравнения, обозначенной на рисунке ох.

Из описания схемы потока следует, что на промежуточном участке l, где происходит расширение потока, элементарные струйки, его составляющие, не параллельны друг другу. Учитывая это, составим уравнение Бернулли для крайних сечений тп и СД, для которых можно допустить, что элементарные струйки, составляющие поток в этих сечениях, достаточно близки к условию параллельности.

С учетом введенных обозначений уравнение можно представить в виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{pg} + \frac{a_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{pg} + \frac{a_2 v_2^2}{2g} + h_r, \qquad (7.2)$$

где h_r — общая потеря напора при внезапном расширении струи, включая и потери энергии на внешнее трение частиц жидкости по длине l о стенки трубопровода, по которому движется поток. Но, принимая во внимание относительно небольшое значение l, этой частью потерь можно пренебречь. Таким образом, потери напора h_r в уравнении (7.2) будут определяться только расширением струи, т. е. величиной

$$h_r = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} + \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right),$$
 (7.3)

где $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, а разность двучленов, стоящих в скобках, следует выразить в функции скоростей.

Рассмотрим элемент потока mnCD, который за время dt переместится в положение m'n'C'D'. Так как в объеме N-N поступательного перемещения частиц нет, следует предположить, что объем mnm'n' условно перемещается в положение объема CDD'C' и что они равны друг другу.

Применим к перемещению элемента жидкости mnn'm' закон количества движения, по которому проекция приращения количества движения массы данного элемента ΔM за некоторый промежуток времени dt на направление движения O'O' должна быть равна проекции импульса всех сил, действующих на рассматриваемый элемент за тот же промежуток времени:

$$\Delta Mvdt = \sum_{i} Y_{i}dt, \qquad (7.4)$$

где $\Delta Mvdt$ — приращение количества движения рассматриваемого элемента за время dt;

 $\sum Y_i \ dt$ — сумма импульсов всех сил, действующих на тот же элемент за тот же промежуток времени.

За ось проекций примем ось потока O'O', которая наклонена к вертикали под углом φ .

Определим приращение количества движения как $\Delta Mv = M_2v_2-M_1v_1$. Учитывая, что масса жидкости в кольцевом объеме N-N в поступательном перемещении потока не участвует, приходим к заключению, что приращение количества движения в этом объеме равно нулю. Можно прийти к выводу, что измене-

ние количества движения массы объема m'n'CD также равно нулю вследствие того, что пространственное положение массы, заключенной в этом объеме, за время dt не меняется и количество движения этой массы в начальном и конечном положении рассматриваемого элемента не изменится (объем m'n'CD является общим для начального и конечного положения).

Следовательно, изменение количества движения рассматриваемого элемента жидкости при внезапном расширении струи сводится лишь к изменению количества движения массы элемента mnn'm' при его условном перемещении в положение CDD'C', т. е. изменение количества движения за время dt равно

$$\Delta Mvdt = (M_2v_2 - M_1v_1) dt.$$

Принимая во внимание, что

$$M_2 = \rho \, v_2 F_2; \quad M_1 = \rho \, v_1 F_1,$$

находим

$$\Delta Mvdt = \rho (F_2 v_2^2 - F_1 v_1^2) dt.$$

В соответствии с законом неразрывности потока $v_1F_1 = v_2F_2$, т. е. $F_1 = F_2 \, \frac{v_2}{v_1}$. Следовательно, общее приращение количества

движения жидкости рассматриваемой системы может быть запи-

сано в виде

$$\Delta Mvdt = \rho F_2 v_2 (v_2 - v_1) dt. \tag{7.5}$$

Теперь определим сумму импульсов всех сил $\Sigma Y_i dt$, действующих на ту же систему за время dt. На выделенный объем ABCDдействуют силы, проекции импульсов которых на направление движения за время dt определяются следующим образом.

Гидродинамическое давление в трубе меньшего сечения в момент выхода жидкости в трубу большего сечения обозначим через p_1 . Тогда полная сила давления в сечении mn будет равна $P_1 = p_1 F_1$. Эта сила направлена вдоль оси потока и имеет положительный знак. С некоторой погрешностью можно предположить, что гидро-

динамическое давление во всем начальном сечении АВ потока после расширения трубы до сечения F_2 , включая и сечение F_3 . распределяется по гидростатическому закону. Тогда сила гидродинамического давления в начальном сечении АВ объема АВСО будет $P_1 = p_1 F_2$, а соответствующий импульс силы за время dt выразится величиной

$$P_1 dt = p_1 F_2 dt.$$

Так как сила гидродинамического давления направлена вдоль потока, проекция импульса этой силы на направление движения за время dt выразится величиной p_1F_2dt .

Гидродинамическое давление в конечном сечении CD обозначим через p_2 . Тогда полная сила давления в этом сечении P_2 = $=p_{2}F_{2}$. Эта сила действует вдоль оси потока против направления движения, поэтому проекция импульса этой силы на направление движения за время dt выразится величиной p_2F_2dt , взятой со знаком минус.

Сила тяжести G жидкости, находящейся в объеме $ABC\mathcal{I}$, определится величиной $G = \rho g F_2 l$, а ее проекция на направление движения

$$G\cos\varphi = \rho gF_2l\cos\varphi = \rho gF_2(z_1 - z_2),$$

так как $l \cos \varphi = z_1 - z_2$. Следовательно, проекция импульса силы тяжести за время dt определится величиной $\rho g F_2(z_1-z_2) dt$. Итак, суммарная проекция на направление движения импуль-

егтак, суммарная проекция на направление движения импульса всех сил, действующих на объем
$$ABCD$$
 за время dt , может быть представлена в виде
$$\sum_{i} Y_{i} dt = p_{1} F_{2} dt - p_{2} F_{2} dt + \rho g F_{2} (z_{1} - z_{2}) dt. \tag{7.6}$$

Из сравнения равенств (7.4), (7.5) и (7.6) находим $\rho \, v_2 F_2 \, (v_2 - v_1) \, dt = p_1 F_2 dt - p_2 F_2 dt + \rho \, g F_2 \, (z_1 - z_2) \, dt.$

Разделив это выражение на $\varrho g F_2 dt$, получим $\frac{v_2^2}{g} - \frac{v_1 v_2}{g} = \frac{p_1}{p g} - \frac{p_2}{p g} + z_1 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_1}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_1 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_1}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_1}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_1}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_1}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_1}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_1}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_1}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 - z_2 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_2}{p g}\right) - \frac{p_2}{p g} + z_2 - z_2 - z_2 - z_2 -$

$$-\left(z_2+\frac{p_2}{\varrho\,g}\right). \tag{7.7}$$
 Разность двучленов, стоящих в скобках в правой части уравнения (7.3), заменим равным этой разности выражением из уравнения (7.7), тогда
$$h_r=\frac{v_1^2}{2g}-\frac{v_2^2}{2g}+\frac{v_2^2}{g}-\frac{v_1v_2}{g}=\frac{v_1^2-2v_1v_2+v_2^2}{2g}=$$

(7.7)

Таким образом, потеря напора при внезапном расширении струи

 $=\frac{(v_1-v_2)^2}{2\sigma}.$

$$h_r = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}$$
. (7.8) Так как разность $v_1 - v_2$ является уменьщением скорости при переходе жидкости из трубы малого сечения в трубу больщего

сечения, из выражения (7.8) * следует, что местная потеря напора при внезапном расширении струи равна скоростному напору потерянной скорости. Заметим, что равенство (7.8) после очевидных преобразова-

ний может быть приведено к виду
$$h_r = \frac{v_1^2}{2g} \left(\frac{F_1}{F_2} - 1\right)^2 = \frac{v_1^2}{2g} \, \xi_1 \quad \text{или} \quad h_r = \frac{v_2^2}{2g} \left(\frac{F_2}{F_1} - 1\right)^2 = \frac{v_2^2}{2g} \, \xi_2,$$

$$=rac{-2}{2g}\, \xi_{\mathbf{2}},$$
причем

 $[\]xi_1 = \left(\frac{F_1}{F_2} - 1\right)^2; \quad \xi_2 = \left(\frac{F_2}{F_1} - 1\right)^2.$ (7.9)

^{*} Вывод уравнения (7.8) и формулировка закономерности течения жидкости при внезапном расширении струи принадлежат французскому ученому Борда (1766 г.).

ОСНОВНЫЕ ВИДЫ МЕСТНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Как уже было сказано, потери напора почти во всех других случаях местных сопротивлений определяются опытным путем. При этом любое местное сопротивление уподобляется сопротивлению при внезапном расширении струи. Для этого имеется достаточно оснований, если учесть, что поведение потока в момент преодоления им любого местного сопротивления связано с расширением или сужением сечения.

Рассмотрим некоторые характерные местные сопротивления, часто встречающиеся на практике. Характер движения жидкости, преодолевающей различные местные сопротивления, показанные на рис. 52 подтверждается наблюдениями многих исследователей. Так, например, установлено, что преодоление местного сопротивления при внезапном сужении трубы (рис. 52, а) сопровождается образованием в месте сужения водоворотной области и уменьшением сечения струи до размеров меньших, чем сечение малой трубы. Пройдя участок сужения, струя расширяется до размеров внутреннего сечения трубопровода. Это и дает основание уподобить указанное местное сопротивление сопротивлению при внезапном расширении струи. Значения коэффициента местного сопротивления при внезапном сужении трубы можно определять по формуле ЦАГИ

$$\zeta_{\text{BH.cy}} = 0.5 \left(1 - \frac{F_2}{F_1} \right). \tag{7.10}$$

Рис. 52. Характер потока, преодолевающего различные местные сопротивления.

При этом подразумевается расчет потерь напора по второй (большей) скорости. В справочниках [11] можно найти табличные значения $\zeta_{\rm BH\ CYM}$ в функции от режима движения жидкости и от отношения $\frac{F_2}{F_*}$.

Рассмотрим местное сопротивление при изменении направления движения в случае поворота трубопровода под некоторым углом α (рис. 52, δ). В этом случае вначале происходит сжатие, а затем расширение струи вследствие того, что в месте поворота поток по инерции как бы отжимается от стенок трубопровода. Коэффициент местного сопротивления при повороте потока $\zeta_{\text{пов}}$ определяется по эмпирическим формулам или по справочным таблицам, составленным в зависимости от характера движения жидкости, угла поворота α и отношения радиуса закругления колена к диаметру трубы $\left(\frac{R}{d}\right)$. Так, по формуле Вейсбаха

$$\zeta_{\text{nos}} = 0.946 \sin{\frac{-\alpha}{2}} + 2.047 \sin^4{\frac{\alpha}{2}}$$
 (7.11)

Для определения коэффициента местного сопротивления сварного сегментного колена, состоящего из 5—6 звеньев может быть использована эмпирическая формула А. В. Панченко

$$\zeta_{\text{KOA.}} = 0,008\alpha^{0.75} \left(\frac{d}{R}\right)^{0.6},$$
(7.12)

где а — угол поворота колена, град.

Определение местного сопротивления при входе в трубу (рис. 52, в) может быть также сведено к задаче о внезапном расширении струи. В частном случае вход в трубу может иметь острую или закругленную кромку входа. Труба, в которую входит жидкость, может быть расположена под некоторым углом α к горизонтали. Наконец, в сечении входа может стоять диафрагма, сужающая сечение. Все это влияет на коэффициент местного сопротивления $\zeta_{\rm Bx}$. Однако для всех этих случаев характерно начальное сжатие струи, а затем ее расширение. Таким образом, и местное сопротивление при входе в трубу может быть уподоблено внезапному расширению струи. Коэффициенты местного сопротивления при входе определяются по опытным данным. Так, например, для входа в трубу с острой кромкой $\zeta_{\rm Bx} = 0.5$. При закругленной входной кромке величина $\zeta_{\rm ax}$ колеблется от 0,04 до 0,1 (в зависимости от степени скругления кромки).

Если жидкость входит в цилиндрическую трубу с острой кромкой входа и труба наклонена к горизонту под углом α, то величину коэффициента местного сопротивления можно определить по формуле Вейсбаха:

$$\zeta_{\text{BX}} = 0,505 + 0,303 \sin \alpha + 0,226 \sin^2 \alpha.$$
 (7.13)

На практике часто встречается задача расчета местных сопротивлений, создаваемых запорной арматурой, например, задвижками, вентилями, дросселями, кранами, клапанами и т. д. (рис. 52, г). В этих случаях проточная часть, образуемая разными запорными приспособлениями, может иметь совершенно различные геометрические формы, но гидравлическая сущность течения при преодолении этих сопротивлений одинакова. В этих устройствах

имеет место своеобразное для каждого из них сужение потока до преграды с последующим расширением потока, дающее и в данном случае достаточное основание уподобить эти сопротивления внезапному расширению струи.

Величины коэффициентов местных сопротивлений ζ для каждого вида запорного приспособления можно определить по справочным данным, полученным опытным путем. Конструктивные элементы одних и тех же запорных приспособлений, качество их изготовления и условия испытаний у различных устройств могут отличаться друг от друга. Поэтому можно встретиться с случаями, когда в справочных данных различных авторов приводятся отличающиеся друг от друга значения ζ для одних и тех же местных сопротивлений.

Здесь уместно указать на то, что в практике эксплуатации трубопроводов, особенно заводских, следует стремиться к тому, чтобы трубопроводная арматура была всегда полностью открыта, за исключением тех случаев, когда при помощи этой арматуры приходится отключать участки трубопровода или в случаях, предусмотренных требованиями технологии производства.

Гидравлическое сопротивление полностью открытой запорной арматуры относительно не велико ($\xi_{\text{вент}} = 2,9-4,5$). Но значительное прикрытие запорных приспособлений ведет к большому возрастанию коэффициентов местных сопротивлений (табл. 10, 11).

Таблица 10

Зависимость коэффициентов местных сопротивлений дроссельного клапана и пробочного крана ξ_2 , установленных в круглой трубе, при различных углах перекрытия α

α, °	5	10	20	30	40	50	60	65	Эскиз
ζι	0,24	0,52	1,54	3,91	10,8	32,6	118	256	
ζ2	0,05	0,29	1,56	5,47	17,3	52,6	216	486	1

Таблица 11

Зависимость коэффициента местного сопротивления ξ задвижки типа «Лудло» от степени открытия $\frac{h}{}$

$\frac{h}{D}$	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
									0,15

установленные в трубе. В этом случае также происходит сужение струи и последующее ее расширение (рис. 52, ∂). Степень сужения и расширения струи зависит от ряда условий: режима движения жидкости; отношения диаметров отверстия диафрагмы и трубы; конструктивных особенностей диафрагмы и соотношения размеров сечений, органичивающих поток до и после диафрагмы. Так, например, для диафрагмы с острыми краями (рис. 52, ж)

Процессы, происходящие в запорных устройствах, во многом сходны с процессами при течении жидкости через диафрагмы,

при $\frac{l}{d} = 0 \div 0.015$ и при числе $\mathrm{Re} = \frac{v_0 d_0}{2} \geqslant 10^5$ коэффициент сопро-

тивления $\zeta_{\rm A}$ может быть определен в функции $\frac{d_{\rm B}^2}{D_{\rm A}^2}$ (табл. 12). При-

Таблица 12

$\left \begin{array}{c} d_0^2 \\ \overline{D_0^2} \end{array} \right $	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζд	1050	245	51,5	18,2	8,25	4,00	2,00	0,97	0,42	0,13	0

чем, потери напора на преодоление сопротивления диафрагмы определяются по средней скорости в жидкости в трубе

$$h_{\rm A} = \zeta_{\rm A} \frac{v^2}{2\sigma} \ .$$

Преодоление местного сопротивления при выходе струи под уровень жидкости в достаточно большой резервуар или в среду,

не заполненную жидкостью, связано с полной потерей кинетической энергии $\frac{v^2}{2g}$ (рис. 52, з), т. е. справедливо равенство $h_r =$ $=\frac{v^2}{a}$. Следовательно, коэффициент сопротивления в этом случае будет $\zeta_{\text{вых}} = 1$ (см. уравнение (7.1)).

ЗАВИСИМОСТЬ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ ОТ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ

Рассмотренные выше аналитические зависимости для определения величины коэффициентов местных сопротивлений относятся к турбулентному режиму при больших числах Re, когда коэффициенты местных сопротивлений перестают зависеть от числа Рейнольдса.

В обычных производственных условиях эти данные относятся к потокам воды или других маловязких жидкостей. Следует отметить, что коэффициенты многих, часто встречающихся в практике, местных сопротивлений в этой, так называемой квадратичной области сопротивлений, исследованы достаточно полно и данные о них приводятся в соответствующих справочниках (например, [11]).

В пищевой промышленности чаще приходится иметь дело с движением вязких, очень вязких жидкостей и жидких суспензий. Течение таких жидкостей происходит обычно в условиях ламинарного движения и довольно часто при очень малых числах Re.

Если при турбулентном движении с высокими числами Re потери энергии на местные сопротивления связаны с действием сил инерции, то при ламинарном движении, особенно с малым числом Re, потери энергии на местные сопротивления и, следовательно, коэффициенты местных сопротивлений определяются действием сил вязкости.

Значительные теоретические и экспериментальные исследования местных гидравлических сопротивлений при движении вязких жидкостей ведутся отечественными и зарубежными учеными. Приведем некоторые результаты исследования зависимостей коэффициентов местных гидравлических сопротивлений при движении вязких жидкостей в функции критерия Re. Эти данные являются результатом работ, выполненных различными исследователями, в том числе под руководством автора.

На основе известных теоретических положений и данных экспериментальных исследований можно сделать вывод, что при очень малых числах Re потери напора от местных сопротивлений пропорциональны первой степени скорости, а коэффициенты местных сопротивлений ζ₀ могут определяться зависимостью

$$\zeta_0 = \frac{A}{Re} , \qquad (7.14)$$

где A — безразмерная константа, характеризующая тип (геометрию) рассматриваемого местного сопротивления. Величина A обычно определяется экспериментально.

В переходной области течения закономерности, которым подчиняется поток вязкой жидкости, преодолевающей местные сопротивления, очень сложны вследствие одновременного действия сил вязкости и сил инерции. Для этой области отсутствуют достаточно надежные теоретические методы расчета коэффициентов местных сопротивлений. В связи с изложенным, для определения коэффициентов местных сопротивлений в переходной области течения пользуются, главным образом, результатами экспериментальных исследований. В тех случаях, когда известны коэффициенты рассматриваемых местных сопротивлений в квадратич-

ной области $\zeta_{\kappa B}$, для расчета коэффициента местных сопротивлений в переходной области можно использовать приближенный метод, предложенный А. Д. Альтшулем [3], в соответствии с которым

$$\zeta = \frac{A}{Re} + \zeta_{KB} = \zeta_0 + \zeta_{KB}. \tag{7.15}$$

Из приведенного выражения следует, что в случае очень вязких жидкостей (при малых значениях Re) коэффициент сопротивления ζ определяется значением первого слагаемого, а при больших числах Re в турбулентном движении — значением $\zeta_{\kappa B}$. Следовательно, величина ζ_0 учитывает влияние на местное сопротивление сил вязкости, а $\zeta_{\kappa B}$ — сил инерции.

Зависимость (7.15) относится к сечению трубопровода, а не к проходному сечению местного сопротивления.

Проходному сечению местного сопротивления. Используя выражение (7.15), удобно рассчитывать коэффициенты местных сопротивлений для жидкости любой вязкости, если заданы величины A и ζ . Некоторые из этих значений для наиболее характерных видов местных сопротивлений приведены в табл. 13.

Tаблица 13 Значения коэффициентов A и $\zeta_{\rm KB}$ для расчета местных сопротивлений

Сопротивление	A	ζ _{KB}	Сопротивление	А	ζ _{KB}
Пробочный кран Вентиль обыкновенный » Косва » угловой Шаровой клапан Угольник 90° Угольник 135° Колено 90° Тройник Задвижка: открыта полностью n=1,00 со степенью открытия n=0,75	150 3000 900 400 5000 400 600 130 150	0,4 4,0 2,5 0,8 45 1,4 0,4 0,2 0,3	со степенью открытия $n=0.50$ со степенью открытия $n=0.25$ Диафрагма: со степенью открытия $n=0.64$ со степенью открытия $n=0.40$ со степенью открытия $n=0.16$ со степенью открытия $n=0.16$ со степенью открытия $n=0.05$	1300 3000 70 120 500	2,0 20 1,0 7,0 70 800

Рассмотрим зависимость коэффициентов местных сопротивлений от числа Рейнольдса, для чего используем результаты работы Н. В. Левкоевой [3] по исследованию гидравлических сопро-

тивлений диафрагм с разной степенью открытия $n=\frac{F_{\pi}}{F_{\tau p}}$. Исследовались диафрагмы, имеющие одинаковую геометрию при различной степени деформации (стеснения) потока. В результате проведенных измерений получены зависимости коэффициентов

местных сопротивлений ζ от числа Рейнольдса для трех зон течения жидкости (рис. 53). Было показано, что в I зоне течения коэффициенты местных сопротивлений характеризуются линейной зависимостью от Re. В этой зоне проявляются, главным образом, силы вязкости. II зона течения представляет собой переходную область, в которой коэффициенты местных сопротивлений ζ определяются инерционными и вязкими силами.

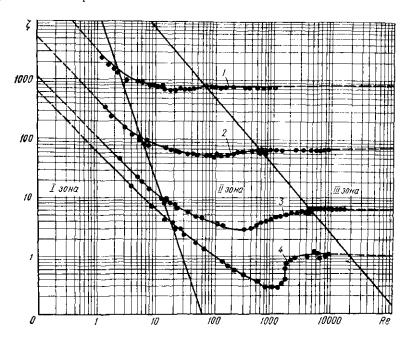


Рис 53 Кривые зависимости коэффициентов местных сопрогивлений диафрагм от числа Рейнольдса при различных степенях открытия $1-n=0.05,\ 2-n=0.16,\ 3-n=0.4,\ 4-n=0.64$

В III зоне квадратичных сопротивлений коэффициент ξ не зависит от величины Re. Это автомодельная область значений ξ_{κ} , где существенное значение имеют только силы инерции. Из анализа приведенных данных следует, что чем значительнее деформируется поток в местном сопротивлении, тем при меньших числах Рейнольдса наступает автомодельность и тем раньше начинает действовать квадратичный закон сопротивления.

В Киевском технологическом институте пищевой промышленности выполнено ряд исследований [40, 42] коэффициентов местных сопротивлений при течении вязких жидких продуктов сахарного производства. В результате экспериментальных исследований гидравлических характеристик *U*-образного участка трубы (устройства, включающего четыре поворота трубы под углом 90°

с закруглением и два прямых участка) показано, что для расчета коэффициентов местных сопротивлений может быть использована зависимость вида

$$\xi = \frac{A}{Re} + 2\xi_{KB}, \tag{7.16}$$

где для U-образного участка трубы $A\!=\!3000$ и $\xi_{\rm KB}\!=\!2,4$, а для поворота трубы (с закруглением) под углом 90° $A\!=\!380$ и $\xi_{\rm KB}\!=\!$

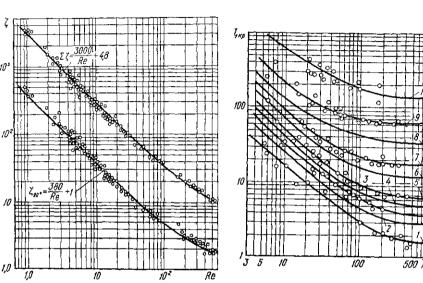


Рис. 54. Кривые зависимости коэффициентов местных сопротивлений от числа Рейнольдса для U-образного участка трубы (A=3000) и поворота трубы под углом 90° (A=380).

бочного крана от числа Рейнольдса при различной степени его открытия (в функции от угла поворота): $1-\delta^\circ=0$; $2-\delta^\circ=5$; $3-\delta^\circ=10$; $4-\delta^\circ=15$; $5-\delta^\circ=20$; $6-\delta^\circ=25$; $7-\delta^\circ=30$; $8-\delta^\circ=25$; $9-\delta^\circ=45^\circ$.

Рис. 55. Кривые зависимости коэффи-

циентов местного сопротивления про-

=0.45 (рис. 54). Из анализа характера зависимости местных сопротивлений от числа Re следует, что график функции ξ должен иметь точку перегиба, после которой при увеличении числа Re зависимость (7.16) должна трансформироваться в зависимость вида $\xi = \xi_{\text{кв}}$. Зависимость вида (7.15) оказывается также справедливой для расчета коэффициентов местного сопротивления пробочного крана (рис. 55) для различных степеней открытия кра-

пробочного крана (рис. 55) для различных степеней открытия крана $n = \frac{F_n}{F_0} = f(\delta^\circ)$. Величина $\xi_{\text{кв}}$ для крана может быть принята равной ξ при $\text{Re} = 27 \cdot 10^3 - 76 \cdot 10^3$ (табл. 14).

В таблице степень открытия крана приведена в виде отношения живого сечения струи F_n к свободному сечению крана пои

Зависимость коэффициента местного сопротивления д пробочного крана от степени перекрытия и числа Рейнольдса

8°						Чис	ло Рейн	ольдса	-	
	$\frac{F_{n}}{F_{0}}$	A	5	10	30	50	100	200	500	270 0 0—76000
0 5 10 15 20 25 30 35 40 45	1,0 0,92 0,84 0,75 0,65 0,59 0,46 0,37 0,29 0,18	150 220 318 370 430 560 695 910 1680 4500	30 45 60 77 95 133 160 216 380 875	16,5 25,5 35 42 50 65 88 125 217 575	8,0 10,5 13,5 17,0 20 29 38 64,3 105 295	5,0 7,0 9,0 11,5 14,5 21,0 27,5 52,2 83,0 235	3,0 4,5 6,0 7,5 9,0 15 21 43,7 72 180	2,1 3,4 4,5 5,8 7,2 13,5 19,5 38,55 68 155	1,7 3,1 4,0 5,4 6,8 12,5 18,5 35,82 65 145	1,68 2,48 3,2 5,2 7,0 13 19.5 34 49 126

полном его открытии F_0 . Все опытные данные получены при течении патоки при различной температуре и под различным давлением, за исключением значений $\xi_{\rm KB}$, которые определялись при течении волы.

Из приведенных графиков (рис. 55) видно, что характер зависимостей $\xi_{\kappa p} = f(Re)$ аналогичен для различной степени открытия крана, а соответствующие значения $\xi_{\kappa p}$ при малых числах Re в несколько раз больше значений, принимаемых для воды.

ПРИНЦИП НАЛОЖЕНИЯ ПОТЕРЬ НАПОРА В ТРУБОПРОВОДЕ И ВЗАИМНОЕ ВЛИЯНИЕ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Как известно, общие потери напора в трубопроводе определяются суммой $h_{rl} = h_l + h_r$,

где h_t — потеря напора по длине трубопровода

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} ,$$

а потеря напора на преодоление местного сопротивления

$$h_r = \zeta \frac{v^2}{2g} .$$

Если в трубопроводе имеется несколько местных сопротивлений, то общая потеря напора от всех местных сопротивлений определится величиной

$$h_r = \frac{v^2}{2g} (\zeta_1 + \zeta_2 + \ldots + \zeta_n) = \frac{v^2}{2g} \zeta_{\Sigma},$$
 (7.17)

где ζ_i — коэффициент отдельных местных сопротивлений, имеющихся в трубопроводе.

Следовательно, общие потери напора по трубопроводу могут быть определены зависимостью

$$h_{rl} = \frac{v^2}{2g} \left(\zeta_{\Sigma} + \lambda \frac{l}{d} \right), \qquad (7.18)$$

т. е. полная потеря напора на преодоление всех сопротивлений трубопровода определяется как арифметическая сумма потерь, создаваемых отдельными местными сопротивлениями, и потерь по длине трубопровода. Такой метод определения потерь напора именуется в гидравлике принципом наложения потерь. Определение величины h_{rl} по формуле (7.18) вносит в расчет погрешность тем большую, чем ближе друг от друга расположены отдельные местные сопротивления и чем большие возмущения в жидкости вызываются ими. Это объясняется тем, что величины коэффициентов местных сопротивлений, получаемые из опыта, относятся к условиям стабилизированного потока с обеих сторон каждого из местных сопротивлений, т. е. к условиям, когда до и после каждого из местных сопротивлений имеется достаточно длинный прямой участок трубопровода.

В практике часто встречается, когда местные сопротивления находятся на недостаточно большом удалении друг от друга или расположены даже непосредственно друг за другом. В этих случаях стабилизация потока не происходит и наблюдается взаимное влияние местных сопротивлений.

В результате проведенных исследований установлено, что суммарный коэффициент сопротивления двух или нескольких местных сопротивлений, взаимно влияющих друг на друга, всегда меньше суммы коэффициентов ξ , относящихся к отдельно рассматриваемым местным сопротивлениям. Поэтому, если вести расчет потерь напора, пренебрегая взаимным влиянием местных сопротивлений, и пользоваться величинами коэффициентов ξ , указанными в справочниках, то результат расчета по формуле (7.18) дает заведомо завышенные значения потерь напора. В связи с этим на практике при отсутствии данных о взаимном влиянии коэффициенты местных сопротивлений принимаются, как обычно, по справочным данным, т. е. с некоторым запасом.

Для того чтобы взаимным влиянием местных сопротивлений можно было пренебречь, необходимо выбирать расстояние между точками установки этих сопротивлений из определенных условий.

Обычно для турбулентного движения при больших числах Re расстояние, на котором происходит стабилизация потока, выбирают из условия

$$l_{\text{crab}} = (30 - 40) d$$
.

В общем случае длина прямого участка трубы для стабилизации потока определяется геометрией местного сопротивления, относи-

Выражая длину стабилизирующего участка в виде безразмерного отношения $\frac{l_{\text{стаб}}}{d}$, можно записать $\frac{l_{\text{стаб}}}{d} = f(\zeta_{\text{кв}}, \text{ Re}, \frac{\Delta}{d})$.

По данным исследований [3] длина стабилизирующего участка у местных сопротивлений во всей области турбулентного течения

 $\frac{I_{\rm cra6}}{d} = 0.5 \frac{\zeta_{\rm KB}}{\lambda}$,

где $\zeta_{\kappa B}$ — коэффициент данного местного сопротивления в квад-

достаточно точно может быть определена по формуле

глава восъма

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

более часто встречающиеся на практике случаи.

тельной шероховатостью - и величиной Re.

мого для перемещения жидкости в нем; диаметра трубопровода d, если другие величины известны. В зависимости от конкретных производственных условий известными в расчете могут оказаться: расход трубопровода Q или его размеры — диаметр d и длина l, а неизвестными, подлежащими расчету,— напор H или потери по длине трубопровода. В других случаях может оказаться, что напор H, под которым жидкость входит в трубопровод, известен, а расчету подлежат Q, d и l. Для определения гидравличе-

ских характеристик трубопроводов рассмотрим некоторые наи-

В гидравлике различают простые и сложные трубо-

Гидравлический расчет трубопроводов заключается в определении одной из величин: расхода жидкости Q; напора H, необходи-

проводы. Простым называется такой трубопровод, который служит для подачи жидкости из одного резервуара в другой без ответвлений. Простой трубопровод может иметь по всей длине одинаковое сечение, а может состоять из ряда последовательно соединенных труб различного сечения.

Сложными называются трубопроводы, имеющие ответвления

Сложными называются трубопроводы, имеющие ответвления или состоящие из нескольких линий. Их расчет значительно сложнее, чем простых. Однако, некоторые задачи, относящиеся к сложным трубопроводам, можно решать, рассматривая отдельные их элементы, как простые.

Расход жидкости может производиться в какой-либо определенной точке трубопровода, например, на его конце. Такой

(7.19)

пример, в водопроводах, расход жидкости производится во многих точках по длине. В этих случаях расход называется путевым. В зависимости от характера сопротивлений трубопроводы подразделяют на длинные и короткие. В длинных трубопроводах

расход называется транзитным. В некоторых трубопроводах, на-

подразделяют на длинные и короткие. В длинных трубопроводах потери напора по длине h_t во много раз больше потерь от местных сопротивлений h_r , которые составляют 2-5% от общих потерь энергии в трубопроводе.

В так называемых коротких трубопроводах потери напора от местных сопротивлений велики по сравнению с потерями по длине трубопровода. Принятая классификация позволяет в значительной степени упростить гидравлический расчет трубопроводов. С учетом указанных условий приведены методики расчета напорных, т. е. заполненных по всему сечению трубопроводов, при установившемся равномерном движении жидкости.

УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ ПРИ РАСЧЕТЕ ПРОСТОГО ТРУБОПРОВОДА

Исходным аналитическим выражением для расчета трубопроводов является уравнение Бернулли. Воспользуемся этим уравнением для простейшего случая течения реальной жидкости через простой трубопровод с одинаковым сечением по всей длине при условии его питания из резервуара с постоянным уровнем жидкости (рис. 56). Тогда

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{a_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{a_2 v_2^2}{2g} + h_{rl}.$$
 (8.1)

Здесь за плоскость сравнения принята плоскость II—II на уровне выхода жидкости из трубопровода. Плоскость I—I принята на свободной поверхности резервуара.

Учитывая, что уровень жидкости в резервуаре не изменяется, можно положить $v_1 = 0$. Таким образом, $z_1 = H$; $z_2 = 0$; $v_2 = v_{\rm Tp}$; $\zeta_{\rm вых} = 1$. Принимая $\alpha_2 = 1$, дополнительный член уравнения Бернулли, с учетом местных сопротивлений на различных участках трубопровода, представим в виде

$$h_{rl} = \frac{v_{\rm rp}^2}{2g} \left(\lambda \frac{l + h_2}{d} + \zeta_{\rm bx} + \zeta_{\rm fiob} + 2\zeta_{\rm beht} + \zeta_{\rm bix} \right), \qquad (8.2)$$

или

$$h_{rl} = \frac{v_{\tau p}^2}{2\sigma} \left(\lambda \frac{l + h_2}{d} + \zeta_{\Sigma} \right) = \frac{v_{\tau p}^2}{2\sigma} \zeta_{\text{cucr}}, \tag{8.3}$$

где коэффициент сопротивления системы

$$\zeta_{\text{chet}} = \lambda \frac{l + h_2}{d} + \zeta_{\Sigma}$$
.

 $\frac{a_2v_2^2}{2g}$ в выражении (8.1), представляющий удельную энергию жидкости, выходящей из трубопровода в конечной плоскости выхода II-II, в последующих выражениях не учитывается. Следовательно, уравнение (8.1) принимает вид $H + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_{\rm Tp}^2}{2g} \zeta_{\rm сист}. \tag{8.4}$

Заметим, что в уравнении (8.3) в коэффициент сопротивления системы входит и $\zeta_{\text{вых}} = 1$. Поэтому член уравнения Бернулли

Если $p_1 = p_2$, т. е. если $p_{\text{ис.}}$ 56. Схема к расчету прорезервуар открыт и истечене кидкости происходит в атмосферу, то на основании уравнений (8.3) и (8.4) можно за-

писать $H = \frac{v_{\rm rp}^2}{2\sigma} \, \zeta_{\rm свст} = h_{rl}, \tag{8.5}$

откуда следует, что напор H, создаваемый жидкостью в резер-

На основании полученных выражений и уравнения неразрывности потока можно найти, например, напор, необходимый для подачи через данный трубопровод с сечением $F_{\rm TP}$ заданного количества Q жидкости, т. е.

$$H + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{v_{\rm Tp}^2}{2g} \left(\zeta_{\rm E} + \lambda \frac{l + h_2}{d} \right)$$

или

$$H = \frac{Q^2}{2gF_{TD}^2} \left(\zeta_E + \lambda \frac{l + h_2}{d} \right) - \frac{p_1 - p_2}{\rho g} . \tag{8.6}$$

Из этого уравнения можно найти диаметр d трубопровода методом подбора и последовательной подстановки в уравнение (8.6) значений величины d, при которых правая и левая части уравнения равны.

Скорость жидкости в трубопроводе v_{Tp} и расход Q при прочих известных величинах определяются выражениями

$$v_{\rm Tp} = \frac{\sqrt{\frac{2g\left(H + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)}{\sqrt{\frac{\zeta_2 + \lambda \frac{l + h_2}{d}}{d}}}}}; \qquad (8.7)$$

$$Q = v_{\rm Tp} F_{\rm Tp} = \mu F_{\rm Tp} \sqrt{\frac{2g\left(H + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)}{2g\left(H + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)}}, \qquad (8.8)$$

где $\mu = \frac{1}{\sqrt{\zeta_{\Sigma} + \lambda} \frac{l + h_{\Sigma}}{d}}$ коэффициент расхода трубопровода.

Так как величины ξ и λ являются в общем случае функциями Re, уравнение (8.8) может быть решено только методом последовательного приближения. С этой целью принимается, например, что движение жидкости в трубопроводе соответствует квадратичному закону сопротивлений и для этих условий выбираются ξ и λ в предположении, что они не зависят от числа Рейнольдса.

Подставив значения ξ и λ в уравнение (8.8), определяют Qи по его значению находят Re. Затем, в соответствии с полученным значением Re уточняют величины ξ и λ и снова подставляют их в уравнение (8.8). Так, последовательной подстановкой λ и ξ можно найти такое значение Q = f(Re), при котором правая и левая части уравнения (8.8) окажутся равными (с приемлемой для практики точностью).

Расход жидкости через круглый трубопровод может быть определен также из уравнения (8.5), преобразованного к виду $H = \frac{v_{\rm \tau p}^2}{2g} \, \zeta_{\rm chcr} = \frac{Q^2 \cdot 16}{2\pi^2 g d^4} \zeta_{\rm chcr},$

$$H = rac{1}{2g} \zeta_{ ext{chct}} = rac{1}{2\pi^2 g d^4} \zeta_{ ext{chct}},$$

откуда

$$Q = \pi d^2 \sqrt{\frac{gH}{8\zeta_{\text{CHCT}}}} = 3,48d^2 \sqrt{\frac{H}{\zeta_{\text{CHCT}}}}.$$
 (8.9)

РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ ДЛЯ ТУРБУЛЕНТНОГО РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ

Расчетные формулы, на которых базируется методика расчета гидравлических характеристик трубопровода для турбулентного режима, получены в предположении развитого турбулентного движения жидкости в трубах, т. е. для квадратичной области сопротивлений. Эта методика основывается на известной формуле (5.12) Дарси — Вейсбаха для определения потери напора по длине круглого трубопровода при любом режиме движения $h_l = \lambda \, \frac{l}{d} \, \frac{v^2}{2g} \; .$

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2\sigma}$$

Рассмотрим методику определения потерь напора в области квадратичного сопротивления, для чего в формуле (5.12) диаметр d выразим через гидравлический радиус. Для напорного трубопровода, представляющего собой круглую заполненную жидкостью трубу ($\chi = \pi d$), гидравлический

радиус равен
$$R = \frac{F}{\chi} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{1}{\pi d} = \frac{d}{4}; \quad d = 4R.$$

Следовательно, потери напора по длине трубопровода

$$h_! = \lambda rac{l}{4 ilde{R}} rac{v^2}{2 g}$$
, воокѕ.ргоектант.о откуда средняя скорость

 $v = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}$ $\sqrt{R \frac{h_l}{l}}$ копий книг или с учетом обозначения $\sqrt{\frac{8g}{\lambda}} = C$ получим

$$v = C \sqrt{Ri}$$
. (8.10) Полученную зависимость называют по имени предложившего ее французского ученого — формулой Шези. Коэффициент C , входящий в выражение (8.10), обычно называют скоростным коэф-

фициентом. Для его определения в гидравлике пользуются методами, зависящими от условий турбулентного режима движения жид-

кости в трубопроводе. Для развитого турбулентного движения жидкости в трубопроводе наиболее широкое распространение в практических расчетах получил метод, предложенный академиком Н. Н. Павловским, в соответствии с которым скоростный коэффициент определяется в виде [23]

$$C=rac{1}{n}\,R^y,$$
 (8.11) где n — коэффициент шероховатости (табл. 15); y — показатель степени, который в соответствии с формулами, предложенными Н. Н. Павловским, может быть

 $y = 1,3 \sqrt{n}$ при R > 1 м; $y = 1.5 \sqrt{n}$ при R < 1 м,

определен зависимостями:

для приближенных расчетов и формулой $v = 2.5 \sqrt{n} - 0.13 - 0.75 \sqrt{R} (\sqrt{n} - 0.1)$

(8.12)

109

для точных вычислений.

ные, стеклянные

нормальные трубы

трубы, тщательно соединенные

Клепанные стальные трубы

тельно изготовленные бетонные трубы

Загрязненные водопроводные трубы

Коэффициент	шероховатости	n	n.nq	пазличных	ากบก็
коэффициен і	тероховатости	n	дин	различных	thao

Материал труб и их состояние

Весьма гладкие поверхности труб, например, эмалирован-

Чистые гончарные, новые чугунные и другие металлические

Нормальные водопроводные трубы без инкрустации, тща-

Несколько загрязненные водопроводные трубы, бетонные

иногда применяют также формулу Маннинга

бопровода может быть определен как

Для определения скоростного коэффициента

 $C = \frac{1}{2} R^{\frac{1}{6}}.$

Таким образом, с учетом выражений (8.10) и (8.11) расход тру-

 $Q = Fv = FCV\widetilde{Ri}$.

Обычно величину $FCV\overline{R} = K$ называют расходной характеристикой или модулем расхода. Она зависит от размеров сечения трубопровода F, материала трубопровода и состояния его внутренней поверхности С, а также от формы се-

0.009

0.011

0.012

0.013

0,014

0.017

111

90.9

83,3

76,9

58.8

(8.13)

(8.14)

практике

P 11	
чения потока R.	
Для конкретного трубопровода модуль расхода являет	
стантой, которая может быть заранее подсчитана. Поэт	
гидравлических справочниках и пособиях можно найти д	
о величине К для трубопроводов, имеющих различный д	иаметр
и шероховатость (табл. 16).	
Итак, расход жидкости через трубопровод может быть	опре-
делен из выражения	
$Q = K \sqrt{i}$	(8.15)
и, следовательно, потеря напора по длине трубопровода	
$h_l = il = \frac{Q^2}{K^2} l.$	(8.16)
K^2	` '

Из указанных зависимостей видно, что модуль расхода К представляет собой расход трубопровода при гидравлическом укло-

ные действием местных сопротивлений. Для этого следует к по-

Приведенный метод позволяет рассчитать гидравлические характеристики длинных трубопроводов для турбулентного режима движения, когда потерями от местных сопротивлений можно пренебречь. При расчете коротких трубопроводов с помощью этого метода необходимо учитывать потери напора, обусловлен-

не, равном единице (i=1).

110

местных сопротивлений. На практике в этом случае обычно поступают следующим образом. К действительной длине трубопровода l добавляют так называемую эквивалентную длину $l_{\text{экв}}$, сопротивление движению жидкости которой равно потерям, связанным с преодолением местных сопротивлений в рассчитываемом трубопроводе, т. е. полагают, что

терям по длине трубопровода прибавить потери на преололение

$$(h_l)_{9KB} = h_r; \quad \lambda \frac{l_{9KB}}{d} - \frac{v^2}{2g} = \xi_{\Sigma} \frac{v^2}{2g} .$$
 (8.17)

Так как речь идет об одном и том же трубопроводе, скоростные напоры в равенстве (8.17) должны быть одинаковыми, т. е. эквивалентная длина трубопровода

$$l_{
m s.m} = rac{d \; arepsilon_{
m s}}{\lambda} \; .$$
 (8.18) то длину трубопровода с учетом потерь на

Если обозначить общую длину трубопровода с учетом потерь на местные сопротивления через $L = l + l_{\text{экв}}$, то общие потери напора могут быть найдены из выражения

$$h_{rl}=\lambda\,rac{L}{d}\,rac{v^2}{2g}$$
 . (8.19)
Заметим, что для длинных трубопроводов и в тех случаях, когда местными сопротивлениями можно пренебречь, $L=l(l_{
m SKB}=$

=0). Потери напора от местных сопротивлений можно рассчитывать из условия $L = l_{9KB}$, т. е. по формуле

$$h_r = \lambda \, \frac{l_{\rm 9KR}}{d} \, \frac{v^2}{2g} \, .$$
 (8.20)
Основными величинами, которые входят в расчет трубопро-

 $L(l, l_{\text{экв}})$, суммарные потери напора h_{rl} или равный им располагаемый напор Н. Следовательно, в зависимости от конкретных условий, задача расчета гидравлических характеристик трубопровода сводится к определению: h_{el} или H по известным $Q,\ d,$

водов, являются: расход Q, диаметр трубопровода d, длина

L; d по известным Q, L, H (h_{rl}) ; Q по известным d, L, H (h_{rl}) . Приведем примеры решения типичных задач по расчету круглых трубопроводов.

Таблица 16

Значен	•	а для круг	лых трубс 1	шерохов	атостью	n=0.012	
<i>d</i> , м	К, м³/с	<i>К</i> ³, м⁵/с³	$a = \frac{64}{\pi^2 C^3}$	d, м	К, м ^а /с	<i>К</i> ², м ⁸ /с²	$a = \frac{64}{\pi^3 C^2}$
0,050 0,075 0,100 0,125 0,150 0,200	0,00987 0,0287 0,0614 0,1108 0,1794 0,3837	9,7·10 ⁻⁵ 8,2·10 ⁻⁴ 3,8·10 ⁻³ 12,3·10 ⁻³ 32,2·10 ⁻³ 14,72·10 ⁻²	28,8 · 10 ⁻⁴ 26,5 · 10 ⁻⁴ 24,9 · 10 ⁻⁴	0,300 0,350 0,400 0,450	0,6921 1,1206 1,6842 2,3970 4,2593 4,3242	2,8365 5,7456 18,141	20,4·10 ⁻⁴ 19,3 10 ⁻⁴ 18,5·10 ⁻⁴ 17,8·10 ⁻⁴ 17,2·10 ⁻⁴ 16,7·10 ⁻⁴

Задача 1. Рассчитать напор, необходимый для обеспечения расхода Q= =50 л/с трубопровода с внутренним диаметром d=150 мм. Общая длина трубопровода с учетом местных сопротивлений $\hat{L} = 1000$ м. Решение. На основании зависимости (8.16) определим напор, необхо-

димый для обеспечения заданного расхода: $H\!=\!h_{rl}\!=\!rac{Q^2}{K^2}L$. Q выразим в м 3 /с, а

К² возьмем из табл. 16.

$$H = \frac{0.05^2}{0.0322} \cdot 10^3 \text{ M} = 77.7 \text{ M}$$

Задача 2. Определить диаметр d трубопровода общей длиной L = 980 м, через который должно подаваться Q = 40 л/с воды. Напор, создаваемый насосом при этой подаче жидкости, не должен превышать H=48 м.

Решение. Для определения коэффициента расхода К воспользуемся той же зависимостью, что и в предыдущей задаче $H = rac{Q^2}{\omega_0^2} L$, откуда

$$K^2 - \frac{Q^2}{H} L = \frac{0.04^2}{48} \cdot 980 \text{ m}^6/\text{c}^2 \Rightarrow 0.0525 \text{ m}^6/\text{c}^2.$$

Воспользовавшись табл. 16, находим, что полученная величина $K^2 = 0.0325$ соответствует диаметру трубопровода d = 0,1 м.

Задача 3. Определить расход Q трубопровода с внутренним диаметром d==0.2 м, длина трубопровода L=1000 м, а располагаемый напор H=10 м. Решенне. Для определения расхода Q воспользуемся формулой (8.15)

$$Q = K V \widetilde{t} = K V \frac{\overline{H}}{L}$$

Величину K находим из табл. 16 для диаметра трубопровода d=0,2 м. Следовательно, K = 0.3837, т. е.

$$Q = 0.3837$$
 $\sqrt{\frac{10}{1000}} = 0.03837$ m³/c = 38 π/c.

Аналогичные задачи можно решить с помощью так называемых водопроводных формул. Для вывода этих формул представим выражение для расчета потерь (5.12) в виде

$$h_{l} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^{2}}{2g} = \lambda \frac{l}{d} \frac{16\Omega^{2}}{2\pi^{2}gd^{4}} = \frac{8\lambda}{\pi^{2}g} \frac{Q^{2}}{d^{5}} l = a \frac{Q^{2}}{d^{6}} l,$$
 (8.21)

$$h_1 = k \frac{1}{d} \frac{1}{2g} = k \frac{1}{d} \frac{1}{2\pi^2 g d^4} = \frac{1}{\pi^2 g} \frac{1}{d^5} l = a \frac{1}{d^5} l,$$
 (8.21)

где
$$a = \frac{8\lambda}{\pi^2 d}$$
 — коэффициент пропорциональности. (8.22)

С учетом обозначения
$$C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}$$
 находим, что

$$a = \frac{64}{\sigma^2 C^2} = \frac{6.49}{C^2}; \quad \lambda = \frac{8g}{C^2}. \tag{8.23}$$

Равенство (5.12), представленное в виде

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = \frac{8g}{C^2} \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \,, \tag{8.24}$$

называют первой водопроводной формулой, а выражение (8.21) — второй водопроводной формулой.

проводе величину a можно подсчитать заранее для труб заданного диаметра с известной шероховатостью. Для этого необходимо воспользоваться зависимостью (8.23) и учесть, что в квадратичной области сопротивлений величина C не зависит от значения Re, а определяется только относительной шероховатостью $\frac{\Delta}{r}$.

Для развитого турбулентного движения жидкости в трубо-

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ ТРУБОПРОВОДОВ

ходом Q в условиях развитого турбулентного режима движения. Пусть трубопровод состоит из участков различных диаметров d_1 , d_2 , d_3 , d_4 , которым соответствует длина l_1 , l_2 , l_3 , l_4 (рис. 57). Для определения общей потери напора h_{rl} , равной распола-

Рассмотрим методику расчета трубопровода с постоянным рас-

Для определения общей потери напора h_{rl} , равной располагаемому напору H, просуммируем потери напора на преодоление всех сопротивлений в каждом из рассматриваемых участков $H = h_{rl} = h_{rl} + h_{rl} + h_{rl} + h_{rl}$. (8.25)

ми. Если рассчитываем длинный трубопровод, т. е. если местными потерями можно пренебречь, то $h_{rl} = h_l$ и равенство (8.25) может быть записано в виде

При этом предполагаем, что расход Q, диаметр d_i и длина трубы l_i для каждого из участков являются известными величина-

$$h_{rl} = h_l = \frac{Q^2}{K_1^2} \, l_1 + \frac{Q^2}{K_2^2} \, l_2 + \frac{Q^2}{K_3^2} \, l_3 + \frac{Q^2}{K_4^2} \, l_4 = Q^2 \sum_{i=1}^{l} \frac{l_i}{K_i^2} \, .$$
 (8.26) Общая потеря напора по длине трубопровода h_l может быть

в общем случае определена также зависимостью вида (8.21), а именно $a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_4 + a_5 = a_5 + a_$

$$h_{l} = Q^{2} \left(\frac{a_{1}}{d_{1}^{5}} l_{1} + \frac{a_{2}}{d_{2}^{5}} l_{2} + \frac{a_{3}}{d_{2}^{5}} l_{3} + \frac{a_{4}}{d_{4}^{5}} l_{4} \right), \tag{8.27}$$

где a_i определяют по табл. 16 или соответственно рассчитывают по формуле

$$a_i = rac{6.49}{C_i^2}$$
 .

Для определения диаметров d_i в каждом участке трубопровода необходимо, чтобы были известны: общий для всех участков расход Q, длина l_i каждого из участков трубопровода, а также потери напора на каждом из участков h_{rli} .

Если местными потерями пренебрегают, то достаточно знать соответствующие величины h $_i$ для каждого из участков. При этом:

$$h_{l_1} = \frac{Q^2}{K_1^2} l_1; \quad h_{l_2} = \frac{Q^2}{K_2^2} l_2; \quad h_{l_3} = \frac{Q^2}{K_3^2} l_3; \quad h_{l_4} = \frac{Q^2}{K_4^2} l_4$$

и, следовательно,

$$K_i^2 = \frac{Q^2}{h_i} l_i$$
, $i = 1, 2, 3, 4$.

Получив из этих зависимостей величины K или K^2 , можно по табл. 16 найти соответствующие им диаметры участков d_i трубопровода. Для определения диаметров участков трубопровода часто используют другой способ, заключающийся в следующем.

Из сравнения формул (8.26) и (8.27) следует, что

$$h_{1i} = Q^2 l_i \frac{1}{K_i^2} = Q^2 l_i \frac{a_i}{d_i^5}$$

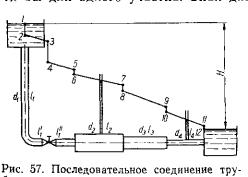
откуда

$$rac{1}{K_t^2} = rac{a_i}{d_i^5}$$
 . (8.28)
Как известно, $a_i = f(d_i)$, поэтому можно принять, что $rac{a_i}{d^5} =$

 $=b_i$. Значения коэффициентов $b_i=rac{1}{K_i^2}$ приводятся в справочни-

ках в виде таблиц для труб различных диаметров при определенной шероховатости п (например, [16]). Поэтому, зная расчетные значения b_i , можно найти значения d_i .

Для определения расхода Q, который по принятым условиям является общим для всех участков трубопровода, необходимо определить диаметр и длину трубопровода, потери напора хотя бы для одного участка. Зная диаметр трубопровода, можно считать известной и его



бопроводов.

Вследствие того, что расход Q во всех участках трубопровода одинаков, для его определения достаточно вычислить значения Q для одного из участков

расходную характеристи-

KV K.

$$Q = K_i \sqrt{\frac{h_{li}}{l_i}}.$$

Расход можно также определить другим спосо-(8.25). В соответствии с

бом, воспользовавшись зависимостью равенством (8.26) имеем

$$h_{rl} = Q^2 \left(\frac{l_1}{K_1^2} + \frac{l_2}{K_2^2} + \frac{l_3}{K_2^2} + \frac{l_4}{K_4^2} \right)$$

откуда находим искомую величину $Q = \sqrt{\frac{\frac{h_{rl}}{l_1}}{\frac{l_1}{K_1^2} + \frac{l_2}{K_2^2} + \frac{l_3}{K_3^2} + \frac{l_4}{K_4^2}}} = \sqrt{\frac{\frac{h_{rl}}{4}}{\sum_{l_t} \frac{l_t}{K_2^2}}}.$ (8,29)

ской линии в приемлемом для построения масштабе.

Для установления закона распределения давления вдоль трубопровода очень часто применяют графический способ, заключающийся в нанесении на чертеж трубопровода пьезометриче-

Для того, чтобы нанести на график (рис. 57) пьезометрическую линию, необходимо вычислить значения h_{l_1} , h_{l_2} , ..., h_{ln} . Заметим, что потеря напора по длине любого прямого участка трубы с постоянным диаметром определится величиной h_{ln}

Падение напора от любого местного сопротивления на графике изображается вертикальным отрезком, равным в соответствующем масштабе значению $h_{rn} = \zeta_n \, \frac{v_n^2}{2\sigma}$ или значению вели-

 $=rac{Q^2}{\kappa^2}l_n$, которая на графике изображается над соответствующим участком трубопровода в виде наклонной прямой, имеющей постоянный уклон, равный $i_n = \frac{n_{ln}}{l}$.

Конечно, для различных участков трубопровода уклон i_n неодинаков, он зависит от диаметра d_n , функцией которого является расходная характеристика K_n .

чины $h_{rn} = \frac{Q^2}{K^2} \, l_{9 \text{кв} n}$. Для того, чтобы убедиться в равенстве этих

величин, приравняем правые части приведенных выражений и,

 $\frac{Q^2}{K^2} l_{BKB} = \zeta_n \frac{v^2}{2\sigma} .$ (8.30)Из уравнения (8.17) следует, что $\zeta = \lambda \frac{l_{9 \text{KB}}}{d}$, т. е. $\frac{Q^2}{K^2} \, l_{9 \text{KB}} =$

 $=rac{v^2}{2g}\,\lambda\,rac{l_{
m 9KB}}{d}$ или $rac{Q^2}{K^2}=rac{16Q^2}{2\pi^2gd^4}\cdotrac{\lambda}{d}$, откуда $rac{1}{K^2}=rac{8\lambda}{\pi^2g}\cdotrac{1}{d^5}$.

Учитывая, что $\frac{8\lambda}{\pi^2\sigma}=a$, находим $\frac{1}{K^2}=\frac{a}{d^5}$.

опуская индексы, получим

В дополнение к указанному заметим, что на рассматриваемом графике в виде вертикальных отрезков должны откладываться также потери напора по длине прямых вертикальных участков трубопровода. Если же на вертикальных участках трубопровода имеются местные сопротивления, то общая длина где $L = l_{\rm экв} + l_{\rm верт}.$ Объясним изображенную на рис. 57 пьезометрическую ли-

вертикального отрезка в соответствующем масштабе должна

 $h_{rl} = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} ,$

нию 1-12. Вертикальный отрезок 1-2 соответствует потере напора на

1-ом участке трубопровода:

$$h_{1-2} = \frac{Q^2}{K_1^2} L = \frac{Q^2}{K_1^2} (l_1 + l_{9RB}),$$

определяться по формуле

где l_1 — длина вертикального участка прямой трубы; $l_{\text{экв}}$ — эквивалентная длина местных сопротивлений при входе

І_{экв} — эквивалентная длина местных сопротивлений при входе в трубу из резервуара и при повороте трубы под углом 90°.
 Отрезки наклонных прямых 2—3, 4—5, 6—7, 8—9 и 10—11

соответствуют потере напора по длине на участках трубопровода

 t_1' , t_1' , t_2 , t_3 , t_4 . Падение напора между двумя крайними точками соответствующего участка трубопровода определяется в том же масштабе величиной

$$h_{tt} = \frac{Q^2}{K_i^2} l_i.$$

Вертикальные отрезки 3-4, 5-6, 7-8, 9-10, 11-12 представляют собой потери напора на преодоление местных сопротивлений: в вентиле (3-4), при внезапном расширении трубы (5-6), сужении труб (7-8), (9-10) и при выходе жидкости из трубы под уровень в нижнем резервуаре (11-12).

Сумма всех потерь в трубопроводе по длине и от местных сопротивлений равна располагаемому напору $h_{rl} = H$.

ПАРАЛЛЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ ТРУБОПРОВОДОВ

В точке *А* трубопровод с расходом жидкости *Q* разветвляется на несколько линий различной длины и диаметра (рис. 58). Жидкость по трубопроводу движется слева направо. В точке *В* все линии снова сходятся и в дальнейшем движение жидкости происходит в одной трубе с общим расходом *Q*. Такой способ соединения разветвленных трубопроводов называется парал-

лельным. В качестве плоскости сравнения выберем горизонтальную плоскость *OO*.

В точке A напор во всех трубопроводах одинаков и равен h_A-h_0 . В точке B напор также во всех трубопроводах одинаков и равен h_0 . Поэтому при заданном постоянном расходе жидкости через систему Q потери напора в каждом трубопроводе будут равны располагаемому напору, т. е. $h_l=h_A-h_0-(h_0-h_0)=H$ или $h_{I_1}=h_{I_2}=h_{I_3}=H$.

дут равны располагаемому напору, т. е. $h_l = h_A - h_0$ — $(h - h_0) = H$ или $h_{I_1} = h_{I_2} = h_I = H$. Кроме того, очевидно, что $Q = q_1 + q_2 + q_3$, где q_1 , q_2 , q_3 — расходы жидкости в соот-

раслоды жидкости в соответствующих ответвлениях трубопровода. Следовательно, можно утверждать, что $q_1 = K_1 \sqrt{\frac{H}{l_1}}; \quad q_2 = \frac{d_1 l_2}{l_2}; \dots; \quad q_n = \frac{d_1 l_$

 $=K_n\sqrt{\frac{H}{l_n}}$, Рис. 58. Параллельное соединение трубопроводов. Где K_1 , K_2 , ..., K_n — модули расхода соответствующих ответвлений трубопровода. Таким образом, для трубопровода, имеющего n ответвлений, находим

$$Q = \sum_{m=1}^{n} q_{m} = V \overline{H} \sum_{m=1}^{n} \sqrt{\frac{K_{m}^{2}}{l_{m}}}, \qquad (8.31)$$

где

$$H = q_1^2 \frac{l_1}{K_1^2} = q_2^2 \frac{l_2}{K_2^2} = \ldots = q_n^2 \frac{l_n}{K_n^2};$$

и, следовательно,

ельно,
$$h_l = H = \frac{Q^2}{\left(\sum_{m=1}^n \frac{K_m}{\sqrt{l_m}}\right)^2} \ .$$

РАСЧЕТ ВОДОПРОВОДОВ

Определим потери напора в водопроводах при транзитном, путевом и смешанном расходах.

Расчет водопровода, как и всякого трубопровода, в котором перемещается капельная жидкость, связан с определением гидравлических характеристик: напора H, расхода Q, диаметра d и т. д. Если в водопроводе расход жидкости происходит на

(8.32)

конце трубопровода или в каком-либо одном сечении, то методика расчета ничем не отличается от рассмотренных выше. Однако в большинстве случаев водопроводы предназначены

для раздачи воды многим потребителям. Особенностью такого водопровода является расход воды во многих точках по пути трубопровода. В связи с этим принято называть транзитным расход воды, осуществляемый на конце трубопровода



мыи на конце труоопровода или в каком-то определенном живом сечении в отличие от тех случаев, когда расход воды происходит вомногих точках вдоль трубопровода. В последнем случае расход называется путевым. В инженерной практике часто встречаются водопроводы со смещанным расходом, когда в трубопро-

воде происходит одновременно и транзитный и путевой расходы. Расчет водопроводов имеет ряд особенностей. Обозначим

через $Q_{\rm тр}, Q_{\rm пт}, Q_{\rm см}$ транзитный, путевой и смешанный расходы водопровода соответственно. Потери напора по длине водопровода при транзитном расходе обозначим $h_{\rm тр}$, при путевом — $h_{\rm пт}$, а при смещанном — $h_{\rm cm}$.

Предположим, что водопровод имеет большую длину и местными сопротивлениями можно пренебречь.

Расчет водопровода с транзитным расходом не отличается от расчета трубопроводов общего назначения и, следовательно, потеря напора определяется величиной

$$h_{\rm rp} = \frac{Q_{\rm rp}^2}{\kappa^2} l. \tag{8.33}$$

Определим потери напора в водопроводе при непрерывном путевом расходе (рис. 59). Пусть полный путевой расход по всей трубе — Q_{nr} . Тогда расход в сечении NN на расстоянии x от начального сечения выразится величиной

$$Q_x = Q_{n\tau} - \frac{Q_{n\tau}}{l} x = Q_{n\tau} \frac{l - x}{l}.$$

Гидравлический или пьезометрический уклон в этом сечении согласно формуле (8.15) равен

$$i_x = \frac{Q_x^2}{K^2} = \frac{Q_{\pi\tau}^2 (l-x)^2}{K^2 l^2}$$

а потеря напора на элементе длины dx составит величину

$$i_x dx = \frac{Q_{\Pi T}^2 (l-x)^2}{K^{2/2}} dx.$$

Проинтегрировав по всей длине водопровода это выражение от x=0 до x=l, получим полную потерю напора по длине $h_{\rm nr} = \int\limits_{-L}^{l} \frac{Q_{\rm nr}^2 \, (l-x)^2}{K^2 l^2} \, dx = \frac{Q_{\rm nr}^2}{K^2 l^2} \Biggl(\int\limits_{-L}^{l} l^2 dx - 2l \int\limits_{-L}^{l} x dx + \int\limits_{-L}^{l} x^2 dx \Biggr) =$

$$=\frac{Q_{\rm nT}^2}{K^2l^2}\,l^3-2\,\frac{Q_{\rm nT}^2}{K^2l^2}\,\frac{l^3}{2}\,+\,\frac{Q_{\rm nT}^2}{K^2l^2}\,\frac{l^3}{3}\,=\,\frac{Q_{\rm nT}^2}{3K^2}\,\frac{l}{3}\,.$$
 (8.34)
 Таким образом, напор, потерянный на преодоление сопротивления по длине при путевом расходе, в 3 раза меньше, чем

потери при транзитном расходе, в з раза меньше, чем потери при транзитном расходе.

Из зависимостей (8,33) и (8.34) следует, что при одинаковых потерях в водопроводе с транзитным и путевым расходами, т. е.

$$h_{
m Tp}=h_{
m nT};\;\;rac{Q_{
m Tp}^2\,l}{K^2}=rac{Q_{
m nT}^2\,l}{3K^2}\;,$$

в случае

путевой расход водопровода на 73% больше транзитного, так как

$$Q_{\tau p} = \frac{Q_{n\tau}}{\sqrt{3}}; \quad Q_{n\tau} = 1,73Q_{\tau p}.$$

Применяя ту же методику, найдем смешанный расход водопровода в произвольном сечении NN

льном сечении
$$NN$$

$$h_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{тр}}^2 t}{K^2} \left(1 + \frac{Q_{\text{пт}}}{Q_{\text{тр}}} + \frac{Q_{\text{пт}}^2}{3Q_{\text{тр}}^2} \right) \cdot \tag{8.35}$$

Выражение (8.35) является общей зависимостью для определения потерь напора в водопроводе. Действительно, если определять по этой формуле потери напора по длине водопровода в случае транзитного расхода, т. е. при $Q_{\rm nr}=0$, получим

$$h_{\sf c_M} = h_{\it l} = rac{Q_{\sf TP}^2}{K^2} \, l,$$
т. к. последние два члена уравнения (8.35) становятся равными

т. к. последние два члена уравнения (8.35) становятся равными нулю.

Если по этой формуле определять потери напора по длине водопровода в случае путевого расхода, т. е. при $Q_{\rm TP} = 0$, то

водопровода в случае путевого расхода, т. е. при
$$Q_{\text{т}l}$$
 $h_{\text{cm}}=h_{l}=rac{Q_{\text{п}}^{2}}{2K^{2}}\,l.$

Таким образом, приходим соответственно к формулам (8.33) и (8.34) для определения потерь напора при транзитном и путевом расходах водопровода.

СИФОННЫЙ ТРУБОПРОВОД

Сифонным трубопроводом или просто сифоном называют такой короткий трубопровод, часть которого находится выше уровня жидкости в питающем резервуаре и поэтому работает под вакуумом. Такой трубопровод применяют в тех случаях, когда не-



обходимо перепускать жидкость из резервуара с более высоким уровнем І-І в резервуар с более низким уровнем жидкости $\theta - \theta$ при условии, что по пути трубопровод долпреодолевая преграду, подняться до некоторой высоты в плоскости II—II, положение которой в пространстве выше уровня І-І в питающем резервуаре на ров (рис. 60).

Движение жидкости в сифонном трубопроводе происходит под действием атмосферного давления при условии, что в высшей точке сифона возникает вакуум. Для возникновения вакуума в наивысшей точке сифона необходимо предварительно весь трубопровод заполнить жидкостью. Для этого сначала закрывают отверстия с обоих концов и в верхней точке заполняют трубопровод жидкостью. Затем закрывают отверстие, через которое производится заполнение жидкостью, и одновременно открывают концевые отверстия трубопровода. В верхней части сифона образуется вакуум, и жидкость поступает из верхнего резервуара, выливаясь в нижний, Начальное заполнение сифонного трубопровода можно производить и при помощи вакуумнасоса.

В практике проектирования сифонных трубопроводов часто

возникает необходимость решения следующих задач:

а) известны — расход Q трубопровода, диаметр d, а также устройство трубопровода на восходящей линии, т. е. задан потерянный напор. Необходимо определить высоту вылета сифона h, т. е. превышение высшей точки сифонного трубопровода над уровнем жидкости в питающем резервуаре;

б) заданы расход Q и располагаемый напор H, τ . e. разность уровней в верхнем и нижнем резервуарах. Необходимо опреде-

лить диаметр сифонного трубопровода d;

в) задано превышение уровня в верхнем резервуаре относительно нижнего H, известны диаметр трубопровода d и его устройство. Необходимо рассчитать расход сифонного трубопровода Q.

Решение этих задач основано на применении уравнения Бернулли для сечений I-I и II-II при условии, что плоскостью сравнения является плоскость I - I (рис. 60).

где по условию задачи: $z_1 = 0$; $p_1 = p_{ax}$; $v_1 = 0$; $z_2 = h$. Следовательно $\frac{p_{ar}}{\rho g} = h + \frac{p_2}{\rho \sigma} + \frac{v_2^2}{2\sigma} + h_{rl}$ или $\frac{p_{\rm ar}-p_2}{p_{\rm g}}=h+\left(\frac{v^2}{2p}+h_{rl}\right).$ (8.36)

 $z_1 + \frac{p_1}{q_2} + \frac{v_1^2}{q_2} = z_2 + \frac{p_2}{q_2} + \frac{v_2^2}{q_2} + h_{rl}$

Бернулли в виде

Будем считать, что верхний и нижний резервуары открыты, т. е. в плоскостях сечений I-I и $\theta-\theta$ давление равно атмосферному. Предположим также, что уровни в резервуарах неизменны. Обозначив v_1 и v_2 — средние скорости в сечениях I-I и II — II соответственно и приняв $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, запишем уравнение

Абсолютное давление в жидкости в сечении II—II $p_2 < p_{ax}$, т. е. разность между атмосферным и абсолютным давлением в высшей точке сифонного трубопровода определяет вакуум в этом сечении: $p_{a\tau} - p_2 = p_{вак}$. Преобразуем выражение, стоящее в скобках в правой части

равенства (8.36), и получим
$$\frac{v_2^2}{2g} + h_{rl} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g} \left(\sum_1 \zeta + \lambda \frac{l_1}{d_1} \right),$$
 где λ , l_1 , d_1 — соответственно коэффициент сопротивления трения получили и дима и дима и дима получили получ

по длине, длина и диаметр восходящей части сифонного трубопровода. Тогда

 $\frac{v_2^2}{2\sigma} + h_{rl} = \frac{v_2^2}{2\sigma} \left(1 + \sum_{1} \zeta + \lambda \frac{l_1}{d} \right) = \frac{v_2^2}{2\sigma} \zeta_{\text{CMCT}},$ (8.37)

где $\zeta_{\text{сист}} = 1 + \Sigma_1 \zeta + \lambda \frac{l_1}{d_1}$ — коэффициент сопротивления системы рассматриваемой части сифонного трубопровода. Таким

рассматриваемой части сифонного трубопровода. Таким образом, уравнение (8.36) может быть представлено в виде
$$\frac{p_{\text{вак}}}{\rho \, g} = h + \frac{v_2^2}{2g} \zeta_{\text{сист}}, \tag{8.38}$$

ного трубопровода, затрачивается на подъем жидкости на высоту вылета h и на преодоление всех гидравлических сопротивлений на восходящей части трубопровода. Предельное значение вакуума не превышает 98,0665 кПа. Фактически достигается меньший вакуум, особенно в случае течения через сифон нагретой жидкости. Исходя из этих сообра-

откуда следует, что вакуум, создаваемый в высшей точке сифон-

жений и на основании зависимости (8.38) находим, что высота вылета сифона должна быть

$$h \leqslant \frac{p_{\text{вак}}}{\rho g} - \frac{\sigma_2^2}{2g} \zeta_{\text{сист}}.$$
 (8.39)
На практике величина h обычно не превышает 7—8 м и зависит от температуры жидкости и гидравлического сопротивления

сит от температуры жидкости и гидравлического сопротивления восходящей части сифонного трубопровода. Если вакуум в верхней части вылета сифонного трубопровода достаточно велик и абсолютное давление при этом оказывается ниже давления паров жидкости при температуре в сифонном трубопроводе, то происходит вскипание жидкости и часть объема трубопровода в высших точках заполняется паром и выделяющимися из жидкости газами, которые были в ней растворены. Вследствие этого расход жидкости снижается и может вообще прекратиться, так как происходит разрыв струи.

Условие нормальной работы сифона можно найти, исходя из следующих соображений.

Располагаемая удельная энергия, заставляющая жидкость из питающего резервуара подниматься к высшей точке сифонного трубопровода (вылета) на высоту h, определяется величи-

ной
$$\left(\frac{p_{\rm вт}-p_2}{\rho g}\right)$$
. Эта удельная энергия затрачивается на подъем жидкости по вертикали на высоту h , на создание скоростного напора $\frac{v_2^2}{2g}$, соответствующего скорости жидкости в сифонном

трубопроводе, и на преодоление всех гидравлических сопротивлений на восходящем участке трубопровода h_{rl}^{1-2} между рассматриваемыми сечениями I-I и II-II. Поэтому

$$\frac{p_{ar} - p_2}{\varrho g} - h - h_{rl}^{1-2} - \frac{v_2^2}{2g} = 0.$$
 (8.40)

Очевидно, что вскипания жидкости не произойдет, если $rac{
ho_2}{
ho\, g}>$

$$>h_t$$
, где $\rho g h_t$ — давление насыщенных паров жидкости при температуре перекачивания. Значения величин $\rho g h_t$ или h_t обычно приводятся в справочной литературе.

Следовательно, условие предотвращения разрыва струи в высшей точке сифонного трубопровода из-за вскипания жидкости и заполнения верхней части вылета паром и газами может быть представлено неравенством

$$\frac{p_2}{\rho g} = \frac{p_{ar}}{\rho g} - \left(h + h_{rl}^{1-2} + \frac{v_2^2}{2g}\right) > h_t,$$

из которого можно найти безопасную, с точки зрения разрыва струи, высоту вылета h сифонного трубопровода:

$$h \leqslant \frac{p_{\text{ar}}}{\rho_{g}} - h_{rl}^{1-2} - \frac{v_{2}^{2}}{2g} - h_{t}.$$

Принимая во внимание уравнение (8.37), получим

$$h \leqslant \frac{p_{\text{at}}}{\rho g} - \frac{v_2^2}{2g} \zeta_{\text{cher}} - h_t. \tag{8.41}$$

Полученное выражение важно при определении высоты вылета сифонного трубопровода для нагретой жидкости.

Рассмотрим роль перепада уровней жидкости в верхнем и нижнем резервуарах H для работы сифонного трубопровода. Составим уравнение Бернулли для сечений I-I и 0-0

$$z_1 + \frac{p_1}{p_g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_0 + \frac{p_0}{p_g} + \frac{v_0^2}{2g} + h_{rl}^{1-0},$$

где

$$z_1 = 0$$
; $p_1 = p_0 = p_{a\tau}$; $v_1 = 0$; $z_0 = -H$; $v_0 = 0$.

Учитывая, что полная потеря напора по всей протяженности сифонного водопровода

$$h_{rl}^{1-0} = \frac{v_2^2}{2g} \zeta_{\text{cher}}^{1-0}, \qquad (8.42)$$

где $v_1 = v_0 = 0$. Предположив, что уровни жидкости в резервуарах не изменяются, получим

$$-H + \frac{v_2^2}{2\sigma} \zeta_{\text{cher}}^{1-0} = 0,$$

или

$$H = \frac{v_2^2}{2g} \zeta_{\text{cHer}}^{1-0}.$$
 (8.43)

Из уравнений (8.42) и (8.43) следует, что разность между уровнями жидкости в верхнем и нижнем резервуарах H затрачивается на преодоление всех сопротивлений в системе сифонного трубопровода, т. е. располагаемый напор равен потерянному напору в системе:

$$H = h_{rl}^{1-0}. (8.44)$$

Совершенно очевидно, что при определенном значении коэффициента сопротивления системы скорость жидкости в трубопроводе, а следовательно, и расход прямо пропорциональны разности уровней H в резервуарах.

Очевидно также, что H не должно быть меньше h_{rl}^{1-0} , в противном случае жидкость перестанет перетекать из верхнего резервуара в нижний, а будет только заполнять трубопровод. При этом верхний и нижний резервуары будут служить для трубопровода гидравлическими затворами.

Приведем примеры решения типичных задач по расчету сифонных трубопроводов.

Задача 1. Вода из сборного колодца A подается в резервуар B с помощью сифонного трубопровода (рис. 61). Диаметр труб сифона d=150 мм. Определить максимальную высоту вылета h сифона при заданном расходе Q=20 л/с холодной воды. Длина восходящей части трубы $l_1 = 200$ м. Вход в трубу защищен сеткой $\varsigma_c = 5$. Решение. Высоту вылета сифона определим из выражения (8.39)

$$h\leqslant \frac{p_{\rm BAK}}{\rho\,g}-\frac{v_2^2}{2g}\,\zeta_{\rm CHCT},$$
 где v_2- средняя скорость в трубопроводе;

Scист — коэффициент сопротивления восходящей ветви трубопровода от начала трубы в сборном колодце до сечения II-II.

Максимальный вакуум р_{вак} который может быть создан в трубе, составляет техническую атмосферу, т. е.

 $p_{\text{вак}} = 98,066 \text{ кПа или } \frac{p_{\text{вак}}}{\rho \, g} = 10 \text{ м}.$ Средняя скорость жидкости в трубопроводе

$$v_2 = \frac{Q \cdot 4}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,02}{3,14 \cdot 0,15^2} \text{ M/c} = 1,13 \text{ M/c}.$$

Коэффициент сопротивления системы может быть найден из выражения (8.37)

$$\zeta_{\rm cmct} = 1 + \sum\nolimits_{1} \zeta + {}^{\prime}\lambda \, \frac{l_1}{d_1} = 1 + \zeta_{\rm c} + \zeta_{90^{\rm o}} + \lambda \, \frac{l_1}{d_1} \, \cdot \label{eq:zmct}$$

Принимаем $\varsigma_{000} = 0.2$; $\lambda = 0.03$, тогда

$$\zeta_{\text{CHCT}} = 1 + 5 + 0,2 + 0,03 \frac{200}{0.15} = 46,2.$$

Следовательно.

$$h \le 10 - \frac{1.13^2}{19.62} \cdot 46.2 \text{ M}, \text{ T. e. } h \le 7 \text{ M}.$$

Практически для обеспечения надежной работы сифона высоту h следует

принимать менее 7 м. Задача 2. Определить диаметр сифонного трубопровода при следующих условиях (рис. 61): разность уровней \hat{H} = 6 м; длина трубопровода сифона с

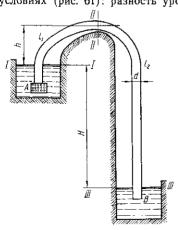


Рис. 61. Схема к расчету сифонного трубопровода.

учетом эквивалентной длины местных сопротивлений $L_1 = l_1 + l_{\text{экв}} = 250$ м; необхо-

димый расход Q = 50 л/c = 0,05 м³/с. Решение. Из формул (8.43) и (8.44)

$$h_{rl} = H = \frac{v_2^2}{2\sigma} \zeta_{\text{сист}} = \frac{Q^2 \cdot 16}{2\sigma^{-2}/4} \zeta_{\text{сист}}$$

откуда $Q = d^2 \sqrt{\frac{9,81 \cdot 3,14^2}{8}} \times$

$$imes \sqrt{\frac{H}{\zeta_{
m cuct}}}=3,48d^2 \sqrt{\frac{H}{\zeta_{
m cuct}}}$$
 . Диаметр d может быть найден методом по-

следовательного приближения, так как в этом уравнении коэффициент сопротивления системы Ссист является функцией от На основании выражения $Q = k V \bar{\iota}$

$$Q = K \sqrt{\frac{H}{L_1}}.$$

откуда

$$K = Q \sqrt{\frac{L_1}{H}} = 0.05 \sqrt{\frac{250}{6}} \text{ m}^3/\text{c} = 0.334 \text{ m}^3/\text{c}.$$

Из табл. 16 находим, что ближайший диаметр трубопровода, соответствующий полученному значению модуля расхода, будет d=200 мм. Оценим погрешность определения диаметра d, подставив соответствующие

Оценим погрешность определения диаметра *d*, подставив соответствующие значения величин в формулу

$$Q=3,48d^2 \sqrt{\frac{H}{\zeta_{\text{CMCT}}}},$$

а полученный результат расчета сравним с заданным по условию задачи расходом Q.

Предварительно найдем коэффициент сопротивления системы

$$\zeta_{\text{CHCT}} = 1 + 5 + 2.0, 2 + 0, 03 \frac{250}{0, 2} = 43, 7.$$

Следовательно,

Решение.

$$Q = 3,48 \cdot 0,2^2$$
 $\sqrt{\frac{6}{43.7}}$ $\text{m}^3/\text{c} = 0,139$ $\sqrt{0,137}$ $\text{m}^3/\text{c} = 0,051$ m^3/c .

Таким образом, рассчитанный диаметр трубопровода d = 200 мм обеспечивает необходимую подачу воды с небольшим запасом.

Задача 3. Определить расход Q сифонного трубопровода днаметром d = 100 мм при остальных условиях, указанных в предыдущей задаче.

$$\xi_{\text{CHCT}} = 1 + \zeta_{\text{c}} + 2\zeta_{90}^{\text{KOJ}} + \lambda \frac{L_1}{d} = 1 + 5 + 2.0, 2 + 0.03 \frac{250}{0.1} = 81.2;$$

$$Q = 3,48d^2 \sqrt{\frac{H}{\zeta_c}} = 3,48\cdot 0,1^2 \sqrt{\frac{6}{81\cdot 2}} \text{ m}^3/\text{c} = 0,0348 \sqrt{0,074} \text{ m}^3/\text{c} = 0,0095 \text{ m}^3/\text{c}.$$

ПРИНЦИП ЭКОНОМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ

В технической практике известны различные случаи расчета диаметра трубопровода при заданной подаче. Часто напор, под которым жидкость входит в трубопровод, известен. В этом случае решение задачи сводится к определению такого диаметра трубопровода, при котором располагаемый напор H равнялся бы потерянному напору h_{τ} .

Иногда необходимо определить диаметр трубопровода на заданный расход при неизвестном напоре. В таком случае технический расчет диаметра трубопровода без привлечения дополнительных условий оказывается невозможным, так как любому диаметру трубопровода соответствует определенный потерянный

напор, а располагаемый напор неизвестен. На практике в качестве такого дополнительного условия обычно используется экономическая зависимость, заключающаяся в том, что с увеличением диаметра трубопровода становится дороже сам трубопровод, а также его укладка. При этом иногда уменьшаются затраты на сооружение насосной станции или напорного резервуара, так как с увеличением диаметра уменьшаются потери напора h_{rl} , а следовательно, и необходимый напор H для преодоления этих сопротивлений.

Противоположное явление наблюдается при уменьшении диаметра трубопровода. Капитальные затраты на сооружение уменьшаются, а эксплуатационные расходы увеличиваются.

Очевидно, наиболее выгодным окажется такой диаметр трубопровода, при котором суммарная величина капитальных затрат на сооружения и затрат на эксплуатацию в единицу времени, например, за 1 год, окажется наименьшей.

Для решения поставленной задачи воспользуемся графоаналитическим методом расчета. Пусть капитальные затраты (в рублях) на сооружение трубопровода составляют $S_{\tau p}$, а затраты на насосную станцию — $S_{\text{нас.с}\tau}$. Примем затраты на амортизацию (декретируемые государством), соответственно, n_1 % в год и ежегодные затраты на текущий ремонт n_2 %. Тогда ежегодные затраты по основным фондам, т. е. на оборудование трубопровода и насосной станции, составят

$$S_1 = (S_{\tau p} + S_{\text{Hac.c1}}) \frac{n_1 + n_2}{100}$$
.

Эксплуатационные расходы на перекачку жидкости в год можно посчитать, установив общую стоимость единицы энергии,

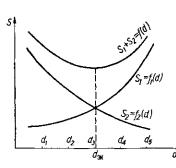


Рис. 62. График к расчету наиболее экономичного диаметра трубопровода.

например, стоимость 1 кВт·ч с учетом затрат на обслуживание, а также определив необходимое количество энергии в течение 1 г.

Пусть стоимость 1 кВт-ч с учетом затрат на обслуживание, смазку и прочее определится величиной P, а потребление энергии в год на перекачку составит E кВт-ч. При этом эксплуатационные расходы, т. е. расходы на перекачку жидкости в год, составят

$$S_2 = PE$$
.

Определив величины S_1 и S_2 для нескольких диаметров трубопровода,

построим зависимости $S_1=f_1(d)$ и $S_2=f_2(d)$ (рис. 62). Просуммировав величины S_1 и S_2 , получим суммарную зависимость $S_1++S_2=f(d)$. Проведем прямую, параллельную оси абсцисс, касательную к полученной суммарной кривой $S_1+S_2=f(d)$, и из

точки касания опустим перпендикуляр до пересечения с абсциссой. Точка пересечения с абсциссой указывает наиболее экономичный диаметр трубопровода $d_{\mathfrak{sk}}$.

В связи с тем, что при заданном расходе Q выбор скорости течения v определяет диаметр трубопровода, в инженерной практике чаще всего пользуются понятием наиболее экономичной скорости $v_{\rm эк}$, которая соответствует экономичному диаметру трубопровода $d_{\rm эк}$. В пищевой промышленности в результате технико-экономических расчетов установлены нормативы скорости жидкостей в трубопроводах для того, чтобы обеспечить применение экономичных диаметров трубопроводов. Так, например, для трубопроводов, применяемых в пищевой промышленности, установлены наиболее экономичные скорости при перекачке, м/с:

Жидкие с	соки,	про	мои	, вс	да					0,7—1,5
Сиропы										0,5-1,0
Патока										0,30,6
Воздух и	газы									10-40
Пары										1550

Глава девятая

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР В ТРУБАХ. ТЕОРИЯ Н. Е. ЖУКОВСКОГО

Н. Е. Жуковским доказан волновой характер распространения ударного давления. Он также установил, что для идеальной несжимаемой жидкости в неупругом трубопроводе при мгновенном закрытии задвижки скорость распространения ударной волны равна скорости звука в данной среде. Для реальной жидкости в упругом трубопроводе Н. Е. Жуковским найдена поправка для более точного определения скорости распространения ударной волны, учитывающая сжатие жидкости и расширение трубопровода. Все это дает возможность заранее определить ударное давление, которое может возникнуть в трубопроводе при мгновенном перекрытии запорных приспособлений, а также предпринять меры для предотвращения гидравлических ударов в трубах.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДАРНОГО ДАВЛЕНИЯ

Рассмотрим физические процессы, происходящие в заполненном жидкостью трубопроводе в случае мгновенного или очень быстрого закрытия задвижки (рис. 63).

При мгновенном закрытии задвижки 3 жидкость в трубопроводе останавливается скачком и давление поднимается вследствие преобразования кинетической энергии в потенциальную. Такой процесс называют прямым гидравлическим ударом.

Повышение давления происходит сначала только у самой задвижки в сечении B - B. Затем это состояние жидкости передается по трубе по закону распространения волнообразного движения. Если обозначить скорость распространения повышенного или ударного давления в жидкости через c, то за элементарный

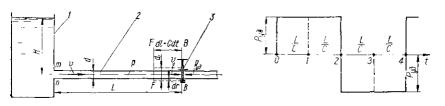


Рис. 63. Прямой гидравлический удар. Обозначения.

Рис 64. Теоретическая зависимость давления у задвижки при прямом гидравлическом ударе.

промежуток времени dt волна ударного давления распространится на расстояние dl от задвижки, т. е. до сечения F - F

$$dl = c dt. (9.1)$$

мента закрытия задвижки процесс повышения давления в трубопроводе, распространяясь по направлению, противоположному движению жидкости до удара, достигнет резервуара I на расстоянии L от задвижки, причем $\Delta t_1 = \frac{L}{c}$ (рис. 64, участок $\theta-1$) при однородности жидкости и соответственно материалу трубо-

За некоторый конечный промежуток времени Δt_1 после мо-

провода по всей его длине. Объем резервуара достаточно большой по сравнению с объемом жидкости в трубопроводе. Поэтому распространение гидравлического удара в трубе не скажется на уровне и состоянии жидкости в резервуаре. Давление жидкости в сечении m-n трубопровода при входе в резервуар при этом будет соответствовать напору H, а в сечении B-B у задвижки будет продолжать действовать ударное давление p_{yx} .

Итак, через промежуток времени Δt_1 после момента закрытия задвижки 3 во входном сечении m-n трубопровода должно возникнуть давление p_{y_n} , которое больше гидростатического давления, соответствующего напору H. Направлено это давление в сторону резервуара из трубы и поэтому жидкость придет в движение в сторону меньшего давления. При этом давление в этом сечении начнет снижаться и волна пониженного давления будет распространяться с той же скоростью c в направлении от резервуара к задвижке. Через последующий промежуток време-

(рис. 64, участок 1-2). Период времени $T=\frac{2L}{c}$ называют фазой удара.

ни $\Delta t_2 = rac{2L}{c}$ волна пониженного давления достигнет задвижки

Затем волна пониженного давления начинает распространяться от сечения B-B к сечению m-n и достигает его через $\Delta t_3=\frac{3L}{2}$ от момента возникновения гидравлического удара (рис. 64,

участок 2—3). В этот момент в сечении m-n при выходе трубы из резервуара возникает начальное давление, обусловленное статическим напором H, которое распространяется в сторону задвижки и достигает ее через $\Delta\,t_4 = \frac{4L}{c}\;.$

 t_4 в трубопроводе восстанавливается нормальное давление и нормальная скорость, но так как задвижка закрыта,

Фактически вследствие действия гидравлических сопротивлений процесс имеет затухающий характер. В связи с тем, что при значительной скорости движения жидкости и при мгновенном закрытии задвижки в трубопроводе сильно возрастает давление, превосходящее начальное значение во много раз, следует полагать, что происходит некоторое сжатие жидкости и некоторое расширение (увеличение диаметра) трубопровода.

Обозначим начальный диаметр трубопровода (до гидравли-

то возникает новый гидравлический удар и цикл повторяется.

ра у задвижки v_2 . Обозначим начальное давление в трубопроводе через p, а конечное давление гидравлического удара — p_{yx} . Для определения ударного давления p_{yx} применим закон количества движения к участку трубопровода у самой задвижки, ограниченному сечениями B - B и F - F. В соответствии с этим законом изменение количества движения системы за некоторый промежуток времени равно импульсу всех сил, действующих на эту систему за тот же промежуток времени. Аналитически этот

закон выражается в равенстве проекции изменения количества движения на направление движения проекции импульса всех

сил на то же направление
$$mv_2 - mv_1 = \sum p_i t_i.$$
 (9.2)

Если в течение времени dt после мгновенного закрытия задвижки наблюдать за участком трубопровода, ограниченным сечениями $B\!-\!B$ и $F\!-\!F$, который будем называть отсеком FB, то обнаружим следующее.

изменение количества движения жидкости в отсеке FB будет равно $(-mv_1)$. Величина $(-mv_1)$ определяется количеством движения той жидкости, которая к моменту гидравлического удара находилась в отсеке FB и двигалась со скоростью v_1 , а также количеством движения жидкости, которая «втиснулась» в этот отсек вследствие сжатия жидкости и расширения трубопровода. Предполагаем, что плотность жидкости, дополнительно вошедшей в отсек вследствие расширения трубопровода, равна начальной плотности о, а скорость, с которой она двигалась в отсек, равна начальной скорости жидкости $v = v_1$.

После закрытия задвижки в сечении В-В жидкость останавливается и скорость v_2 становится равной нулю. Следовательно,

Итак, количество движения жидкости, которая находилась в отсеке к моменту гидравлического удара, определится величиной $\pi r^2 dlov$, а количество движения жидкости, дополнительно вошедшей в отсек FB, можно определить выражением $2\pi rdrdlov$. Определим сумму импульсов сил, действующих на отсек FB. Она состоит из импульса силы гидродинамического давления, обусловленного начальным давлением р на начальное сечение трубопровода $+p\pi r^2 dt$ (направление импульса вдоль движения - положительное). В указанную сумму входит также импульс, равный произведению дополнительной силы, действующей в том же направлении, на приращение поперечного сечения

тивоположном направлении — $p_{yz}\pi r^2 dt$. Следовательно, сумма импульсов всех сил, действующих на отсек FB за время dt, составит величину

трубы вследствие ее расширения $+p2\pi rdrdt$, а также импульс силы, обусловленной ударным давлением $p_{\rm va}$, действующим в про-

$$\sum_{i} p_i t_i = p \pi r^2 dt + p 2\pi r dr dt - p_{yx} \pi r_1^2 dt.$$

Таким образом, закон количества движения, выраженный уравнением проекций на направление движения, примет вид

нием проекций на направление движения, примет вид
$$-\pi r^2 dl \rho v - 2\pi r dr dl \rho v = p \pi r^2 dt + p 2\pi r dr dt -$$

 $-p_{\rm VI}\pi r_1^2 dt.$ (9.3)Пренебрегая бесконечно малыми величинами второго порядка,

получим

$$-\pi r^2 dl \rho v = p \pi r^2 dt - p_{vx} \pi r_1^2 dt.$$
 (9.4)

Допустив с некоторой погрешностью, что $r_1 = r$ и, разделив обе части равенства (9.4) на $\pi r^2 dt$, получим

ва (9.4) на л
$$r^2dt$$
, получ $p = \frac{dl}{dt}v = p - p_{yx}$,

или

$$p_{vx} = p + \rho cv$$

(9.5)

где c — скорость распространения ударного давления в трубопроводе, равная скорости звука в данной среде.

В расчетах обычно принимают значение (формула Жуковского)

$$c = \frac{\sqrt{\frac{E_{xx}}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_{xx}}{E} \frac{d}{s}}}, \qquad (9.6)$$

где E_{π} и E — модули упругости соответственно жидкости и материала стенки трубы: s — толщина стенки трубы.

трубопровода не упругий, т. е. $E = \infty$, то скорость распространения ударного давления в трубопроводе равна скорости распространения продольной волны в среде, которая заполняет трубопровод, например, скорости распространения звука в данной среде

$$c_{\rm ж} = \sqrt{\frac{E_{\rm ж}}{\rho}} \;, \eqno(9.7)$$
 где $\sqrt{\frac{E_{\rm ж}}{\rho}} -$ скорость распространения звуковой волны в среде,

упругом трубопроводе, заполненном водой, при прямом гидрав-

модуль упругости которой E_{∞} , а плотность ρ . Обычно для пресной воды при нормальной температуре c_{κ} =

= 1425 м/с. Поэтому скорость распространения ударной волны в

лическом ударе определяется величиной
$$c = \frac{1425}{1 + \frac{E_{\text{ж}}}{E} \frac{d}{S}} \ . \tag{9.8}$$

Наконец, ударное давление в круглой трубе с учетом формул (9.5) и (9.6) может быть определено выражением

$$p_{yx} = p + \rho v \frac{c_{xx}}{\sqrt{1 + \frac{E_{xx}}{E} \frac{d}{S}}}. \qquad (9.9)$$

Все приведенные выше зависимости относятся к прямому гидравлическому удару, т. е. к такому удару, который получается, если отраженная волна (пониженного давления) не успевает подойти к задвижке до ее полного закрытия.

При постепенном закрытии задвижки, т. е. при непрямом гидравлическом ударе, получающемся, когда отраженная волна успевает подойти к задвижке до ее полного закрытия, явление гидравлического удара усложняется.

Для приближенного определения ударного давления в случае постепенного закрытия задвижки можно пользоваться формулой

$$p_{yx} = p + \rho vc \frac{T}{t}, \qquad (9.10)$$

где T — время закрытия задвижки; t — фаза гидравлического удара.

ПРЕДОТВРАЩЕНИЕ ПРЯМОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА В ТРУБАХ. ЛОКАЛИЗАЦИЯ И СНИЖЕНИЕ УДАРНОГО ДАВЛЕНИЯ

Предотвратить гидравлический удар при использовании запорных приспособлений в трубопроводах, исходя из самого определения гидравлического удара, — нельзя. Можно лишь ослабить действие прямого гидравлического удара и его разрушительные последствия.

На основе анализа зависимости $p_{ya} = p + \rho cv \frac{T}{t}$ можно ука-

зать следующие меры по снижению давления $\left(\rho cv \, rac{T}{t} \, \right)$, связанного с возникновением непрямого гидравлического удара в трубопроводе до технически допустимого уровня.

1. Для предотвращения прямого гидравлического удара не-

обходимо, чтобы время закрытия задвижки или другого запорного приспособления было больше фазы удара, т. е.

Отсюда следует, что запорные приспособления по своей кон-

$$t > T = \frac{2L}{c} . \tag{9.11}$$

струкции должны исключать возможность очень быстрого, а тем более мгновенного перекрытия трубопровода. Поэтому в последнее время стараются избегать применения пробочных кранов, а вместо них устанавливают вентили или задвижки. С этой точки зрения при высоком давлении и больших скоростях течения жидкости в длинных трубопроводах целесообразно применение мелкой многовитковой резьбы на шпинделях задвижек или вентилей.

Из зависимостей (9.10) и (9.11) видно, что чем больше длина L трубопровода (от задвижки до резервуара), тем больше фаза удара \hat{T} и, при прочих равных условиях, больше оснований для возникновения прямого гидравлического удара и ударного давления, превышающего границы безопасности для трубопровода.

2. Для ослабления вредного влияния гидравлического удара на прочность трубопровода, его стыков и соединений применяют различного типа предохранительные клапаны и воздушные колпаки, устанавливаемые вблизи запорных приспособлений, являющихся источником гидравлических ударов. Предохранительи воздушные колпаки амортизируют удары, клапаны возникающие в жидкости, удаляя некоторый объем жидкости из трубопровода в момент удара, а также локализуют распространение ударной волны в пределах расстояния от запорного приспособления, являющегося источником гидравлического удара до воздушного колпака или предохранительного клапана.

Глава десятая

ИСТЕЧЕНИЕ РЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ, НАСАДКИ И ВОДОСЛИВЫ

В пищевых производствах по условиям технологии между заводскими станциями приходится транспортировать большие количества жидкостей различной вязкости. Так, например, вязкость спирта составляет всего 0,013 пуаз, а вязкость концентрированного сахарного сиропа достигает 400 пуаз.

В соответствии с технологической схемой производства этими продуктами периодически заполняются различные аппараты и резервуары, которые впоследствии опорожняются. Кроме того, в некоторых отраслях промышленности: пивоваренной, молочной, ликеро-водочной и других, готовую продукцию разливают в различную посуду.

Все эти операции производятся зачастую в условиях истечения жидкости из отверстий и коротких труб. Для расчета расхо-

да таких отверстий нельзя пользоваться зависимостями, выведенными ранее для идеальной жидкости. При истечении из отверстий реальных жидкостей возникасвоеобразные местные гидравлические сопротивления, влияющие на скорость и расход.

В зависимости от харак-

стий в тонкой (а) и толстой (б) стенках. тера течения в гидравлике различают истечение из отверстия в тонкой и толстой стенках.

Тонкой называют стенку, которая образует у отверстия заостренную кромку. При этом толщина стенки у отверстия должна быть настолько малой, чтобы не оказывать на струю никакого влияния, кроме самого размера отверстия. К тонким обычно относят стенки толщиной s < 0.2d (при круглых отверстиях).

Толстой называют стенку, толщина которой более 3,5 характерных размеров отверстия в ней.

Форма, относительные размеры и характер струй при истечении из отверстий в тонких и толстых стенках отличаются друг от друга. Так, при истечении из отверстия в тонкой стенке (рис. 65, a) наблюдается сжатие струи при прохождении жидкости через отверстие. Наиболее сжатое сечение располагается за отверстием, примерно, на расстоянии 0.5 d от наружной поверхности стенки.

Если толщина стенки $3.5 d \le s \le 7 d$, то сжатие струи происходит только при входе в отверстие (рис. 65, 6), а затем струя как бы прилипает к стенкам отверстия и вытекает из него полным сечением.

В зависимости от распределения давления по сечению различают малые и большие отверстия. Причем, малым называют такое отверстие в боковой стенке сосуда, изменением давления по высоте сечения которого можно пренебречь. Большим считают такое отверстие, размер живого сечения которого по вертикали z>0,1 H, где H— напор над отверстием.

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИСТЕЧЕНИЯ РЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ МАЛЫЕ ОТВЕРСТИЯ В ТОНКОЙ СТЕНКЕ

Определим скорость истечения жидкости через малое отверстие в тонкой стенке, при условии, что в резервуаре поддерживается постоянный уровень h. Будем считать, что резервуар открыт и истечение происходит в атмосферу (рис. 66, a).

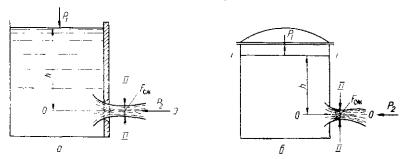


Рис. 66. Истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке при поддержании постоянного уровня в резервуаре для случаев открытого резервуара (a) и под давлением выше атмосферного (δ).

Составим уравнение Бернулли для двух сечений I—I и II—II относительно горизонтальной плоскости 0—0, проходящей через ось струи. Учитывая, что сечение I—I совпадает с поверхностью

жидкости в резервуаре, а сечение II--II проходит через сжатое сечение струи, которое в центре пересекается осью отверстия $\theta - \theta$ находим

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_r.$$
 (10.1)
В соответствии с оговоренными условиями задачи и принятыми обозначениями в уравнении (10.1) следует принять:

1) $p_1 = p_2 = p_{\rm ar}$, так как резервуар открыт, а истечение про-

исходит в атмосферу: 2) $v_1 = 0$, так как уровень жидкости поддерживается постоян-

ным h = const: 3) $z_2 = 0$; $z_1 = h$.

Кроме того, будем считать, что потери напора h, определяются местным сопротивлением при течении жидкости через отверстие, т. е.

$$h_r = \zeta \, rac{v_2^2}{2g} \, ,$$
 где ζ -- коэффициент местного сопротивления, отнесенный

скорости в расчетном сечении. Итак, для рассматриваемого случая уравнение Бернулли примет вид

$$h + \frac{p_{a\tau}}{\rho g} = \frac{p_{a\tau}}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \zeta \frac{v_2^2}{2g}.$$

Откуда следует, что

$$h=\frac{v_2^2}{2g}\left(\alpha_2+\zeta_1\right),\,$$

а скорость истечения реальной жидкости из отверстия

 $v_2 = \sqrt{\frac{1}{a_0 + \zeta}} \cdot \sqrt{2gh}$. (10.2)

Величину $\sqrt{\frac{1}{\alpha_n+\zeta}}$, корректирующую значение действительной скорости реальной жидкости относительно теоретической скорости идеальной жидкости, называют коэффициентом скорости и обозначают

$$\varphi = \sqrt{\frac{1}{\alpha_n + \zeta}} \tag{10.3}$$

Коэффициент α_2 часто принимают равным единице ($\alpha_2 = 1$), при этом коэффициент скорости

три этом коэффициент скорости
$$\varphi = \sqrt{\frac{1}{1+\zeta}} \,. \tag{10.4}$$

(10.1)

Следовательно, скорость реальной жидкости при истечении из отверстия для указанных выше условий определяется величиной $v_{\mathbf{q}} = \varphi \sqrt{2gh}$. (10.5)

Рассмотрим теперь случай истечения жидкости из отверстия в резервуаре с тонкой стенкой при условии, что резервуар закрыт (рис. 66,
$$\sigma$$
) и давление $\rho_1 > \rho_2$, но уровень жидкости в резервуаре поддерживается постоянным.

Для этого случая уравнение Бернулли примет вид

$$h + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \zeta \frac{v_2^2}{2g} ,$$

откуда

$$v_{2} = \sqrt{\frac{1}{a_{2} + \zeta}} \sqrt{2g\left(h + \frac{p_{1} - p_{2}}{\rho g}\right)} = \varphi \sqrt{2g\left(h + \frac{p_{1} - p_{2}}{\rho g}\right)}.$$

В соответствии с формулами (10.5) и (10.6) находим

(10.7)

(10.6)

$$\phi = rac{v_2}{\sqrt{2gh}}$$
 и $\phi = rac{v_2}{\sqrt{2g\left(h + rac{p_1 - p_2}{
ho\,g}
ight)}}$, (10.7) где v_2 — действительная скорость истечения жилкости из отвер-

где v_2 — действительная скорость истечения жидкости из отверстия.

Из сравнения зависимостей (10.7) с выражениями (3.27) и (3.28) следует, что коэффициент скорости ф представляет собой отношение действительной скорости при истечении из отверстия реальной жидкости к теоретической скорости, выведенной для идеальной жидкости.

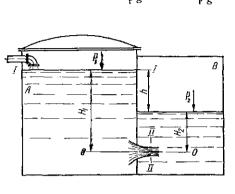
В пищевых производствах часто применяют аппараты таких систем, в которых жидкость перетекает из одного резервуара в другой, причем перетекание происходит под уровень уже имеющейся в аппарате жидкости. Иногда встречается целая технологическая цепь (кристаллизаторы утфеля на сахарных заводах), состоящая из нескольких резервуаров с последовательным перетеканием жидкости из одного резервуара под уровень в другом, т. е. истечение жидкости происходит через затопленные

отверстия. Такое перемещение жидкости возможно под действием соответствующей разности уровней в резервуарах или разности внешнего давления. Возможно также совокупное влияние указанных факторов на процесс перетекания жидкости из резервуара в резервуар.

Определим скорость перетекания жидкости через затопленное отверстие (рис. 67), для чего составим уравнение Бернулли для сечений I-I и II-II. Предполагаем, что разность уровней hв резервуарах остается постоянной. Пусть перетекание происходит через отверстие в тонкой стенке и внешние давления на поверхностях жидкости в резервуарах неодинаковы $(p_1 \neq p_2)$; жидкость в обоих резервуарах однородная, плотность которой ρ ; а коэффициенты $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$.

 \hat{H} сходя из этих условий, запишем уравнение Бернулли для сечений I - I и II - II в виде

$$H_1 + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2 + \rho g H_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \zeta \frac{v_2^2}{2g},$$



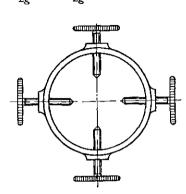


Рис. 67. Истечение жидкости через затопленное отверстие.

измерения сжатого сечения струи.

Рис. 68. Приспособление для

где ζ — суммарный коэффициент сопротивления, учитывающий потери энергии жидкости на преодоление сопротивления самого отверстия и при выходе струи под уровень резервуара. Учитывая, что H_1 — H_2 =h, находим

$$h + \frac{p_1 - p_2}{p g} = \frac{v_2^2}{2g} (1 + \zeta),$$

откуда

$$v_2 = \sqrt{\frac{1}{1+\zeta}} \cdot \sqrt{\frac{2g\left(h + \frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho g}\right)}{2g\left(h + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)}} =$$

$$= \varphi \sqrt{\frac{2g\left(h + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)}{2g\left(h + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)}},$$

где h — разность уровней в резервуарах.

Многочисленными опытами установлено, что при истечении маловязкой жидкости, например воды, из отверстий в тонкой стенке коэффициент скорости $\phi \approx 0.97$. Поэтому в соответствии с формулой (10.4) коэффициент сопротивления отверстия в тонкой стенке

$$\zeta = \frac{1}{\omega^2} - 1 = \frac{1}{0.97^2} - 1 = 0.063. \tag{10.9}$$

(10.8)

Зная скорость в сжатом сечении струи $v_2 = \varphi \sqrt{2g \left(h + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)}$, можно было бы определить расход жидкости через отверстие в

можно оыло оы определить расход жидкости через отверстие в тонкой стенке при условии, что сжатое сечение струи известно. Это сечение может быть измерено при помощи специального

измерительного приспособления, представляющего собой кольцо с микрометрическими винтами (рис. 68), или с помощью обычного штангенциркуля с нониусом. Такие измерения проводятся в лабораториях и при специальных наблюдениях в практике.

В технических расчетах для определения расхода через отверстие в тонкой стенке площадь сжатого сечения струи $F_{\rm cж}$ выражают через коэффициент сжатия струи ε :

$$F_{\text{cw}} = \varepsilon F_{\text{ots}}, \tag{10.10}$$

где $F_{\text{отв}}$ — площадь сечения отверстия.

Опытным путем установлено, что для маловязких жидкостей, таких как вода, спирт, коэффициент сжатия струи при истечении через отверстие в тонкой стенке $\varepsilon = 0.64$.

Чтобы определить коэффициент сжатия для круглого отверстия, достаточно измерить диаметр сжатой струи $d_{\rm cw}$ и диаметр отверстия $d_{\rm отв}$, так как

$$\varepsilon = \frac{d_{\mathrm{cw}}^2}{d_{\mathrm{orb}}^2} \,.$$

Таким образом, обычное выражение закона постоянства расхода (неразрывности потока) для рассматриваемого случая может быть представлено в виде

$$Q = vF = \epsilon \varphi F_{\text{ore}} \sqrt{\frac{2g\left(h + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)}{\rho g}}. \tag{10.11}$$

Произведение $\epsilon \phi$ называют коэффициентом расхода и обозначают

$$\mu = \epsilon \varphi. \tag{10.12}$$

Учитывая, что при истечении маловязкой жидкости через отверстие в тонкой стенке $\phi = 0.97$, а $\epsilon = 0.64$, коэффициент расхода

$$\mu = \varphi \varepsilon = 0.97 \cdot 0.64 = 0.62. \tag{10.13}$$

С учетом выражения (10.12) расход реальной жидкости при истечении через отверстие может быть определен зависимостью

$$Q = \mu F_{\text{отв}} \sqrt{2g \left(h + \frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho g}\right)}. \tag{10.14}$$

Этой зависимостью можно пользоваться в общем случае для определения расхода жидкости через отверстие при $p_1 > p_2$, если значения h и $\frac{p_1 - p_2}{\rho g}$ соизмеримы.

В производственной практике часто для быстрого опорожнения закрытых резервуаров создают над свободной поверхностью жидкости значительное избыточное давление. Так поступают. нагнетая компрессором воздух для вытеснения молока из бака. Часто для подачи готового пива на розлив нагнетают в закры-

тый бак с пивом углекислый газ. В этих случаях $\frac{p_1-p_2}{}>>h$

и формула (10.14) принимает вид

$$Q = \mu F_{\text{отв}} \sqrt{\frac{2g \frac{p_1 - p_2}{\rho g}}{\rho g}} = \mu F_{\text{отв}} \sqrt{\frac{2 \frac{p_1 - p_2}{\rho}}{\rho}}. \quad (10.15)$$

Если же сосуд открыт и истечение происходит в атмосферу, то $p_1 = p_2$, т. е.

$$Q = \mu F_{\text{ora}} \sqrt{2gh}. \tag{10.16}$$

Из зависимости (10.14) следует, что коэффициент расхода д равен отношению действительного расхода при истечении реальной жидкости из отверстия к теоретическому расходу при истечении идеальной жидкости:

$$\mu = \frac{Q}{F_{\text{OTB}} \sqrt{\frac{2g\left(h + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)}}}$$
 (10.17)

СОВЕРШЕННОЕ, НЕСОВЕРШЕННОЕ И НЕПОЛНОЕ СЖАТИЕ СТРУИ

Ранее были рассмотрены закономерности и коэффициенты истечения жидкости из малых отверстий в тонкой стенке при условии, что при течении жидкости через отверстие к нему направляются струйки жидкости, расположенные в резервуаре не только против самого отверстия, но и в стороне от него. Вследствие этого происходит скрещивание траекторий струек, обусловливающее сжатие струи при выходе из отверстия.

Такая картина истечения наблюдается в том случае, если внутри резервуара нет близко расположенных к отверстию стенок (рис. 69, а). Здесь струйки и их направления формируются произвольно под влиянием свободного притекания частиц жидкости из резервуара вследствие освобождения пространства у отверстия вытекающей струей. При этом условия сжатия струи одинаковы со всех сторон. Такое сжатие струи называется совершенным.

Если же вблизи от отверстия расположена стенка, то она оказывает направляющее действие на частицы жидкости, движущиеся к отверстию (рис. 69, б). Чем ближе стенка к кромкам отверстия, тем ее направляющее действие больше, а сжатие струи менее совершенно. В таких случаях говорят о несовершенном сжатии струи.

Несовершенство сжатия струи возникает в том случае, если расстояние l от стенки до ближайшей кромки отверстия становится меньше трех диаметров круглого отверстия или утроенной длины соответствующей стороны некруглого отверстия l < 3 d или l < 3 a (рис. 69, θ).

Если в какой-либо части периметра отверстия стенка непосредственно примыкает к нему, то по этой части периметра сжа-



тия струи вообще не происходит (рис. 69, z, ∂). Такую струю

называют струей с неполным сжатием.

Неполнота сжатия приводит как бы к прилипанию струи к направляющей стенке. Это свойство струи используется в производственной практике для приближения вытекающей струи к стенке (рис. 69, ∂) резервуара или, наоборот, для ее отдаления (рис. 69, ε).

Расход жидкости через отверстие в тонкой стенке при несовершенном или неполном сжатии струи немного больше, чем при совершенном сжатии. Поправку на несовершенство или неполноту сжатия струи учитывают при определении коэффициента расхода µ. С этой целью пользуются эмпирическими зависимостями, которые приводятся в справочниках по гидравлике [16].

ИСТЕЧЕНИЕ РЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ БОЛЬШИЕ ОТВЕРСТИЯ

Истечение жидкости через большие отверстия в вертикальной стенке резервуара имеет некоторые особенности. Под большим условно понимают такое отверстие, высота которого $(z_2-z_1) > 0.1h$, где h — напор над центром отверстия (рис. 70, a). В этом случае нельзя пренебречь различием статического напора над разными точками сечения отверстия, даже при поддержании по-

стоянного уровня жидкости в резервуаре над центром тяжести отверстия. Что касается истечения жидкости из больших отверстий в дне резервуара при поддержании постоянного уровня в нем (рис. 70, δ), то условия истечения зависят от соотношения площадей отверстия и сече-

нем (рис. 10, 0), 10 условия площадей отверстия и сечения резервуара. С увеличением F_0/F_p начинает сказываться направляющее действие стенок резервуара на вытекающую струю. Сжатие струи становится несовершенным и коэффициент расхода μ увеличивается по сравнению с коэффициентом расхода для малого отверстия.

Истечение реальной жидкости через большое прямоугольное отверстие в тонкой вертикальной стенке при постоянном уровне в резервуаре. Рассмотрим ис-

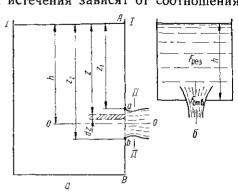


Рис. 70. Истечение жидкости через большие отверстия с прямоугольным сечением в боковой стенке (a) и в дне резервуара (δ).

течение жидкости через большое прямоугольное отверстие ab в вертикальной плоской стенке AB (рис. 70, a). Напор h над центром прямоугольного отверстия поддерживается постоянным. Будем считать, что плоскость I-I совпадает со свободной поверхностью жидкости на высоте h от центра отверстия, через который проходит горизонтальная плоскость сравнения $\theta-\theta$. Плоскость II-II проходит через сжатое сечение струи и в центре пересекается осью отверстия, лежащей в плоскости сравнения $\theta-\theta$.

Вследствие того, что высота отверстия по вертикали z_2-z_1 соизмерима с глубиной h погружения под уровень центра тяжести отверстия, изменением напора для различных слоев жидкости по вертикали не следует пренебрегать.

Для определения полного расхода Q через такое отверстие следует взять интегральную сумму элементарных расходов жидкости в слоях, погруженных на различную глубину. Пусть z_1 глубина погружения под уровень жидкости верхней кромки отверстия; z_2 глубина погружения под уровень нижней кромки отверстия; z_1 переменная глубина погружения под уровень элементарного слоя с площадью сечения dF = bdz, где b ширина прямоугольного отверстия перпендикулярно плоскости чертежа, dz — высота элементарного слоя по вертикали.

Полагая, что коэффициент расхода μ во всех элементарных слоях по высоте — одинаков и давления на поверхности жид-кости в сечении I-I и II-II равны $(p_1=p_2)$, можно записать

$$dQ = \mu \, dF \, V \, \overline{2gz} = \mu \, b \, V \, \overline{2gz}^{1/2} \, dz. \tag{10.18}$$

Проинтегрировав это выражение в пределах от z_1 до z_2 , получим

$$Q = \frac{2}{3} \mu b V \overline{2g} (z_2^{4/2} - z_1^{4/2}). \tag{10.19}$$

Многочисленные вычисления расхода Q жидкости через большие отверстия по точной формуле (10.19) показывают, что практически получаемые значения О мало отличаются от значений. вычисленных по формуле

$$Q = \mu \, F_0 \, V \, \overline{2gh_{\rm u.t.o}}, \tag{10.20}$$
 где $h_{\rm u.t.o}$ — глубина погружения центра тяжести отверстия под

уровень. Для определения расхода жидкости через большое отвер-

стие по формуле $Q = \mu F_0 \sqrt{2gH}$ необходимо подобрать соответствующее значение коэффициента расхода и.

Академик Н. Н. Павловский рекомендует для приближенных расчетов расхода жидкости через большие отверстия принимать следующие значения коэффициента расхода [23] и:

всех сторон, при отсутствии направляющих стенок 0.65 Отверстия больших размеров с несовершенным, но всесторонним сжатием 0.70 тельным влиянием бокового сжатия 0.65 - 0.70Донные отверстия с умеренным влиянием бокового 0.70 - 0.75. Донные отверстия с плавными боковыми подходами 0.80 - 0.85

ИСТЕЧЕНИЕ РЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ НАСАДКИ

Отверстия средних размеров со сжатием струи со

Если жидкость вытекает из отверстия в резервуаре и толщина его стенки s>3.5 d, где d — диаметр отверстия (см. рис. 65, δ), то характер истечения будет иным, по сравнению с истечением через отверстие в тонкой стенке. В случае истечения жидкости через насадки (рис. 71) сжатие струи происходит только при входе в отверстие. Далее струя как бы прилипает к стенкам и заполняет все сечение отверстия.

Можно показать, что расход жидкости через насадки (толстые стенки) будет большим, чем в случае истечения через отверстие такой же площади в тонкой стенке. Для рассмотрения некоторых особенностей истечения жидкостей через насадки при-

ведем наиболее характерные примеры. Внешний цилиндрический насадок. Коэффициент сжатия є=

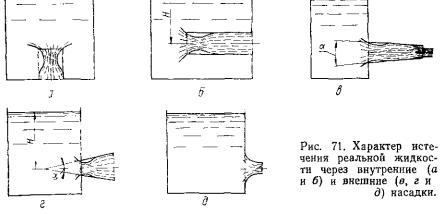
=1, так как жидкость выходит из отверстия полным сечением. Поэтому коэффициент расхода и равен коэффициенту скорости ф и по опытным данным $\mu = \phi = 0.82$. Следовательно, коэффициент сопротивления отверстия в толстой стенке

$$\zeta = \frac{1}{\varphi^2} - 1 = \frac{1}{0.82^2} - 1 \approx 0.5.$$

Сравним соответствующие коэффициенты истечения для отверстий в тонкой и толстой стенках:

тонкая стенка: ε =0,64; φ =0,97; μ =0,62; ξ =0,063; толстая стенка: ε =1,0; φ =0,82; μ =0,82; ξ =0,5.

Скорости и расходы при истечении из отверстий в тонкой и толстой стенках пропорциональны соответствующим коэффици-



ентам скорости и расхода, приведенным выше. Поэтому, сравнивая расход жидкости через отверстие с одинаковой площадью сечения F_0 в толстой стенке (μ_2), находим, что он больше соответствующего значения для тонкой стенки (μ_1) на величину

$$\Delta \mu = \frac{\mu_2 - \mu_1}{\mu_1} 100\% = \frac{0.82 - 0.62}{0.62} 100\% = 32.3\%.$$

Аналогичное сравнение коэффициентов скоростей показывает, что скорость течения жидкости через отверстие в тонкой стенке (ϕ_1) больше скорости течения через такое же отверстие в толстой стенке (ϕ_2) на величину

$$\Delta \varphi = \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{\varphi_1} \cdot 100\% = \frac{0.97 - 0.82}{0.97} \cdot 100\% = 15.5\%.$$

Таким образом, несмотря на уменьшение скорости истечения жидкости через отверстие в толстой стенке по сравнению с таким же отверстием в тонкой стенке на 15,5%, расход жидкости через отверстие в толстой стенке больше на 32,3%.

Это объясняется тем, что площадь сечения вытекающей струи из отверстия в толстой стенке значительно больше площади сечения струи из такого же отверстия в тонкой стенке на

$$\Delta \varepsilon = \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} \cdot 100\% = \frac{1 - 0.64}{0.64} \cdot 100\% = 56.3\%.$$

Отсюда следует, что в производственной практике необходимо стремиться к тому, чтобы опорожнение резервуаров производилось через отверстия в толстой стенке.

При создании различных дозировочных приспособлений, заполнителей и разливочных машин следует по возможности предусматривать истечение из отверстий в толстой стенке. Это должно способствовать значительному увеличению их производительности

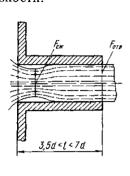


Рис. 72. Внешний цилиндрический насадок с острой кромкой.

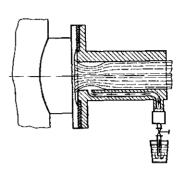


Рис. 73. Схема, иллюстрирующая вакуум в насадке.

Как известно, толстая стенка должна быть по толщине в 3,5 раза больше диаметра или другого характерного размера отверстия в ней. Для этого не обязательно делать резервуары с такими толстыми стенками. Достаточно стенку нормальной толщины снабдить коротким патрубком, длина которого отвечала бы требованию 3,5d < l < 7d (рис. 72).

Считается, что при толщине стенки (длина патрубка) более 7d в значительной степени сказывается сопротивление трения по длине и поэтому такой насадок уподобляют короткой трубе.

Патрубок с острыми кромками входа называют внешним цилиндрическим насадком или насадком Вентури. Для этого насадка $\varepsilon=1,0;\;\mu=0,82;\;\phi=0,82;\;\zeta=0,5.$

Экспериментальное исследование течения жидкости через насадки показывает, что при входе в насадок, если входная кромка острая, у сжатого сечения струи возникает вакуум (рис. 73), наличие которого обнаруживается следующим образом. В теле корпуса насадка делают отверстие, которое соединяет при помощи ниппеля область, где образуется вакуум, с внешним атмосферным давлением. Если на ниппель надеть резиновую трубку, на внешнем конце которой имеется кран, то такой кран может сообщать или разобщать пространство, где образуется вакуум с внешним пространством.

Если насадок смонтирован, например, на боковой стенке резервуара, заполненного водой, то при входе воды в насадок обра-

зуется вакуум. Опустив конец ниппеля в сосуд с водой и постепенно открывая кран, можно убедиться, что вода из сосуда засасывается в насадок. Это и свидетельствует о наличии вакуума в насадке.

Если же кран открывать, не опуская ниппель в сосуд с водой. то в насадок засосется воздух, вакуум нарушится, характер струи изменится. Она оторвется от стенок отверстия и будет вытекать по цент-

ру насадка, не касаясь его стенок. Истечение будет происходить из отверстия в тонкой стенке. Для определения вакуума в области сжатия струи составим уравнение Бернулли для двух сечений, проходящих через характерные области насадка (рис. 74). Сечение *I—I* совпадает со сжатым сечением струи при входе в насадок, а сечение II—II — с внешней кромкой на-

садка при выходе из него струи. Запишем уравнение Бернулли для этих сечений, центры которых совпадают с осью струи θ — θ , лежащей в плоскости сравнения

Рис. 74. Схема измерения вакуума в насадке.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{a_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{a_2 v_2^2}{2g} + h_r,$$

где h_r — потеря напора при внезапном расширении струи в сжатом сечении насадка без учета потерь по длине насадка. В связи с тем, что ось струи лежит в плоскости сравнения $(z_1 = z_2 = 0)$, так как жидкость вытекает в атмосферу, то $p_2 = p_{ar}$.

Для упрощения принимаем, что $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$.

Потерю напора при внезапном расширении струи можно выразить по формуле Борда

$$h_r = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2\varrho}$$
.

С учетом изложенного уравнение Бернулли примет вид

$$\frac{p_1}{\rho \, g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_{\rm ar}}{\rho \, g} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}$$
 или
$$\frac{p_1 - p_{\rm ar}}{\rho \, g} = \frac{v_2^2 - v_1^2 + (v_1 - v_2)^2}{2g} = \frac{v_2^2 - v_1^2 + v_1^2 - 2v_1v_2 + v_2^2}{2g} \, ,$$

откуда
$$\frac{p_1 - p_{ar}}{\rho g} = \frac{v_2^2 - v_1 v_2}{g}$$
.

Полученное выражение может быть преобразовано к виду

$$\frac{p_1 - p_{a\tau}}{\rho g} = \frac{v_2^2}{g} \left(1 - \frac{v_1}{v_2} \right) = \frac{\varphi^2 2gh}{g} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon} \right) =$$

$$= 2\varphi^2 h \left(1 - \frac{1}{\varepsilon} \right). \tag{10.21}$$

Учитывая, что коэффициент скорости при истечении из отверстия в толстой стенке $\phi = 0.82$, а коэффициент сжатия струи при входе в насадок $\epsilon = \frac{F_1}{F_2} = \frac{F_{\text{CK}}}{F_{\text{OTB}}} = 0.64$, находим

$$\frac{p_1 - p_{ar}}{\rho g} = 2.0,82^2 h \left(1 - \frac{1}{0.64} \right) = -0,75h.$$

Следовательно,

$$p_1 - p_{a\tau} = -0.75\rho \, gh. \tag{10.22}$$

Знак минус в полученном уравнении показывает, что $p_1 < p_{\rm at}$, т. е. во входном сечении насадка давление меньше атмосферного. Таким образом, вакуум при входе в насадок определяется располагаемым напором над центром отверстия и плотностью жидкости

$$p_{\text{Bak}} = p_{\text{ar}} - p_1 = 0.75p \ gh. \tag{10.23}$$

Следует отметить, что наименьшее значение абсолютного давления в начальном сечении насадка не может быть меньше нуля. Поэтому максимальное значение вакуума

$$p_{\text{BAK}} = 10,33 \text{p} g = 0,75 \text{p} gh$$
, τ . e. $h = 13,8 \text{ M}$.

Следовательно, создание над центром внешнего цилиндрического насадка напора $h=13.8\,\mathrm{m}$ должно привести к образованию абсолютного нуля давления в начальном сечении насадка, где расположено сжатое сечение струи. На практике, однако, абсолютное давление в начальном сечении насадка не достигает значений, равных нулю. С увеличением вакуума в начальном сечении насадка происходит прорыв воздуха снаружи и вакуум срывается. Струя отрывается от внутренних стенок насадка и вытекает по центру, не касаясь стенок отверстия. В этом случае характер истечения жидкости уподобляется истечению из отверстия в тонкой стенке.

Истечение жидкости через внутренний цилиндрический насадок. Забор жидкости из резервуаров часто производится через патрубки, возвышающиеся над дном резервуаров, реакторов, осадочных чанов, масляных картеров (рис. 71, а). Это делается для предотвращения попадания различных осадков в транспортируемую жидкость. Внутренние цилиндрические насадки применяются также в насадочных ректификационных колоннах. Иногда применяются горизонтальные патрубки, вмонтированные изнутри в вертикальные стенки резервуаров (рис. 71, б).

Все эти патрубки называются внутренними цилиндрическими насадками. Такие насадки оказывают большее гидравлическое сопротивление, чем наружные. Установлено, что коэффициент сопротивления внутреннего насадка в два раза больше коэффициента сопротивления внешнего, т. е. $\zeta = 1$. Поэтому коэффициент скорости для внутреннего насадка

$$\varphi = \sqrt{\frac{1}{1+\zeta}} = \sqrt{\frac{1}{2}} = 0.71.$$

Так как $\varepsilon = 1$, то $\mu = \varphi = 0.71$.

Замечено, что если толщина стенок внутреннего цилиндрического насадка достаточно велика и перед пуском в работу он был закрыт с внешней стороны, то он работает как внешний цилиндрический насадок и коэффициент расхода в таком случае $\mu = 0.8 \div 0.81$.

Если же толщина стенок невелика, а длина его не превышает 3d и к тому же до начала его работы насадок был закрыт изнутри, так, что сам насадок заполнен воздухом, то при пуске в работу с самого начала истечение происходит как из отверстия в тонкой стенке.

Жидкость вытекает по центру насадка с сильным сжатием струи, не касаясь его стенок. Поэтому коэффициент расхода такого насадка наименьший $\mu = 0.5 \div 0.52$.

Истечение жидкости через конические насадки. При входе в конический сходящийся насадок струя жидкости имеет сжатое сечение, но сжатие струи относительно меньше, чем в цилиндрическом насадке (рис. 71, θ). Коэффициент сжатия колеблется от $\varepsilon=1$ при малых углах конусности ($\alpha\approx 2-5^\circ$) до $\varepsilon=0.857$ при $\alpha=45^\circ$. Следовательно, коэффициенты скорости ϕ и расхода ϕ таких насадков равны между собой только при очень малых углах схождения ϕ .

В связи с меньшим сжатием струи в таком насадке сопротивление его невелико и коэффициент сопротивления $\zeta = 0.06 \div 0.08$. Поэтому коэффициент скорости сходящегося насадка довольно велик и в зависимости от угла α увеличивается, достигая значений $\phi = 0.87 \div 0.98$.

Установлено, что с увеличением угла α расход жидкости сначала увеличивается, а затем при достижении некоторого оптимального угла схождения ($\alpha_{\text{опт}}=13^{\circ}24'$) начинает уменьшаться. Соответственно, коэффициент расхода при оптимальном значении угла $\alpha_{\text{опт}}$ равен $\mu=0.946$, коэффициент скорости $\phi=0.965$, а коэффициент сжатия $\epsilon=0.982$. Затем с увеличением α (более его оптимального значения) при выходе из насадка происходит дополнительное сжатие струи, не сопровождающееся возникновением вакуума. Поэтому, несмотря на увеличение выходной скорости, а следовательно, и коэффициента скорости ϕ , расход жидкости через насадок уменьшается.

Это подтверждается данными Н. Н. Павловского, приведенными в табл. 17.

Таблица 17

Зависимость коэффициентов скорости и расхода от угла конусности

	Угол конусности а							
тнэндиффео Х	1	5	10	13	16	20	30	45
Коэффицнент скорости ф расхода µ	0,852 0,852	0,920 0,920	0,949 0,937	0,961 0,945	0,969 0,938	0,971 0,922	0,975 0,896	0,983 0,857

Очевидно, что кинетическая энергия жидкости при выходе из такого насадка и ударная сила струи относительно велики. Поэтому конусные сходящиеся насадки применяются в соплах гидравлических турбин, в пожарных брандспойтах, гидромониторах, у выходных отверстий фонтанов и т. д. В тех случаях, когда необходим значительный расход жидкос-

ти при малой выходной скорости, применяют конические расходящиеся насадки (рис. 71, г). Вакуум в сжатом сечении такого насадка больше, чем в цилиндрическом вследствие значительного расширения струи. Угол а расхождения насадка не может быть большим, так как происходит отрыв струи от стенок и срыв вакуума. Неустойчивость работы конического расходящегося насадка в значительной степени зависит от колебания напора перед насадком. С увеличением напора Н срыв вакуума происходит раньше, чем в цилиндрическом насадке. Оптимальным углом для устойчивой работы насадка считается $\alpha = 5-7^{\circ}$.

Вследствие значительного расширения струи гидравлическое сопротивление конического расходящегося насадка больше, чем цилиндрического и составляет $\zeta = 3.0 \div 4.0$.

Так как при малых углах а истечение жидкости из расходящегося насадка происходит полным сечением, то $\varepsilon = 1$. Следовательно, по отношению к выходному сечению $\mu = \varphi = \sqrt{\frac{1}{1+\zeta}} = 0,5$:

 $\div 0.45$. Увеличение расхода жидкости через такой насадок по сравнению с внешним цилиндрическим насадком происходит вследствие повышенного вакуума при входе, что ведет к интенсивному под-

сасыванию жидкости в выходящую струю. Расширение струи при выходе из насадка влечет за собой значительное уменьшение выходной скорости, а следовательно, и уносимой жидкостью энергии. Наиболее целесообразно нять такие насадки там, где нужен большой расход и меньшая выходная скорость, где желательно, чтобы отводимый поток имел

минимальную удельную мощность, а также чтобы происходило

преобразование кинетической энергии в потенциальную энергию давления.

Поэтому конические расходящиеся насадки применяются в струйных аппаратах, в отсасывающих трубах гидравлических турбин, в диффузорах выходных патрубков центробежных насосов и т. д.

В тех случаях, когда необходимо получить большую скорость

истечения жидкости при высокой устойчивости, применяют коноидальные насадки (рис. 71, ∂). Внутренняя поверхность такого насадка очерчена по форме вытекающей струи. Так как входная кромка насадка округлена, то в начальном сечении сжатие струи отсутствует, $\varepsilon = 1$. Поэтому гидравлическое сопротивление коноидального на-

садка невелико $\dot{\xi} = 0.04 \div 0.09$, а коэффициент расхода μ , равный коэффициенту скорости ϕ — наибольший по сравнению со всеми насадками $\mu = \phi = 0.96 \div 0.98$. Вследствие повышенной скорости выхода из коноидального насадка жидкость, вытекающая из него, обладает наибольшей удельной энергией.

го, обладает наибольшей удельной энергией.

Для получения высокого коэффициента расхода μ =0,98 необходимо обеспечить тщательную обработку внутренней поверхности коноидального насадка. Устойчивость работы таких насадок дает возможность в некоторых случаях использовать их для определения расхода жидкости.

ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ УРОВНЕ В РЕЗЕРВУАРЕ

Истечение жидкости через отверстие в резервуаре при переменном уровне происходит в условиях неустановившегося движения. При изменении уровня жидкости в резервуаре меняется скорость, а следовательно, и расход через отверстие.

Поэтому для определения времени частичного или полного опорожнения резервуара следует иметь в виду, что обычно рассматриваемый расход жидкости через отверстие относится к определенному напору, который в данном случае сохраняется только в течение бесконечно малого промежутка времени.

Для определения времени истечения жидкости через отверстие с изменением уровня в резервуаре от z_1 до z_2 можно воспользоваться следующими соображениями (рис. 75).

Пусть жидкость вытекает из резервуара, с постоянной площадью сечения F_p по высоте через отверстие в его дне (или в боковой стенке) под начальным напором z_1 над центром отверстия. Необходимо определить время, за которое вытечет часть

объема жидкости от начального уровня z_1 до конечного уровня z_2 . Обозначим некоторый переменный уровень в резервуаре через z, а изменение уровня при истечении за время dt через — dz. Знак «минус» перед dz принимается вследствие изменения

верхности жидкости в резервуаре p_1 , а давление в среде, в которую происходит истечение, p_2 . Определим объем жидкости dV, который вытечет из отверстия в резервуаре за время dt. Для бесконечно малого промежутка времени dt можно принять средний расход жидкости постоянным и равным Q, т. е. dV = Qdt. Полагая, что в произвольный момент времени уровень жидкости в резервуаре равен г, в соответствии

уровня z в сторону его уменьшения. Внешнее давление на по-

с зависимостью (10.14) найдем Рис. 75. Истечение жидкости через отверстие при переменном уровне в резервуаре. $dV = \mu F_0 \sqrt{2g \left(z + \frac{p_1 - p_2}{\varrho g}\right)} dt.$ (10.24)

То же количество жидкости dV можно определить зависимостью

 $dV = -F_0 dz$ (10.25)полагая, что за время dt уровень жидкости в резервуаре снизит-

ся на dz. Левые части равенств (10.24) и (10.25) одинаковы, по-

этому можно записать равенство $\mu F_0 V \overline{2g} \left(z + \frac{p_1 - p_2}{2g}\right)^{1/2} dt = -F_p dz,$

откуда $dt = -\frac{F_{\mathrm{p}}}{\mu F_{\mathrm{o}} \sqrt{2p}} \left(z + \frac{p_{\mathrm{1}} - p_{\mathrm{2}}}{\rho g}\right)^{1/2} dz.$

Время истечения жидкости через отверстие при изменении уровня в резервуаре от z_1 до z_2 определится интегралом

$$t = \frac{F_{\rm p}}{\mu F_0 \sqrt{2g}} \int_{z_2}^{z_1} \left(z + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)^{-1/2} dz =$$

 $= \frac{2F_{p}}{\mu F_{0} V^{2p}} \left[\left(z_{1} + \frac{p_{1} - p_{2}}{\rho g} \right)^{1/2} - \left(z_{2} + \frac{p_{1} - p_{2}}{\rho g} \right)^{1/2} \right].$

ла в предположении, что сечение резервуара не меняется по его высоте г. Если допустить, что резервуар открыт и истечение происходит в среду с атмосферным давлением, или в других случаях при $p_1 = p_2$, то выражение (10.26) упростится и примет вид

В выражении (10.26) величина $F_{\rm p}$ вынесена за знак интегра-

 $t = \frac{2F_{\mathrm{p}}}{{}_{n}F_{\mathrm{p}}\sqrt{2\sigma}} (\sqrt{z_{1}} - \sqrt{z_{2}}). \label{eq:total_total_total_total_total}$ (10.27)Время полного опорожнения резервуара при указанных выше

условиях определится как

$$t = \frac{2F_{\mathbf{p}}}{\mu F_0 \sqrt{2g}} \sqrt{H}, \qquad (10.28)$$

где H — начальный уровень жидкости в резервуаре. Формула (10.28) может быть представлена в виде

 $t = \frac{2F_{\rm p}H}{\mu F_{\rm 0}\sqrt{2gH}} = \frac{2V}{Q_{\rm max}},$ (10.29)

где V — начальный объем жидкости в резервуаре; Q_{\max} — максимальный расход жидкости через отверстие, соответствующий начальному уровню H в резервуаре. Таким образом, время полного опорожнения резервуара вследствие постепенного снижения уровня жидкости в два раза

больше времени, которое потребовалось бы в случае истечения того же количества жидкости из отверстия под постоянным максимальным напором Н. Из формулы (10.29) следует, что опорожнение резервуара через отверстие данного размера будет тем быстрее, чем выше

резервуар и уровень H жидкости в нем. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЕ

ПРИ ПЕРЕМЕННОМ НАПОРЕ ИЗ РЕЗЕРВУАРА С ПЕРЕМЕННЫМ СЕЧЕНИЕМ ПО ВЫСОТЕ

Рассмотрим истечение жидкости через отверстие, расположенное в нижней части горизонтального цилиндрического резервуара (рис. 76). К таким резервуарам можно отнести: железнодорожные цистерны, некоторые молочные автоцистерны, резервуары для дображивания пива (танки), винные бочки, горизонтальные

клеровочные котлы и некоторые другие аппараты. Истечение из таких резервуаров происходит или под давлением только столба жидкости г в случае, когда резервуар открыт

и $p_1 = p_2$; или под давлением $\left(z + \frac{p_1 - p_2}{\varrho g}\right)$ в случае, когда к верхней части резервуара подводится избыточное давление воздуха или какого-нибудь газа, например, углекислоты.

В общем случае $p_1 \neq p_2$ ($p_1 > p_2$) и истечение жидкости происходит за время t от уровня z_1 до уровня z_2 . Рассмотрим простейший случай, когда $p_1 = p_2$, т. е. сосуд от-

крыт и истечение происходит в атмосферу. Для этих условий по аналогии с уравнениями (10.24) и (10.25) можно записать $\mu F_0 \sqrt{2gz} dt = -F_0 dz$

откуда находим

 $dt = -\frac{F_{p}}{\mu F_{0} \sqrt{2g}} z^{-1/2} dz. \qquad (10.30)$

При интегрировании этого уравнения площадь горизонтального сечения резервуара $F_{\rm p}$ нельзя выносить за знак интеграла, как это сделано при интегрировании уравнения (10.26), так как $F_p = f(z)$ явля-

Для того, чтобы проинтегриро-

предварительно аналитически

(10.32)

вать выражения (10.30), необходи-

ется величиной переменной.

Рис. 76. Истечение жидкости

при переменном напоре из резервуара с переменным сечением по высоте. жен горизонтально, находим, что при любом уровне г площадь $F_{\rm p} = l_x$ где l длина резервуара (см. рис. 76).

152

выразить F_p через z. Учитывая, что цилиндрический резервуар располо-

Очевидно также, что $\left(\frac{x}{2}\right)^2 + (z-R)^2 = R^2$, откуда

 $x = 2\sqrt{R^2 - (z - R)^2} = 2\sqrt{z(2R - z)}$. Следовательно,

 $F_0 = l x = 2l \sqrt{z(2R - z)} = 2l \sqrt{z(D - z)}.$ (10.31)

Таким образом, зависимость (10.30) с учетом значения F_ullet по формуле (10.31) можно записать $dt = -\frac{2l}{\mu F_0 \sqrt{2g}} [z (D-z)]^{1/2} z^{-1/2} dz = -\frac{2l}{\mu F_0 \sqrt{2g}} (D-z)^{1/2} dz.$

Имея в виду, что dz = -d(D-z), находим

$$t = \frac{2l}{\mu F_0 \sqrt{2g}} \int_{z_1}^{z_2} (D - z)^{1/2} d(D - z) =$$

$$= \frac{4l}{3\mu F_0 \sqrt{2g}} [(D - z_2)^{9/2} - (D - z_1)^{9/2}].$$

Формулой (10.32) определяется время частичного опорожнения резервуара со снижением уровня от 21 до 22. Если происходит полное опорожнение вначале залитого до верха резервуара, то $z_1 = D$, а $z_2 = 0$ и формула (10.32) примет вид $t = \frac{4}{3} \cdot \frac{t}{\mu F_0 \sqrt{2g}} \cdot DV\overline{D}.$ (10.33)

Преобразуем это выражение, умножив числитель и знамена-

тель правой части равенства на $\frac{\pi}{4} V\overline{D}$, получим

$$t = \frac{4lD\sqrt{D}}{3\mu F_0\sqrt{2g}} \cdot \frac{\frac{\pi}{4}\sqrt{D}}{\frac{\pi}{4}\sqrt{D}} = \frac{16l \cdot \frac{\pi D^2}{4}}{3\pi\mu F_0\sqrt{2gD}} = \frac{16V}{3\pi Q_{\text{max}}},$$

где $V = \frac{\pi D^2}{4} \ l$ — полный объем горизонтального цилин**дриче**-

ского резервуара;
$$Q_{\text{max}} = \mu F_0 V \frac{2gD}{2gD}$$
— максимальный (начальный) расход жид-

кости через отверстие в нижней точке резервуара, когда располагаемый напор над отверстием z = D. Следовательно,

$$t=1.7\,rac{V}{Q_{
m max}}$$
 . (10.34) Из формулы (10.34) следует, что время полного опорожнения пилинарического горизонтального резервуара, вследствие посте-

цилиндрического горизонтального резервуара, вследствие постепенного понижения уровня в 1,7 раза больше того времени, которое понадобилось бы для истечения такого же количества жидкости через то же отверстие при поддержании в резервуаре мак-

кости через то же отверстие при поддержании в резервуаре максимального уровня
$$z=D$$
. В случае создания в резервуаре избыточного давления p_1 на поверхности жидкости $(p_1>p_2)$ величина $\frac{p_1-p_2}{p_2}$ не будет равна нулю. Поэтому, чтобы учесть эффект действия избыточного давления воздуха или газа на ускорение опо-

ствия избыточного давления воздуха или газа на ускорение опорожнения резервуара, необходимо в правые части зависимостей (10.32) и (10.33) к величинам, которые выражают статический напор, добавить также пьезометрический напор $\frac{p_1 - p_2}{\mathfrak{o}_{\mathcal{E}}}$. Тогда

время истечения жидкости из резервуара от начального уровня
$$z_1$$
 до уровня z_2 определится зависимостью
$$t = \frac{4l}{3\mu F_0 \sqrt{2g}} \left[\left(D - z_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} \right)^{s/s} - \left(D - z_1 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} \right)^{s/s} \right], \tag{10.35}$$

(10.35)а время полного опорожнения резервуара — выражением $t = \frac{4l}{3\mu F_0 \sqrt{2g}} \left(D + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} \right)^{1/2}.$ (10.36)

ЗАВИСИМОСТЬ КОЭФФИЦИЕНТОВ ИСТЕЧЕНИЯ ИЗ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДКОВ ОТ РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Все приведенные данные о коэффициентах истечения из отверстий и насадков относятся к условиям развитого турбулентного движения жидкости, когда ε , φ , μ и ζ перестают зависеть от величины Re, τ . e. когда вязкость жидкости практически не оказывает влияния на истечение из отверстий и насадков.

На предприятиях пищевой промышленности часто приходится иметь дело с вязкими и очень вязкими жидкими продуктами производства. Растительное масло, концентрированные молочные продукты, клерсы, сиропы, патоки и т. д. транспортируются даже в горячем виде в условиях ламинарного движения. Истечение таких жидкостей из отверстий и насадков, особенно при некотором снижении температуры, происходит при очень малых числах Re и не подчиняется закономерностям, относящимся к маловязким жидкостям.

Работы Г. М. Знаменского [10], посвященные исследованию истечения чистых сахарных растворов и паток через отверстия в тонкой и толстой стенках, показали, что при малых значениях Re коэффициенты сопротивления быстро возрастают, а коэффициенты расхода µ быстро уменьшаются. Утолщение стенки при течении вязкой жидкости вызывает резкое уменьшение расхода и увеличение сопротивления. Это изменение сказывается особенно в случае более вязкой жидкости.

Г. М. Знаменским предложены формулы для определения коэффициентов расхода и сопротивления отверстий при малых числах Re. Так, для отверстий в тонкой стенке при Re < 120 рекомендуется определять коэффициент расхода по эмпирической формуле

$$\mu = \frac{40}{176 - \text{Re}} \,, \tag{10.37}$$

а коэффициент сопротивления

$$\zeta = 27 (176 - \text{Re})^2 \cdot 10^{-5} - 1.$$
 (10.38)

Для отверстий в толстой стенке с отношением s/d=3 при $Re\!<\!300$ рекомендуются формулы:

$$\mu = 0.044 \text{Re}^{0.5};$$
 (10.39)

$$\zeta = \frac{516}{\text{Re}} - 1. \tag{10.40}$$

В работах А. Д. Альтшуля [3] приводятся данные, обобщающие исследования многих авторов, изучавших течение вязких жидкостей через отверстия. Так, для области течения, где влияние сил тяжести и поверхностного натяжения сказывается незначительно по сравнению с вязкостью жидкости, в результате обра-

ботки данных различных авторов получены зависимости коэффициентов сжатия, скорости и расхода от числа Рейнольдса

$$Re = \frac{\sqrt{2gHd}}{v}$$

(10.41)

для случая истечения вязкой жидкости из отверстия в тонкой стенке (рис. 77). Для удобства пользования полученными зависимостями в практических расчетах в работе [3] рекомендуются приближенные формулы для коэффициента расхода в различных интервалах измене-

$$\mu = \frac{Re}{1.5 + 1.4Re}$$

при 300 > Re > 25;

$$\mu = 0.592 + \frac{0.27}{Re^{1/6}}$$

при 10000 > Re > 300; (10.42)

Рис. 77. Кривые зависимости от числа Рейнольдса коэффициентов расхода µ (1), скорости ф (2) и сжатия ε (3).

$$\mu = 0.592 + \frac{5.5}{\sqrt{\text{Re}}}$$
 при $\text{Re} > 10000$. (10.43)

Значительная работа по исследованию течения вязких жидкостей через насадки выполнена З. И. Геллером и Ю. А. Скобельцыным [3]. Исследованию подвергнуты не только обычные насадки $t/d=3,5\div5$, но удлиненные и укороченные. Авторы рекомендуют для определения коэффициентов расхода через внешний цилиндрический насадок в интервале $Re=1\cdot 10^2\div 1,5\cdot 10^5$ и $t/d=(2\div 5)$ пользоваться формулой

$$\mu = \frac{1}{1,23 + \frac{58}{Re} \cdot \frac{l}{d}} \,. \tag{10.44}$$

Для удлиненных внешних цилиндрических насадков с острой входной кромкой при l/d>5 и $\mathrm{Re}\!\gg\!4\cdot10^3$ рекомендуется приближенная формула

$$\mu \approx \left[1,5 + \frac{1}{(1.8 \lg \text{Re} - 1.5)^2} \cdot \left(\frac{l}{d} - 4\right)\right]^{-\frac{1}{2}}$$
 (10.45)

Зависимость коэффициента расхода длинных внешних цилиндрических насадков от Re и l/d может также определяться по экспериментальным данным [3] (рис. 78), а коэффициенты расхода для весьма коротких внешних цилиндрических насадков ($l/d = 1 \div 2,0$) в функции Re — по данным, приведенным на рис. 79.

Для определения коэффициентов расхода μ очень коротких насадков $(l/d=1\div 1,5)$ рекомендуются [3] формулы:

$$\mu = \frac{\text{Re}}{25,2 + 64l/d} \quad \text{при Re} \le 16; \tag{10.46}$$

$$\mu = \frac{1}{1,14 + \frac{72}{\text{Re}} \cdot \frac{l}{d}} \quad \text{при Re} = 16 - 100; \tag{10.47}$$

$$\mu = \frac{1}{1.29 + \frac{64}{\text{Re}} \cdot \frac{l}{d}} \quad \text{при Re} = 100 - 1000. \quad (10.48)$$

При Re>1000 для этих насадков коэффициент расхода можно определять по формуле (10.44)

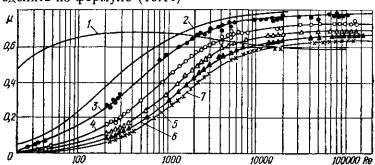


Рис. 78. Кривые зависимости от числа Рейнольдса коэффициентов расхода длинных внешних цилиндрических насадков при различных соотношениях длины насадка к диаметру отверстия:

I—в тонкой стенке; $2 - \frac{l}{d} = 5$; 3, 4, 5, 6, 7—для d = 5.94 мм при $\frac{l}{d} = 10$. 20, 30, 40 и 50 соответственно.

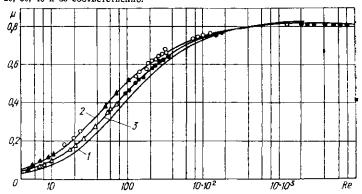


Рис. 79. Кривые зависимости коэффициентов расхода коротких внешних цилиндрических насадков от числа Рейнольдса при отношениях:

$$\frac{1}{d} = 2$$
 (кривая 1); $\frac{1}{d} = 1$ (кривая 2); $\frac{1}{d} = 1.5$ (кривая 3).

ВОДОСЛИВЫ

Водосливом называется гидротехническое сооружение, представляющее собой поток воды, преодолевающий на своем пути преграду в виде порога или плотины (рис. 80). Водосливы применяются как приспособления, регулирующие сток жидкости, и как измерители расхода открытых безнапорных потоков. Существуют

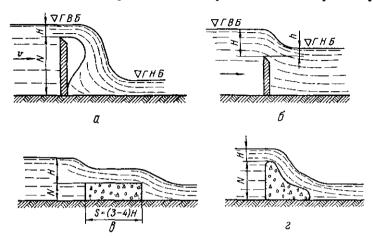


Рис. 80. Типы водосливов.

правила изготовления расходомерных водосливов, обеспечивающие достаточную для инженерных расчетов точность измерений. Эти правила составлены Главным Управлением гидрометеорологической службы СССР.

В пищевой промышленности водосливы можно встретить как приспособления для организованного и регулируемого стока воды из технических водохранилищ (прудов), как приспособления для грубой оценки расхода жидких продуктов производства при их перетекании из одного аппарата в другой.

По такому принципу водослива работают сливные стаканы брагоперегонных аппаратов, спиртоловушек непрерывного действия и др.

Все моечные аппараты пищевой промышленности (свекло- и картофелемойки, бутыломоечные машины и др.) снабжены водосливными устройствами для регулирования уровня воды в мойках и удаления из них загрязнений и различных примесей с относительной плотностью менее единицы.

На практике наибольшее распространение получили следующие водосливы: с тонкой стенкой; незатопленные и затопленные с широким порогом, практического профиля.

Водослив с тонкой стенкой представляет собой сооружение (рис. 80, a), у которого верхняя кромка порога заостренная или

достаточно тонкая (малая) по сравнению с высотой H (напором водослива 1).

Назовем уровень воды слева перед порогом—горизонтом верхнего бьефа (Г. В. Б), а уровень воды после порога—горизонтом нижнего бьефа (Г. Н. Б). Водослив, показанный на рис. 80, а принято называть незатопленным.

Если горизонт нижнего бьефа оказывается выше уровня гребня водослива (рис. 80, 6), то такой водослив называют затопленным. Если ширина порога S водослива велика и достигает ($2\div3$) H, то он называется водосливом с широким порогом (рис. 80, θ). У такого водослива наблюдается два перепада уровней — в начале и конце порога.

Вследствие изменения уровней воды над самым порогом течение происходит в условиях неравномерного установившегося движения. Формы порогов или преград водосливов могут быть весьма разнообразны и с различными соотношениями размеров. Все типы водосливов, которые не отвечают определенным данным для водосливов с тонкой стенкой и с широким порогом, обычно называют водосливами практического профиля. Очень часто форма порогов у таких водосливов имеет очертания падающей струи (рис. 80, г).

Следует также добавить, что преграды водосливов чаще всего располагаются перпендикулярно к направлению потока. Однако, встречаются и косые водосливы, преграды которых расположены к потоку воды под некоторым углом, отличным от 90° и в плане

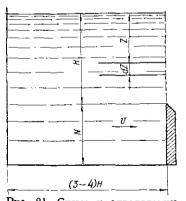


Рис. 81. Схема к определению расхода через водослив.

имеют различную криволинейную форму, например, форму дуги окружности.

Водосливы, особенно как измерительные приспособления, выполняются также в виде прямоугольных, трапецеидальных и треугольных вырезов в вертикальной стенке, образующей преграду.

Каждый из многочисленных типов водосливов имеет свои специфические особенности, которые рассматриваются в специальной литературе, а некоторые общие характеристики приводятся в гидравлических справочниках.

чих справочниках. Рассмотрение течения жидкости

через водослив в инженерной практике чаще всего связано с определением его расхода Q. Рассмотрим простейший тип водослива (рис. 80, a), уподобив его работу истечению жидкости через большое прямоугольное отверстие в вертикальной стенке

¹ Напором водослива называют превышение уровня воды в верхнем быефе над гребнем.

 $Q = \mu \, b \, \sqrt{2g} \int_{0}^{H} z^{1/a} \, dz = \frac{2}{3} \, \mu \, b \, \sqrt{2g} \, H^{a/a} = mbH \, \sqrt{2gH}, \qquad (10.50)$ где $m = \frac{2}{3} \, \mu$ — коэффициент расхода водослива.

сосуда при условии, что это отверстие имеет вертикальный размер, достигающий уровня горизонта верхнего бьефа (рис. 81). Пользуясь обозначениями, принятыми при выводе формулы (10.19) находим, что элементарный расход dQ в произвольном сечении отверстия dF на глубине z (z_1 =0; z_2 =H) определится

 $dQ = \mu \, dF \sqrt{2gz} = \mu \, b \, \sqrt{2g} \, z^{i_{l_2}} dz,$ (10.49) где b — ширина прямоугольного отверстия, перпендикулярная

Полный расход Q определится при интегрировании выраже-

величиной

плоскости чертежа.

ния (10.49) в пределах от $z_1 = 0$ до $z_2 = H$:

Средняя скорость v, с которой жидкость подходит к водосливу, бывает достаточно большой, и напор, соответствующий кинетической энергии $v^2/2g$, соизмерим со статическим напором водослива H. Поэтому общий напор над водосливом определяется величиной $\left(H + \frac{v^2}{2g}\right)$, а расход водослива с учетом скорости подхода

эмпирических зависимостей, которые приводятся в специальной литературе. Для инженерных расчетов можно рекомендовать формулу Базена: $m = \left(0.405 + \frac{0.0027}{H}\right) \left[1 + 0.55 \left(\frac{H}{H+N}\right)^2\right], \quad (10.52)$

Коэффициент расхода водослива т определяется при помощи

где N — высота порога водослива со стороны верхнего бъефа. Для прямоугольного незатопленного водослива с тонкой стен-

для прямоугольного незатопленного водослива с тонкой стенкой обычно принимают $m=0,4\div0,5$. Для уточнения коэффициента расхода m водослива академик Н. Н. Павловский исследовал водосливы в зависимости от основных факторов, влияющих на расход, а именно: от напора, формы гребня и степени затопления. В результате была предложена зависимость

 $m = m_r \, \sigma_{\rm H} \, \sigma_f \, \sigma_n$, (10.53) где $m_r -$ приведенный коэффициент расхода, равный m при $\sigma_{\rm H} \, \sigma_r \, \sigma_r \, \sigma_r = 1$:

 $\sigma_{\mathbf{H}} \ \sigma_{\mathbf{f}} \ \sigma_{\mathbf{n}} = 1;$ $\sigma_{\mathbf{H}} \ -$ коэффициент напора, учитывающий влияние изменения напора на расход водослива данного типа;

σ_f — коэффициент формы, учитывающий влияние изменения формы гребня водослива на его расход;

 σ_n — коэффициент затопления, учитывающий изменение расхода водослива от степени его затопления.

С учетом равенства (10.50) формула (10.51) для расхода водослива, определяемого по методу академика Н. Н. Павловского.

 $Q = m_r \sigma_H \sigma_f \sigma_n b \sqrt{2g} \left(H + \frac{v^2}{2\sigma} \right)^{4/3}$ Обычно коэффициенты m_f , $\sigma_{\rm H}$, σ_f , σ_n в зависимости от напора H, высоты затопления h, ширины водослива s определяются по табл. 18 и 19.

Затопленный водослив

Таблица 18

Коэффи-

практических профилей

Данные для определения коэффициента расхода водослива некоторых

Незатопленный водослив

циент	Прямоугольный	Прямоугольный с закруглением входного ребра	Прямоугольный	Прямоугольный с закруглением входного ребра
m_{τ}	0,42	0,42	0,42	0,42
σ_f	1	$1+\frac{r}{H}$	1	$1+\frac{r}{H}$
σ _R	$0,7+0,185\frac{H}{s}$	$0.7 + 0.185 \frac{H}{s}$	$0.7 + 0.185 \frac{H}{s}$	$0.7 + 0.185 \frac{H}{s}$
σ _n]	1	1		См. примечание

Примечание. Для затопленных водосливов $\sigma_n = l\left(\frac{h}{H}\right)$, где h — уровень воды над гребнем в нижнем бъефе водослива (высота затопления). Так, например, при $\frac{h}{H} = 0$ $\sigma_R = 1$; $\text{npn} \frac{h}{H} = 0.45$ $\sigma_R = 0.951$; $\text{npn} \frac{h}{H} = 0.6$ $\sigma_R = 0.92$

Таблица 19

с широ	ким порогом Незатопло	енный водослив	в Затопленный водослив				
Коэффи- циент	Порог без закруг- ления входного ребра	Порог с закруглением входного ребра	Порог без закруг- ления входного ребра	Порог с закруглением входного ребра			
m_{r} σ_{f} σ_{H}	0,32 1 1	0,32 1,09	0,32 1 1	0,32 1,09 1			

 Π римечание. Для затопленных водосливов о $_n = f\left(rac{h}{H}
ight)$, где h — уровень воды над широким поросом. Так, при $\frac{h}{H} = 0.7$ $\sigma_n = 1$; при $\frac{h}{H} = 0.8$ $\sigma_n = 0.929$; при $\frac{h}{H} = 0.9$

160

 $\sigma_n = 0.739$; $\text{npn} \frac{h}{H} = 0.98 \ \sigma_n = 0.36$.

ТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ОТКРЫТЫХ КАНАЛАХ И РУСЛАХ

ТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ОТКРЫТЫХ КАНАЛАХ ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ ДВИЖЕНИИ

Течение жидкости в открытых каналах, желобах, лотках и незатопленных трубах может происходить в условиях неустановившегося и установившегося движения. Однако, для решения ряда практических задач оказывается достаточным рассмотрение равномерного движения жидкости, т. е. такого установившегося движения, при котором скорость частиц жидкости вдоль потока остается постоянной, а потому средняя скорость в любом сечении потока не изменяется (v=const). Обычно при рассмотрении закономерностей турбулентного течения жидкости в открытых каналах поле истинных скоростей заменяется полем осредненных скоростей.

Общие закономерности течения в открытых каналах рассмотрим, начиная с равномерного безнапорного движения.

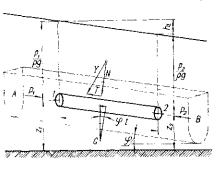
В открытом канале (рис. 82) выделим участок AB и рассмотрим закономерности течения для цилиндрического элемента I—2 длиной l.

Заметим, что рассматриваемые здесь положения не отличаются от тех, которые были бы присущи элементу 1—2 в случае его расположения вдоль потока напорного трубопровода.

Из условий равномерного движения полагаем, что живое сечение F рассматриваемого элемента 1-2 может быть выбрано произвольной формы, но его пло-

извольной формы, но его площадь должна оставаться одинаковой по всей длине *l*.

Полагая, что поток прямолинейный, считаем, что потери энергии на преодоление местных сопротивлений отсутствуют и гидравлические сопротивления определяются сопротивлением трения h_I , равномерно распределенным вдоль потока по длине i.



Поскольку при равномер- Рис. 82. Течение жидкости в открыном движении ускорение ча- тых каналах. стиц жидкости отсутствует, то

отсутствует и сила инерции. Поэтому применение принципа Даламбера к движущемуся в потоке элементу 1—2 сводится к составлению уравнения равновесия всех сил, действующих на рассматриваемый элемент в проекции на направление движения. В процессе движения к элементу 1—2 приложены следующие силы.

Силы гидродинамического давления P_1 и P_2 , действующие соответственно на торцевые поверхности I и 2 движущегося элемента. Эти силы направлены вдоль оси элемента, причем, сила P_2 отрицательна, так как направлена против движения.

Гидродинамическое давление в сечении I обозначим через p_1 , а в сечении II через p_2 . Вследствие равномерного характера движения рассматриваемого элемента можно принять гидростатический закон распределения давления в сечениях I и II:

$$P_1 - P_2 = F(p_1 - p_2).$$

Сила тяжести $G = \rho g F l$ в проекции на направление движения определится величиной G sin φ , где φ — угол наклона оси движения к горизонту. Учитывая, что sin $\varphi = (z_1 - z_2)/l$, проекцию силы тяжести на направление движения можно представить в виде

$$G\sin\varphi = \rho \, gFl \, \frac{z_1-z_2}{l} = \rho \, gF \, (z_1-z_2).$$

реальной жидкости элемента 1-2 и направлены произвольно к его поверхности. Раскладывая эти силы по нормальным и касательным направлениям к движению, можно утверждать, что нормальные составляющие их будут взаимно уравновешиваться. Касательные составляющие представляют собой те силы (действующие на поверхности элемента 1-2), которые приложены со стороны окружающего объема жидкости, не принимающего участия в движении элемента 1-2. Указанные силы как бы тормозят его движение. Следовательно, это и есть касательные силы гидравлического сопротивления трения, которые действуют на наружные поверхности движущегося элемента 1-2 вдоль пото-

Силы У действуют на боковые поверхности движущегося в

ка и имеют отрицательный знак.

Если обозначить среднее напряжение этих касательных сил гидравлического сопротивления на поверхности элемента 1—2 через τ_0 , то численные значения этих сил можно определить зависимостью

$$T = -\tau_0 \chi l$$

где χ — смоченный периметр живого сечения элемента 1-2.

Таким образом, уравнение равновесия всех сил, действующих на элемент 1-2 в проекции на направление движения, можно представить в виде

$$F(p_1 - p_2) + \rho gF(z_1 - z_2) - \tau_0 \chi l = 0.$$
 (11.1)

Разделив все члены этого уравнения на $\rho g F$, получим

$$\frac{p_{1}}{\rho_{R}} - \frac{p_{2}}{\rho_{R}} + z_{1} - z_{2} = \frac{\tau_{0}}{\rho_{R}} \cdot \frac{\chi}{f} l$$

или

или

$$\frac{1}{I} \left[\left(z_1 + \frac{\rho_1}{\rho g} \right) - \left(z_2 + \frac{\rho_2}{\rho g} \right) \right] = \frac{\tau_0}{\rho g} \cdot \frac{1}{R} . \tag{11.2}$$
часть уравнения (11.2) представляет собой пьезомет-

БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ

Левая часть уравнения (11.2) представляет собой пьезометрический уклон:

$$i_{\pi} = \frac{1}{\ell} \left[\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} \right) \right],$$

который при равномерном движении равен гидравлическому уклону, т. е. $i_n = i$. Следовательно, при равномерном движении жидкости справедлива зависимость: $i = \frac{\tau_0}{\rho g} \cdot \frac{1}{R}$ BOOKS.PROEKTANT.ORG (11.3)

$$\frac{\tau_{\rm in}}{\rho \, g} = Ri.$$
 копий книг для проектировщиков и технических специаластов (11.4)
Уравнение (11.4) в гидравлике называют основным уравнением равномерного движения.

Сравнив уравнения (11.3) и (11.4) с полученными ранее для напорных трубопроводов формулами (4.28) и (4.29) находим, что основные уравнения равномерного напорного и безнапорного движения одинаковы.

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ТУРБУЛЕНТНОГО РАВНОМЕРНОГО ДВИЖЕНИЯ В ОТКРЫТЫХ КАНАЛАХ

Равномерное турбулентное течение вдоль открытого прямолинейного канала возможно при соблюдении определенных условий.

Скорость частиц вдоль потока не должна меняться. Следовательно, средняя скорость в любом живом сечении должна быть одинакова. Это, в свою очередь, влечет за собой в непрерывном потоке одинаковость его формы и размеров живых сечений, а также постоянство положительного $(z_1 > z_2)$ гидравлического уклона i = const. Шероховатость стенок вдоль потока должна быть оди-

наковой по всему руслу. Как известно, при развитом турбулентном движении в зоне квадратичных сопротивлений закономерность течения описывается зависимостью v = cV Ri. Скоростной коэффициент c определяется по степенной формуле $c = \frac{1}{n} R^y$. На основании многочисленчто ранее выведенные зависимости (8.10) и (8.11), а также формула (8.12) для определения показателя у являются зависимостями общего назначения, т. е. применимыми как для напорных трубопроводов, так и для открытых русел.

Из формулы (8.10) находим, что

ных исследований академик Н. Н. Павловский [23] утверждает,

Буоопроводов, так и для открытых русел.
Из формулы (8.10) находим, что $Ri = rac{v^2}{c^2} \ .$

Подставив значение
$$Ri$$
 из этой зависимости в формулу (11.4), получим

$$\frac{\tau_0}{\rho \, g} = \frac{v^2}{c^2}$$
 или $\tau_0 = \rho \, g \, \frac{v^2}{c^2}$. (11.5)
Известно, что $h_I = i l$, поэтому, пользуясь формулой (11.3),

 $h_l = \frac{\tau_0}{\rho g} \frac{l}{R} , \qquad (11.6)$

$$au_0 = \frac{
ho \, gRh_l}{l} =
ho \, gRi. ag{11.7}$$
 При расчете промышленных каналов и заводских желобов

часто основной задачей является определение средней скорости течения и расхода жидкости. Использование для этого зависимостей $v = c \sqrt{Ri}$ и $Q = Fc \sqrt{Ri}$ свидетельствует о значении гидравлического радиуса

R как характеристики формы сечения потока в случае необходимости изменения скорости течения или пропускной способности имеющегося канала или желоба.

Действительно, из приведенных соотношений видно, что при одном и том же живом сечении F канала расход Q будет, при

одном и том же живом сечении F канала расход Q будет, при прочих равных условиях, тем больше, чем больше гидравлический радиус, равный $R = \frac{F}{\chi}$. Очевидно, что при определенном живом сечении потока F гидравлический радиус будет тем больше,

чем меньше окажется смоченный периметр χ .

Известно, что из простейших геометрических фигур наименьшим смоченным периметром обладает круг

$$R = \frac{\pi d^2}{4} \frac{1}{\pi d} = \frac{d}{4} .$$

Поэтому промышленные каналы, желоба и лотки сооружают такой формы, чтобы смоченный периметр в живом сечении представлял собой контур геометрической фигуры, вписанной в окружность или описанной вокруг нее (рис. 83).

можно записать

В заводской практике чаще всего сооружают трапецеидальные (рис. 83, а), полукруглые (рис. 83, б) или прямоугольные (рис. 83, в) каналы и желоба. Наиболее выгодной является полукруглая форма желобов (рис. 83, б). При изготовлении желобов из листовой стали их такими и делают. При использовании других материалов их выполняют, главным образом, прямоугольными (рис. 83, в), а иногда, в более крупных сооружени-

собности соотношение размеров сечения должно быть тарким, чтобы гидравлический круглая (б) и прямоугольная (в) формы сечения каналов и желобов.

максимальным. Это значит, что при данном сечении *F* смоченный периметр χ должен быть минимальным.
Аналитическое решение такой задачи заключается в том, что-

бы выразить смоченный периметр сечения χ в функции какой-либо переменной величины, являющейся в то же время одной из основных геометрических характеристик потока, например, глубины потока h. Затем найти производную $\frac{d\chi}{dh}$ и приравнять нулю; из полученного уравнения определим минимальное (экстремальное) значение смоченного периметра χ для данной формы живого сечения потока. Следуя этой методике, найдем минимальное значение χ для прямоугольного сечения канала.

В случае прямоугольного сечения F=bh, а $\chi=b+2h$. Выразив ширину канала b через глубину h и площадь живого сечения F, получим $b=\frac{F}{h}$. Тогда смоченный периметр $\chi=\frac{F}{h}+2h$. Взяв

производную $\frac{d\chi}{dh}$ и приравняв ее нулю, получим

Независимо от формы живого сечения канала для увеличения его пропускной спо-

$$\frac{d\lambda}{dh} = -\frac{F}{h^2} + 2 = 0,$$

откуда

$$-\frac{bh}{h^2} + 2 = 0 \quad \text{if} \quad b = 2h. \tag{11.8}$$

Следовательно, наиболее выгодным соотношением размеров канала прямоугольного сечения будет такое, при котором ширина канала b в два раза больше глубины наполнения h. Аналогично можно показать, что наиболее выгодным живым сечением трапецеидального канала будет такое сечение, гидравли-

ческий радиус которого равен половине глубины наполнения канала $\left(R = \frac{h}{2}\right)$.

Значение скоростного коэффициента C определяется по таблице, составленной по формуле Н. Н. Павловского $C=\frac{1}{n}R^y$ в функции коэффициента шероховатости n и гидравлического радиуса R (табл. 20).

Таблица 20

Зависимость скоростного коэффициента C от гидравлического раднуса R и шероховатости стенки желоба n

	п						n				
R	0,011	0,013	0,017	0,020	0,025	R	0,011	0,013	0,017	0,020	0,025
0,10 0,12 0,14 0,16 0,18 0,20 0,26 0,30 0,35 0,40	67,2 68,8 70,3 71,5 72,6 73,7 76,3 77,7 79,3 80,7	54,3 55,8 57,2 58,4 59,5 60,4 62,9 64,3 65,8 67,1	38,1 39,5 40,7 41,8 42,7 43,6 45,9 47,2 48,6 49,8	30,6 32,6 33,0 34,0 34,8 35,7 37,8 39,0 40,3 41,5	22,4 23,5 24,5 25,4 26,2 26,9 28,8 29,9 31,1 32,2	0,45 0,50 0,55 0,60 0,65 0,70 0,80 0,90 1,00 1,20	82.0 83.1 84.1 85.3 86.0 86.8 88.3 89.4 90.9 93.1	68,4 69,5 70,4 71,4 72,2 73,0 74,5 75,5 76,9 79,0	50,9 51,9 52,8 53,7 54,5 55,2 56,5 57,5 58,8 60,7	42,5 43,5 44,4 45,2 45,9 46,6 47,9 48,8 50,0 51,8	33,1 34,0 34,8 35,5 36,2 36,9 38,0 40,0 41,6

Как известно, коэффициент шероховатости n (или абсолютная шероховатость Δ) определяется качеством обработки поверхности, свойствами материалов и особенностью конструкции:

Характер поверхности	n	Δ, MM
Исключительно гладкая, покрытая эмалью или глазурью	0,009	0,008
Тщательно пригнанные доски, хорошо отстроган- ные. Лучшая штукатурка Лучшая штукатурка (1/3 песка). Чистые гончар- ные, чугунные и железные трубы, хорошо уло- женные и соединенные. Хорошо отстроганные	0,010	0,034
доски Нестроганные доски, хорошо пригнанные. Водо- проводные трубы в нормальных условиях; весьма	0,011	0,113
чистые водосточные трубы; хорошая бетонировка Тесовая кладка в лучших условиях, хорошая кирпичная кладка. Несколько загрязненные водо-	0,012	0,295
проводные трубы Загрязненные трубы (водопроводные и водосточ-	0,013	0,693
ные); бетонировка каналов в средних условиях Средняя кирпичная кладка, облицовка из тесово- го камня в средних условиях. Значительно за-	0,014	1,42
грязненные водостоки	0,015	2,57

Хорошая бутовая кладка; старая кирпичная		
кладка; сравнительно грубая бетонировка. Ис-		
ключительно гладкая, хорошо разработанная		
скала	0,017	7,09
Каналы, покрытые толстым устойчивым илис-		
тым слоем; каналы в плотном лессе и в плотном		
мелком гравии, затянутые сплошной илистой		
пленкой	0,018	11,08
Средняя (вполне удовлетворительная) бутовая		
кладка; булыжная мостовая. Каналы весьма чис-		
то высеченные в скале	0,020	22,42

РАВНОМЕРНОЕ ЛАМИНАРНОЕ ДВИЖЕНИЕ В ОТКРЫТЫХ РУСЛАХ

Рассмотренные закономерности течения жидкости в открытых каналах и их применение в инженерной практике относятся к турбулентному движению. В частности, метод Н. Н. Павловского применим в случаях турбулентного движения в области квадратичных сопротивлений.

В пищевых отраслях промышленности (сахарной, спиртовой, пивоваренной, мясной, молочной и др.) очень часто наблюдается ламинарное течение вязких и очень вязких жидкостей в открытых лотках, желобах и т. д. В связи с этим метод Шези — Павловского для определения основных характеристик таких потоков неприменим. Из зависимостей

$$R = \frac{F}{\chi}; \quad v = C \sqrt{Ri}; \quad C = \frac{1}{n} R^{y}; \quad Q = FC \sqrt{Ri},$$

для определения средней скорости и расхода потока видно, что исходным и основным положением гидравлики в этом методе расчета является наиболее полный учет сопротивлений по периметру стенок, ограничивающих поток. Сопротивление внутреннего трения между частицами жидкости, т. е. вязкое трение, имеет здесь второстепенное значение. Для зоны квадратичных сопротивлений турбулентного потока это вполне логично. В этой зоне энергия потока не зависит от Re , а зависит только от шероховатости $\frac{\Delta}{r}$ стенок.

При ламинарном течении вязкой и очень вязкой жидкости в открытом русле пренебрегать вязким (внутренним) трением нельзя. Наоборот, в данном случае следует полагать, что основным фактором сопротивления движению являются силы внутреннего трения — силы вязкости. Следовательно, распределение скорости по поперечному сечению потока, скорость и расход будут подчиняться условиям вязкого течения жидкости.

Однако аналитические зависимости, выведенные для ламинарного потока в круглой трубе, не могут быть применимы на открытый поток произвольной формы сечения введением соответствующего гидравлического радиуса вместо диаметра или радиу-

са трубы. Это ясно из сказанного о характере закономерностей при течении вязких жидкостей в открытых каналах.

Применение гидравлического радиуса *R* имеет смысл только при условии, когда основным фактором процесса является внешнее трение частиц жидкости о стенки, ограничивающие поток по

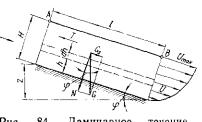


Рис. 84. Ламинарное течение жидкости в открытом канале прямоугольного сечения.

периметру, который им смачивается.

Решение рассматриваемой задачи в общей форме с учетом сил внутреннего трения между частицами (и слоями) жидкости, а также сил трения частиц жидкости о стенки, ограничивающие поток произвольной формы, представляет значительные математические трудности из-за сложности взаимодействия различных факрассматриваются закономерности

торов процесса. Поэтому далее рассматриваются закономерности только для некоторых случаев равномерного движения в открытом канале без учета трения о боковые стенки, ограничивающие поток. Естественно, такой подход может быть оправдан лишь в предположении достаточно большой ширины потока по сравнению с его глубиной.

Рассмотрим наиболее часто встречающиеся в производственной практике случаи безнапорного равномерного течения вязкой жидкости [19], применив для вывода основных закономерностей уравнение приращения количества движения;

$$mv_2 - mv_1 = \sum_i F_i t.$$

Напомним, что в равномерном потоке изменение количества движения в единицу времени mv_2 — mv_1 =0. Следовательно, аналигическое выражение закона количества движения для единицы времени сводится, в таком случае, к равенству нулю суммы проекций всех действующих сил на направление движения.

Рассмотрим закономерности ламинарного течения в открытых

руслах для двух случаев.

Первый случай. Жидкость движется в открытом канале прямоугольного сечения, плоское дно которого наклонено к горизонту под углом φ (рис. 84). Выделим для рассмотрения элемент AB движущейся жидкости, длина которого l, ширина (перпендикулярно плоскости чертежа) b. На этот элемент действует сила тяжести G, составляющая которой вдоль оси потока $G_s = G$ sin φ .

Противоположно направлению потока действуют силы трения, равнодействующая которых

$$T = \tau F$$

где $\tau = \mu \frac{dU}{dh}$ — напряжение сил трения в потоке, причем при-

Полагаем, что во всех продольных сечениях потока закон распределения скоростей одинаков. Кроме того, пренебрегаем силами трения на поверхности. Π ля произвольного верхнего слоя потока толщиной H—h, находящегося на расстоянии h от дна рассматриваемого элемента

нимается, что в слоях потока градиент скорости $\frac{dU}{dt} > 0$, так как

АВ, может быть записано равенство $G \sin \varphi - T = 0$. (11.9)где $G \sin \varphi = (H - h) b l \rho g i$, так как $\sin \varphi = \frac{z}{l} = i$;

$$T = \mu \frac{dU}{dh} bl.$$

Поэтому

у дна скорость v=0.

Поэтому
$$(H-h) bl \rho gi - \mu \frac{dU}{dh} bl = 0.$$

Сократив выражение (11.10) на bl, получим

$$(H-h) \rho gi = \mu \frac{dU}{dh} ,$$

откуда

$$dU = \frac{gi}{v} (H - h) dh.$$

HO OT $h_1 = 0$ no $h_2 = h$: $U = \frac{gi}{\gamma} \int_{\gamma}^{\alpha} (H - h) dh = \frac{gi}{\gamma} \left(Hh - \frac{h^2}{2} \right) = \frac{gi}{2\gamma} \left(2Hh - h^2 \right).$

Для определения скорости жидкости в произвольном продольном сечении потока на расстоянии h от дна проинтегрируем выражение (11.11) в пределах от $U_1 = 0$ до $U_2 = U$ и соответствен-

Это и есть параболический закон распределения скоростей по продольному сечению потока (рис. 84). Скорость
$$U$$
 достигает максимума на поверхности потока при $h\!=\!H$

 $U_{\text{max}} = \frac{gt}{2}H^2$. (11.13)

Из полученной формулы видно, что скорость жидкости в поверхностном слое ламинарного равномерного потока пропорциональна квадрату толщины слоя.

(11.10)

(11.11)

Расход Q жидкости такого потока шириной b может быть определен, исходя из следующего равенства $dQ = UdF = \frac{gi}{2} (2Hh - h^2) bdh.$ (11.14)

Проинтегрировав это выражение от
$$Q_1\!=\!0$$
 до $Q_2\!=\!Q$, т. е. от $h\!=\!0$ до $h_2\!=\!H$, получим

 $Q = \frac{bgi}{2v} \left(2 \frac{H^3}{2} - \frac{H^3}{3} \right) = \frac{1}{3} \frac{bgi}{v} H^3,$ (11.15)

откуда легко найти среднюю скорость в виде

 $v = \frac{Q}{F} = \frac{Q}{bH} = \frac{1}{3} \frac{gi}{v} H^2.$ (11.16)Сравнивая выражения (11.13) для максимальной скорости потока и (11.16) для средней скорости, находим, что

$$v=rac{2}{3}\,U_{
m max}.$$
 (11.17) Второй случай. Рассмотрим равномерное ламинарное движение жидкости по вертикальным поверхностям нагревательных

или охладительных аппаратов. Это частный случай движения жидкости по наклонному каналу с углом наклона $\phi = 90^{\circ}$, т. е. $i = \sin \varphi = 1$.

В соответствии с формулой (11.12) скорость жидкости в произвольной точке

$$U = \frac{g}{2v} (2Hh - h^2). \tag{11.18}$$

(11.20)

(11.21)

Максимальная скорость в соответствии с формулой (11.13)

Максимальная скорость в соответствии с формулой (11.13)
$$U_{\text{max}} = \frac{gH^2}{2}, \qquad (11.19)$$

 $v = \frac{1}{3} \frac{gH^2}{y} .$

Расход потока на ширине
$$b$$
 в соответствии с формулой (11.15)
$$Q = \frac{1}{3} \frac{bg}{a} H^3. \tag{11.21}$$

а средняя скорость в соответствии с формулой (11.16)

Расход, приходящийся на 1 м ширины потока,

$$Q = \frac{1}{3} - \frac{g}{v} H^3$$
. (11.22)
Как известно, по Пуазейлю при ламинарном равномерном

движении в круглой трубе расход $Q = \frac{\pi pgi}{8\omega} r_0^4$ и, следовательно, для заполненного открытого полукруглого канала расход может быть определен зависимостью

$$Q = \frac{\pi \, p \, g \, i}{16 \mu} \, r_0^4. \tag{11.23}$$

И. А. Чарный приводит данные с расходе очень вязкой жидкости через канал прямоугольного сечения шириной в и глубиной Н. Решение дается на основании сложного математического анализа в общей форме. Приводим соответствующую мость для расчета без ее вывода

$$Q = 0.286 \frac{gi}{v} \cdot \frac{b^3 H^3}{b^2 + 4H^2} . \tag{11.24}$$

Для наивыгоднейшего трапецеидального сечения канала, представляющего собой половину правильного шестиугольника со стороной b. выведена зависимость

$$Q = 0.066 \frac{gt}{v} b^4. \tag{11.25}$$

Приведем некоторые примеры использования приведенных формул.

Пример 1. Определить пропускную способность (расход) прямоугольного

желоба, а также среднюю скорость кормовой патоки в нем, если: плотность патоки $\rho = 1445 \text{ кг/м}^3$; температура патоки $t = 50^{\circ} \text{ C}$; ширина желоба b = 0.2 м; полезная высота H = 0,1 м; уклон желоба по существующим нормативам i ==0,03; абсолютная вязкость кормовой патоки при 50° С $\mu=25,9$ П $\left($ кинема-

тическая вязкость $v = 17.9 - \frac{\text{см}^2}{c} = 0.00179 - \frac{\text{м}^2}{c}$).

Решение. По формуле (11.15) определяем расход кормовой патоки через указанный желоб:

$$Q = \frac{1}{3} \cdot \frac{bgi}{3} H^3 = \frac{1}{3} \cdot \frac{0.2 \cdot 9.81 \cdot 0.03}{0.00179} \cdot 0.13 \frac{M^3}{C} = 0.011 \frac{M^3}{C}$$

Средняя скорость

$$v = \frac{Q}{F} = \frac{Q}{bH} = \frac{0.011}{0.2 \cdot 0.1} = \frac{M}{c} = 0.55 = \frac{M}{c}$$

Пример 2. Определить толщину H слоя пивного сусла на поверхности вертикального оросительного холодильника при максимальном, в соответствии с нормативами, количестве сусла, стекающего на $1\,$ м длины холодильника Q =

 $=0.0005 \text{ m}^3/\text{c}$.

 $v = 0.000003 \text{ m}^2/c$. В соответствии с формулой (11.22) на 1 м ширины вертикальной стенки

расход жидкости составит

$$Q=\frac{1}{3}\frac{gH^3}{y},$$

откуда

$$H = \sqrt[3]{\frac{3Qv}{g}} = \sqrt[3]{\frac{3.0,0005.0,000003}{9.81}} = 0,0017 \text{ M}.$$

Таким образом, толщина слоя сусла на поверхности холодильника составляет H = 1.7 MM.

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПОТОКА И ТВЕРДОГО ТЕЛА

РЕАКТИВНОЕ ДЕЙСТВИЕ СТРУИ

В трубопроводах, технологических аппаратах и гидравлических машинах часто наблюдается силовое взаимодействие потоков жидкости с твердыми телами и стенками, ограничивающими поток.

Рассмотрим простейший случай взаимодействия вытекающей струи воды и резервуара (рис. 85, a). Пусть сосуд открыт, истечение жидкости происходит в атмосферу. Если уровень воды в резервуаре поддерживать на высоте H над центром отверстия, то эпюра избыточного давления на боковую стенку AB изобразится наклонной прямой BE. Как известно, угол наклона ABE эпюры гидростатического давления для воды равен 45°, следовательно, треугольник ABE является равнобедренным.

Если бы в стенке CD не было отверстия, то эпюра избыточного давления на эту стенку изобразилась бы наклонной прямой CE. При этом силы, действующие на стенки AB и CD, находились бы в равновесии. Но так как в стенке CD имеется отверстие fk с площадью сечения F_0 , через которое вытекает вода, то эпюра давления в месте, расположенном против открытого отверстия, изменится и примет вид кривой cmfknE. Равновесие сил, действующих на стенки, нарушится и равнодействующая их R будет направлена в сторону стенки AB противоположно направлению вытекающей струи.

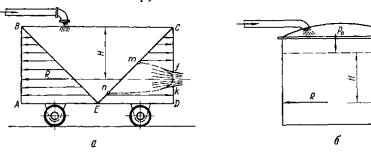


Рис. 85. Реактивное действие струи при истечении из открытого резервуара (a) и при избыточном давлении (b).

Следовательно, струя, вытекающая из резервуара, производит на него динамическое воздействие в виде силы R — так называемой реакции струи. Если поставить сосуд на колеса, то он двинется противоположно направлению струи. Численное значение этой силы можно определить, применив закон изменения количества движения mU_2 — mU_1 =Yt, где Yt— импульс всех сил, приложенных к рассматриваемой системе.

Так как приращение количества движения рассматривается для единицы времени и начальная скорость в данном случае $U_1\!=\!0$, а конечная скорость при выходе принимается равной средней скорости $U_2\!=\!v_0$, то уравнение изменения количества движения примет вид

$$m_0 v_0 = -R,$$
 (12.1) где знак «минус» перед силой реакции обозначает, что направ-

ление ее противоположно движению воды из отверстия; m_0 — масса воды, выходящей из отверстия в единицу времени.

Масса воды или другой жидкости, вытекающей в единицу времени через отверстие, может быть выражена так

$$m_0 = \rho_0 F_0 v_0$$
.
) абсолютное значение силы реак.

Из формулы (12.1) абсолютное значение силы реакции струи может быть определено выражением

$$R = \rho \, v_0 F_0 \cdot v_0 = \rho \, v_0^2 F_0$$
. (12.2) Следовательно, реакция струи, вытекающей из отверстия, в два раза больше силы динамического давления, создаваемого струей на площадь отверстия F_0 . Полученное выражение можно представить в виде

$$R = 2\rho g F_0 \frac{v_0^2}{2\rho} = 2\rho g F_0 H. \tag{12.3}$$

Таким образом, сила реакции струи, вытекающей через отверстие с площадью сечения F_0 , в два раза больше силы избыточного статического давления, создаваемого столбом жидкости высотой H над центром отверстия или соответствующего ему внешнего давления.

Если рассматриваемый резервуар закрыть сверху и создать над поверхностью жидкости избыточное давление p_0 (рис. 85, δ), то скорость истечения v_0 из отверстия увеличится и будет определяться в соответствии с формулой (10.6) величиной

$$v_0 = \varphi \sqrt{\frac{2g\left(H + \frac{p_0 - p_{a\tau}}{\rho g}\right)}{2g\left(H + \frac{p_0 - p_{a\tau}}{\rho g}\right)}}. \tag{12.4}$$

Соответственно увеличению внешнего давления p_0 в резервуаре будет увеличиваться и реакция R вытекающей струи.

Сила реакции струи жидкости используется в гидравлических двигателях. Работа паровых и газовых (реактивных) турбин основана на использовании реакции струи вытекающего пара или газа.

Естественно, применение высокого давления для выброса газов в камерах реактивных двигателей дает возможность пренебрегать геометрической высотой H столба жидкости или газа в камере и скорость истечения υ_0 в этих случаях может быть найдена из выражения

$$v_0 = \varphi \sqrt{\frac{2g \frac{p_0 - p_{gr}}{\rho g}}{\rho g}},$$
 (12.5)

а реакция струи R соответственно определится при $\phi=1$ величиной

$$R = 2F_0 (p_0 - p_{st}). (12.6)$$

АКТИВНОЕ ДЕЙСТВИЕ СТРУИ

Рассмотрим случай натекания струи на неподвижную плоскую вертикальную преграду (рис. 86, a). Струя жидкости выбрасывается из сопла в сечении 00 и, будучи направлена вдоль горизонтальной оси Ox сопла, встречает на пути неподвижную преграду AB. Вследствие натекания струи на преграду, последняя испытывает динамическое действие струи и стремится как бы сдвинуться вдоль потока под действием силы Y. Так как прегра-

испытывает динамическое деиствие струи и стремится как оы сдвинуться вдоль потока под действием силы Y. Так как преграда AB перпендикулярна направлению Ox струи, то, очевидно, после удара произойдет симметричное разделение потока. Уравнение изменения количества движения для единицы времени для данного случая можно записать в таком виде: $m_0v_0 - \frac{m_0}{2}U_1\cos\alpha_1 - \frac{m_0}{2}U_2\cos\alpha_2 = Y\cdot 1, \tag{12.7}$

$$\frac{2}{2} \qquad \qquad \frac{2}{2}$$

где $m_1 = m_2 = \frac{m_0}{2}$ вследствие симметричности разделения потока.

Так как $\alpha_1 = \alpha_2 = 90^\circ$, то уравнение (12.7) примет вид $m_2 v_2 = Y$. (12.8)

 $m_0v_0=Y.$ (12.8) Допустим, что площадь живого сечения струи между соплом (сечение 00) и преградой AB не меняется и равна площади сечения отверстия F_0 . Тогда масса жидкости, вытекающей из сопла

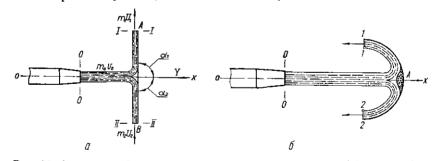


Рис. 86. Активное действие струи на неподвижные плоскую (a) и полусферическую (b) поверхности.

в единицу времени, будет $m_0 = \rho v_0 F_0$, и сила динамического давления натекающей струи на преграду AB определится величиной

$$Y = \rho F_0 v_0^2 = 2\rho g F_0 \frac{v_0^2}{2\sigma}$$
 (12.9)

или

 $Y = 2\rho gHF_0, \tag{12.10}$

где H — статическое давление жидкости перед соплом, необходимое для создания скорости v_0 струи при выходе из сопла. Если бы плоскую преграду АВ приблизить к соплу, как бы

прикрыв его, то плоскость AB в месте соприкосновения с выходным сечением сопла испытывала бы силу давления $P = \rho g F_0 H$. Следовательно, динамическое усилие струи, натекающей на

стие сопла. Можно показать, что придав соответствующую форму преграде, на которую натекает струя, возможно увеличить ее динамическое воздействие на преграду. Так например, натекание струи на неподвижную преграду, имеющую форму полусферы (рис. 86, б), приводит к увеличению динамического воздействия. Действи-

плоскую преграду, поставленную перпендикулярно направлению течения, в два раза больше статического давления, действующего на плоскую стенку, если бы она закрывала собою отвер-

тельно, пусть струя вытекает из сопла в сечении 00 и направляется в центральную точку A на внутренней поверхности полусферы. Вокруг точки А образуется водоворотная область, а затем жидкость обтекает внутреннюю поверхность полусферы и растекается, как бы разделившись на потоки с живыми сечениями 1-1 и 2-2. Вследствие того, что струя направлена в центр полусферы полагаем, что поток разделяется симметрично. Геометрическая форма полусферической преграды обусловливает поворот потока на угол $\alpha = 180^{\circ}$. Так как cos $180^{\circ} = -1$, уравнение (12.7) изменения количества движения для данного

$$m_0 v_0 + \frac{m_0 U_1}{2} + \frac{m_0 U_2}{2} = Y.$$

С достаточным основанием можно полагать (пренебрегая потерями), что вследствие симметричного разделения потока, вышедшего из сопла, количество движения в единицу времени его частей, прошедших через сечение 1-1 и 2-2, будет одинаковым, т. е. $\frac{m_0 U_1}{2} = \frac{m_0 U_2}{2}$ и, следовательно, $\frac{m_0 U_1}{2} + \frac{m_0 U_2}{2} = m U$.

Предположим, что $mU = m_0v_0$, тогда:

$$Y = 2m_0 v_0. {(12.11)}$$

Поэтому можно записать

случая примет вид

$$Y = 2m_0 v_0 = 2\rho F_0 v_0^2 = 4\rho g F_0 \frac{v_0^2}{2\rho}. \qquad (12.12)$$

Из сравнения выражений (12.9) и (12.12) следует, что сила динамического давления на неподвижную преграду полусферической формы в два раза больше аналогичного динамического усилия, действующего такой же струей жидкости на плоскую неподвижную преграду.

ДИНАМИЧЕСКОЕ ДЕЙСТВИЕ СТРУИ НА ПОДВИЖНЫЕ ПРЕГРАДЫ

Под действием динамического давления струи на неподвижные преграды сила динамического давления не выполняет полезной работы. Для использования энергии струи необходимо, чтобы преграда, на которую действует сила набегающей струи, перемещалась, совершая полезную работу.

В инженерной практике, а особенно часто в практике работы гидравлических машин, приходится сталкиваться с активным и реактивным действием струй на подвижные преграды (лопасти).

Для того, чтобы наиболее полно использовать энергию струи, необходимо, чтобы набегающая струя все время действовала на подвижную преграду. Практически осуществить такой процесс удается с помощью системы преград (лопастей), попеременно попадающих в процессе движения под действие набегающей струи. Такая система пластинок может представлять собой радиальные лопасти рабочего колеса гидравлической машины.

Рассмотрим простейший случай действия на движущуюся плоскую преграду AB выходящей из сопла со скоростью v_0 струи (рис. 87, a). Плоскость AB, перпендикулярная направлению струи, перемещается со скоростью U, совпадающей в данный момент по направлению со скоростью v_0 струи. В этом случае истинная скорость, с которой струя действует на пластину AB, является относительной скоростью:

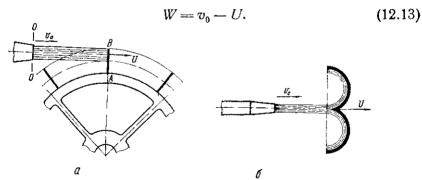


Рис. 87. Динамическое действие струи на подвижные плоскую (а) и полусферическую (б) преграды.

Полагая, что струя непрерывно действует на одну из попеременно попадающих под нее пластин (рис. 87, а), можно определить количество движения всей массы жидкости, набегающей на лопасти, за определенный промежуток времени.

Массу жидкости, набегающую на лопасти в единицу времени, можно выразить через равную ей величину массового расхо-

да из сопла $m = \rho F_0 v_0$. Поэтому соответствующее количество движения жидкости на лопасти может быть определено величиной $mW = \rho F_0 v_0 (v_0 - U) = \rho Q (v_0 - U)$. (12.14) Как следует из формулы (12.8), сила динамического давле-

ния струи на неподвижную аналогично расположенную пластин-

ку определяется количеством движения массы струи в единицу времени $Y = m_0 v_0$. Очевидно, что в случае подвижной пластины, вместо скорости v_0 следует брать истинную скорость набегания струи на пластинку, т. е. относительную скорость W. Таким образом, находим $Y = m \, W = \rho \, F_0 v_0 \, (v_0 - U) = \rho \, Q \, (v_0 - U). \tag{12.15}$

мощность, создаваемая струеи при наоегании на систему таких пластинок, определяется величиной

$$N = YU = \rho F_0 v_0 (U v_0 - U^2) = \rho Q (U v_0 - U^2), \qquad (12.16)$$

Максимальное значение мощности найдем, определив производную $\frac{dN}{dU}$ и приравняв ее нулю

$$\frac{dN}{dU} = \frac{d(Uv_0 - U^2)}{dU} = v_0 - 2U = 0,$$

откуда

$$U = \frac{v_0}{2} \ . \tag{12.17}$$

Следовательно, максимальная мощность будет получена при движении лопастей со скоростью, равной половине скорости набегающего потока. Поэтому максимальная мощность выразится формулой

$$N_{\text{max}} = \rho F_0 (v_0^2 U - v_0 U^2) = \rho F_0 \left(\frac{v_0^3}{2} - \frac{v_0^3}{4} \right) =$$

$$= \rho F_0 \frac{v_0^3}{4} \cdot (12.18)$$

$$= \rho F_0 \frac{v_0^3}{4}$$
 (12.18)
Кинетическая энергия, определяемая расходом струи в единицу

Кинетическая энергия, определяемая расходом струи в единицу времени, будет v^2 v^2 v^3

$$E_{\text{KHH}} = \rho Q \frac{v_0^2}{2} = \rho F_0 v_0 \frac{v_0^2}{2} = \rho F_0 \frac{v_0^3}{2}. \tag{12.19}$$

Сравнив формулы (12.18) и (12.19) находим, что в рассматриваемом случае максимально используемая мощность струи составляет половину кинетической энергии, затрачиваемой на перемение доласти в единицу времени

ремещение лопасти в единицу времени
$$N_{\max} = 0.5E_{\text{кин}}. \tag{12.20}$$

Если система рассматриваемых пластинок представляет собой плоские радиальные лопасти рабочего колеса гидравличе-

ской машины, то из формулы (12.20) можно сделать заключение, что при помощи такого рабочего колеса можно использовать только половину кинетической энергии потока, поступающего на лопасти.

Рассмотрим теперь динамическое действие струи на ковшевые лопасти, выполненные в виде полусфер (рис. 87, δ). Здесь также скорость струи, выходящей из насадка v_0 , и поступательная скорость ковшевой лопасти U, имеют одно и то же направление — вдоль струи. Используя здесь пояснение к рисунку и формулу (12.11), можно сделать заключение, что в данном случае сила динамического давления в два раза больше количества движения, которое соответствует секундному расходу струи и ее

$$Y = 2\rho Q(v_0 - U) = 2\rho F_0 v_0 (v_0 - U). \tag{12.21}$$

Соответственно мощность, создаваемая системой таких лопастей рабочего колеса, определится величиной

$$N = YU = 2p F_0 v_0 (v_0 U - U^2).$$
 (12.22)

При оптимальном значении $U = rac{v_{\mathfrak{o}}}{2}$, получим

$$N_{\text{max}} = 2\rho F_0 v_0 \left(\frac{v_0^2}{2} - \frac{v_0^2}{4} \right) = 2\rho F_0 \frac{v_0^3}{4} = \rho F_0 \frac{v_0^3}{2}$$
 (12.23)

скорости относительно поверхностей лопасти $(v_0 - U)$:

Кинетическая энергия, создаваемая струей в единицу време- v_{a}^{3}

ни, $E_{\text{кин}} = \rho F_0 \frac{v_0^3}{2}$ и, следовательно,

$$N_{\max} = E_{\text{KHH}}, \qquad (12.24)$$

Таким образом, полусферические ковшевые лопасти являются наиболее выгодными, теоретически обеспечивающими полное использование кинетической энергии набегающей струи. Практически степень использования кинетической энергии струи вследствие различных потерь будет неполной.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Глава тринадцатая

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РАБОТЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН

НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Классификация гидравлических машин приведена на схеме 1.

Гидравлическими мащинами называются устройства, которые служат для преобразования механической энергии двигателя в энергию перемещаемой жидкости (насосы) или для преобразования гидравлической энергии потока жидкости в механическую энергию (гидравлические турбины).

К гидравлическим машинам также относятся некоторые специальные устройства, служащие для подъема и перемещения жидкостей:

- а) гидравлические тараны, работа которых основана на принципе использования давления, получающегося при гидравлическом ударе;
- б) водоструйные насосы, в которых подъем и перемещение жидкости происходит за счет использования кинетической энергии струи;
- в) эрлифты устройства, в которых в результате нагнетания воздуха в скважины создается разность объемных масс в столбе эмульгированной поднимаемой жидкости и в массе жидкости, окружающей этот столб.

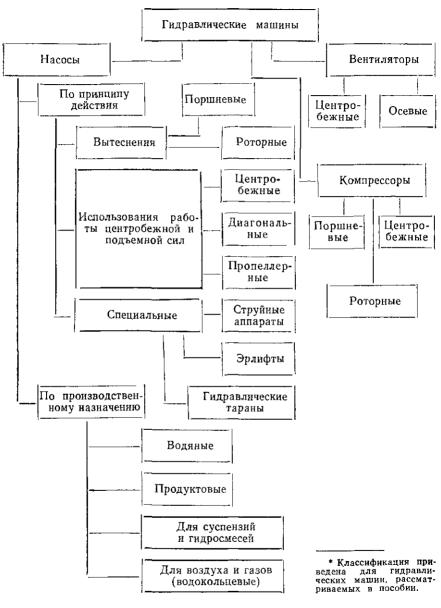
В пищевой промышленности применяются, главным образом, гидравлические машины, служащие для подъема, перемещения или нагнетания капельных жидкостей, т. е. насосы.

По условиям технологии пищевых производств приходится перекачивать не только несжимаемые капельные жидкости и суспензии, но также различные газы и воздух, которые относятся к сжимаемым жидкостям.

Насосно-компрессорное оборудование, применяемое в различных отраслях пищевой промышленности, а также различные условия транспортирования жидкостей и газов на отдельных станциях пищевых производств требуют большого разнообразия типов гидравлических машин, используемых на практике.

Поэтому классификацию применяемых гидравлических машин, исследование теоретических положений, относящихся к отдельным типам этих машин и рассмотрение рациональных

Классификация гидравлических машин *



методов подбора и эксплуатации гидравлических машин целесообразно произвести применительно к принципу их действия и условиям работы на отдельных станциях пищевых производств.

По принципу действия основными типами гидравлических машин, применяемых в пищевой промышленности для транспортирования капельных жидкостей и жидких суспензий, являются центробежные и поршневые насосы.

Центробежные машины создают давление и осуществляют транспортировку капельных жидкостей и жидких суспензий, главным образом, за счет работы центробежных сил, возникающих при вращении лопастных рабочих колес. К этому типу машин относят и осевые пропеллерные насосы, в которых перемещение жидкости происходит, главным образом, за счет действия подъемной силы, возникающей на лопастях пропеллерного колеса

Поршневые машины работают на принципе вытеснения жидкости из насосных цилиндров рабочими органами, называемыми поршнями или плунжерами. В этих насосах происходит непосредственная передача давления жидкости.

По этому же принципу работают ротационные (коловратные) насосы.

По производственному назначению в промышленности насосы подразделяются в зависимости от свойств перекачиваемой жидкости и особенностей технологических процессов, обслуживаемых насосами. Такое подразделение оправдывается различными конструкциями насосов для перекачки, например, чистой колодной воды и горячих конденсатов; жидких соков, а также сусла и концентрированных сиропов; сатурационных соков с небольшим содержанием твердой фазы и густых заторов.

По этому признаку насосы, применяемые в пищевой промышленности, условно подразделяются на следующие группы:

- а) водяные насосы для подачи воды: холодной (водокачки); горячей конденсатной; барометрической; промойной; жомо-прессовой и др.;
- б) продуктовые насосы для подачи: свекловичного и фруктовых соков, сусла, пива, молока, а также густых сиропов, клерссов, паток и др.;
- в) насосы для подачи суспензий: сатурационных соков и известкового молока сахарных заводов; дрожжевого и крахмального молока, а также заторов, бражек, сахарных утфелей и др.

К этой же группе условно относятся насосы для подачи гидросмесей: соко-стружечной; свекло-водяной; зерно-водяной и др.

Для различных технологических и сантехнических целей применяют нагнетатели воздуха и газов. В зависимости от давления, создаваемого нагнетателями, они подразделяются на:

- а) вентиляторы, которые создают давление до 15 кПа;
- б) воздуходувки или газодувки, создающие давление до 200 кПа:
- в) компрессоры, создающие более высокое давление, обусловливающее изменение термодинамических условий состояния воздуха или газов.

СХЕМА НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ НАСОСОВ

Насосы служат для подъема жидкости на заданную высоту, перемещения жидкости на некоторое расстояние или для нагнетания ее под избыточным давлением. Насосы, применяемые в раз-

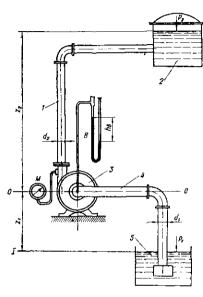


Рис. 88. Схема насосной установ-ки.

личных производственных установках, должны выполнять одну, две или все три перечисленные функции.

Насосная установка (рис. 88) состоит из собственно насоса 3; резервуара 5, из которого насос всасывает жидкость при помощи всасывающего трубопровода 4; напорного резервуара 2, в который подается жидкость с помощью нагнетательного трубопровода 1.

Чтобы судить о работе насосной установки, ее техническом совершенствовании, степени экономичности и рациональных методах эксплуатации, необходимо рассмотреть основные параметры работы насоса: его подачу или расход Q, манометрический напор $H_{\rm M}$, расход мощности N и коэффициент полезного действия насоса η .

Расходом или подачей насоса Q называют объемное количество жидкости, подаваемое насосом в единицу времени в нагнетательный трубопровод. Следовательно, под расходом понимают то количество жидкости, которое получает потребитель. В действительности, через рабочие органы насоса, его проточную часть проходит большее количество жидкости Q_0 , которое учитывает объемные потери жидкости, например, через сальниковое или другое уплотнения.

M а н о м е т р и ч е с к и м называют напор, создаваемый насосом для преодоления геометрической высоты всасывания z_1 и высоты нагнетания z_2 , для преодоления разности давлений на концах трубопровода p_2 — p_1 , т. е. разности между внешним давлением над поверхностью жидкости в нагнетательном резервуаре p_2 и внешним давлением на поверхности жидкости во всасывающем резервуаре p_1 . Кроме того, манометрический напор затрачивается на преодоление гидравлических сопротивлений трубопроводов насосной установки на всасывающей линии h_w и на-

тнетательной линии h_w^* . Поэтому манометрический напор, создаваемый насосом, можно выразить так

$$H_{\rm M} = z_1 + z_2 + \frac{p_2 - p_1}{p_g} + h_w' + h_w'. \tag{13.1}$$

Одним из основных параметров работы насоса является расход мощности N, т. е. количество затрачиваемой насосом энергии для подъема, перемещения и нагнетания жидкости в единицу времени.

Различают теоретическую мощность N_{τ} , т. е. такую, которую необходимо было бы затратить для подачи жидкости, преодолевая необходимый манометрический напор при полном отсутствии потерь энергии в самом насосе.

Очевидно, теоретическая мощность (кВт) определяется величиной

$$N_{\tau} = \frac{Q \, \rho \, g H_{\rm M}}{1000} = \frac{Q \, \rho \, H_{\rm M}}{102} \, . \tag{13.2}$$

В действительности, полная мощность, затрачиваемая двигателем, т. е. мощность на валу насоса или эффективная мощность N больше теоретической $N > N_{\tau}$, вычисленной по формуле (13.2). Поэтому отношение $N_{\tau}:N$ всегда меньше единицы. Это отношение показывает, какая часть из всей использованной насосом энергии затрачивается полезно. Вследствие этого указанное отношение принято называть общим коэффициентом полезного действия насоса и обозначать

$$\eta = \frac{N_{\tau}}{N} \,, \tag{13.3}$$

откуда следует, что

$$N = \frac{Q \rho H_{\rm M}}{102 \eta} . \tag{13.4}$$

Общий коэффициент полезного действия насоса η можно рассматривать также как отношение полезной (теоретической) работы E, выполняемой насосом, к полной (эффективной) работе насоса E_e , которая включает все потери энергии внутри насоса вне зависимости от природы и источников этих потерь:

$$\eta = \frac{E}{E_{\bullet}} \,. \tag{13.5}$$

Эффективная мощность, N потребляемая насосом, больше теоретической мощности N_{τ} вследствие затрат некоторого количества энергии на преодоление гидравлических сопротивлений h_{w} в самом насосе. Кроме того, некоторая дополнительная мощность затрачивается насосом на перемещение части жидкости, проходящей через проточную часть насоса, но не попадающей в нагнетательный трубопровод. Иными словами, через рабочие

органы насоса проходит количество жидкости Q_0 большее, чем действительная подача насоса Q, вследствие различных утечек ($Q_0 > Q$).

Наконец, работа насоса связана с затратой энергии на внешнее механическое трение рабочих органов насоса о перекачиваемую жидкость и трение в подшипниках и других механизмах насоса.

Однако, как видно из формулы (13.3) общий коэффициент полезного действия η дает представление лишь о суммарном влиянии всех указанных причин на увеличение расхода мощности насосом. Он показывает общую степень совершенства конструкции насоса, но не дает возможности разобраться в причинах недостатков, если они имеются, и принять меры к их устранению. Поэтому для характеристики потерь, обусловленных различными процессами, происходящими в насосах, в теории гидравлических машин принято различать: гидравлический, объемный, индикаторный и механический коэффициенты полезного действия.

Известно, что потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений внутри насоса h_{w} будут зависеть от таких факторов: длины пути, которую проходит жидкость в проточной части насоса, плавности траектории движения, шероховатости омываемых стенок, различных местных сопротивлений, создаваемых элементами конструкции, а также от вязкости и скорости движения жидкости. В связи с гидравлическими потерями увеличивается работа, которую выполняет насос за счет энергии двигателя.

Поэтому напор, потерянный на преодоление гидравлических сопротивлений внутри насоса h_w , добавляется к манометрическому напору $H_{\rm M}$ и расход мощности на насос соответственно увеличивается в отношение $(H_{\rm M}+h_w)/H_{\rm M}$. Величина, обратная этому отношению

$$\eta_{\rm r} = \frac{H_{\rm M}}{H_{\rm M} + h_{\rm m}} \,, \tag{13.6}$$

называется гидравлическим КПД, так как показывает степень гидравлического совершенства конструкции.

Гидравлический КПД представляет собой отношение полезной работы, выполняемой насосом $E = Q \rho g H_{\rm M}$, к работе насоса с учетом гидравлических потерь в нем $E_{\rm r} = Q \rho g \left(H_{\rm M} + h_{\rm w} \right)$, т. е. равен величине

$$\eta_{\rm r} = \frac{E}{F} \ . \tag{13.7}$$

Следует отметить, что в соответствии с перечисленными причинами возникновения гидравлических потерь h_w внутри насоса, гидравлический КПД η_r определяется, главным образом, совершенством конструкции и качеством изготовления насоса заводом. Для конструктивно совершенных и хорошо изготовленных

насосов η_r при перекачке воды может достигать значений, равных 0,8—0,96.

Было указано, что подача насоса Q, т. е. объемное количество жидкости, подаваемое насосом в нагнетательный трубопровод, меньше количества жидкости Q_0 , которое проходит через проточную часть насоса, т. е. того количества жидкости, которое подвергается действию рабочих органов насоса и на которое затрачивается работа.

Чтобы оценить часть непроизводительно затрачиваемой по этой причине работы, определяют отношение Q/Q_0 и называют его объемным коэффициентом полезного действия насоса:

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q_0} \ . \tag{13.8}$$

Объемный КПД (η_0) изменяется в широких пределах в зависимости от величины зазоров между деталями, отделяющими область нагнетания насоса от области всасывания, а также от различных неплотностей, через которые жидкость протекает, не достигнув нагнетательного трубопровода (например, утечки через сальники насоса и другие уплотнительные приспособления).

Объемный КПД в значительной степени зависит от свойств перекачиваемой жидкости: вязкости, загрязненности и др. В нормальных условиях объемный КПД достигает значений, равных 0,85—0,98.

Однако, в пищевой промышленности имеются такие производственные станции, где работа насосов при $\eta_0 = 0,65-0,7$ считается вполне нормальной. Это относится, например, к поршневым насосам (находящимся в полной исправности) при перекачке сиропов и паток, температура которых соответствует требованиям технологического процесса (50—70°C).

Рассматривая всю затрату энергии на работу внутри насоса следует, очевидно, учитывать полное количество жидкости Q_0 , проходящее через рабочие органы насоса и напор насоса с учетом гидравлических потерь в нем. В таком случае внутренняя или индикаторная работа насоса определится так:

$$E_{i} = Q_{0} p g (H_{M} + h_{w}). \tag{13.9}$$

Индикаторная работа, конечно, больше теоретической (E). Отношение

$$\eta_i = \frac{E}{E_i} \tag{13.10}$$

называют индикаторным коэффициентом полезного действия насоса.

Выразим его в таком виде

$$\eta_i = \frac{Q \, \rho \, g H_{\rm M}}{Q_0 \, \rho \, g \, (H_{\rm M} + h_{\rm W})} = \frac{Q H_{\rm M}}{Q_0 \, (H_{\rm M} + h_{\rm W})} \; .$$

Отсюда видно, что индикаторный КПД равен произведению объемного и гидравлического КПД:

 $\eta_i = \eta_0 \, \eta_{\rm r}. \tag{13.11}$

Если сравнить работу, выполняемую внутри насоса, т. е. индикаторную работу E_i с полной или эффективной работой E_e , то последняя больше индикаторной на величину, равную механическим потерям. В эти потери входят затраты энергии на преодоление трения в подшипниках, поверхностях уплотнений, а также на внешнее трение дисков рабочих колес о жидкость в центробежных насосах.

Отношение индикаторной работы E_i к полной работе E_e на

Отношение индикаторной работы E_i к полной работе E_e на валу насоса, которое характеризует собой влияние механических потерь, называют механическим коэффициентом полезного действия насоса:

$$\eta_{\rm M} = \frac{E_i}{E_e} \ . \tag{13.12}$$

Механический КПД хорошо сконструированных насосов при тщательном их обслуживании бывает довольно высоким (0,85—0,98).

Как видно из формулы (13.12) эффективная работа

$$E_e=rac{E_i}{ au_{ exttt{MM}}}$$
 .
ие в формулу

Подставив это значение в формулу (13.5), получим

$$\eta = \frac{E}{E_i} \cdot \eta_{M}.$$

Учитывая, что $\eta_i = E/E_i$, получим выражение $\eta = \eta_i \eta_{\rm M}$. Поэтому с учетом формулы (13.11) можно определить общий КПД насосов как произведение объемного, гидравлического и механического коэффициентов полезного действия:

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_{\mathsf{M}} = \eta_{\mathsf{0}} \cdot \eta_{\mathsf{r}} \cdot \eta_{\mathsf{M}}. \tag{13.13}$$

В заключение отметим, что каждый из приведенных коэффициентов имеет соответствующее применение в практике. Так, например, общий КПД применяется при определении расхода мощности на насос по его подаче и напору. При расчете подачи насосов применяют объемный КПД

$$Q = Q_0 \eta_0. \tag{13.14}$$

При расчете напора, создаваемого насосом, применяют гидравлический КПД. Так, зная теоретический напор, создаваемый насосом, можно определить действительный напор

$$H = H_r \, \eta_r. \tag{13.15}$$

Механический КПД применяется при определении расхода мощности на насос по индикаторным диаграммам ¹.

В пособин не рассматриваются.

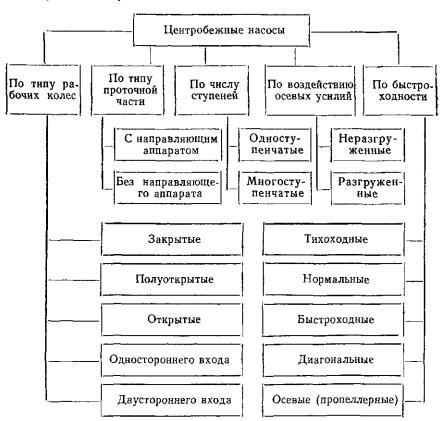
ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

УСТРОЙСТВО. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

Классификация центробежных насосов приведена на схеме 2.

Схема 2

Классификация центробежных насосов



Электрификация промышленных предприятий потребовала внедрения группового и индивидуального электроприводов. Стали широко применяться гидравлические машины вращательного типа — лопастные центробежные насосы.

Основными частями центробежного насоса (рис. 89) являются: корпус 6 насоса со всасывающим 1 и нагнетательным 3 патрубками. Внутри корпуса имеется рабочее колесо 4, жестко посаженное на вал 2. В корпусе вокруг рабочего колеса смонтирован направляющий аппарат 5.

Корпус насоса с патрубками служит для подвода жидкости к рабочему колесу и для отвода жидкости после воздействия на нее рабочего колеса в нагнетательный трубопровод. При вращении рабочее колесо своими лопастями непосредственно воздействует на жидкость, а также создает внутри насоса поле

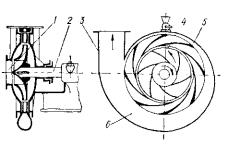


Рис. 89. Центробежный насос.

центробежных сил за счет энергии двигателя.

Обычно рабочее колесо центробежного насоса (рис. 90) представляет собой два диска: один плоский со втулкой 1, а второй имет вид широкого кольца 2. Между дисками смонтированы лопасти 3 рабочего колеса, образующие расширяющиеся каналы. В центральной части колеса имеется втулка 4, при помощи которой

оно монтируется на валу. Все перечисленные элементы рабочего колеса изготовляются в виде единой отливки либо при помощи сварки.

В пищевых производствах для перекачки различных суспензий и смесей жидкости с твердыми частицами часто применяют рабочие колеса полуоткрытого и открытого типа.

Рабочее колесо полуоткрытого типа не имеет покрывного диска, т. е. диска, представляющего собой широкое кольцо. В этом случае его роль выполняет специально приточенная крышка корпуса насоса. При отсутствии обоих дисков рабочее колесо называется открытым. В этом случае лопасти консольно выступают из втулки рабочего колеса.

Направляющий аппарат представляет собой два неподвижных кольцевых диска, между которыми смонтированы лопасти,

направленные как бы противоположно направлению лопастей рабочего колеса (см. рис. 89).

Принцип работы центробежного насоса состоит в следующем. При пуске корпус насоса должен быть заполнен капельной жидкостью. При быстром вращении рабочего колеса его лопасти оказывают непосредственное силовое возлейст

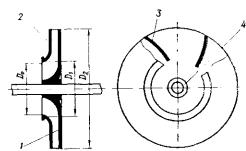


Рис. 90, Рабочее колесо.

оказывают непосредственное силовое воздействие на частицы жидкости. Кроме того, создается поле центробежных сил в жидкости, находящейся в межлопастном пространстве рабочего колеса. Таким образом, жидкость, подвергаясь силовому воздействию лопастей рабочего колеса, с большой скоростью перемещается от центра к периферии, освобождая межлопастные каналы рабочего колеса. Поэтому в центральной части рабочего колеса давление снижается и под действием внешнего, чаще всего атмосферного давления, жидкость входит во всасывающий патрубок и вновь подводится к центральной части рабочего колеса.

Жидкость, выходящая из каналов рабочего колеса по его выходному диаметру, попадает в межлопастное пространство неподвижного направляющего аппарата. В направляющем аппарате жидкость, имеющая большую скорость, как бы тормозится и ее кинетическая энергия частично преобразуется в потенциальную энергию давления в благоприятных условиях течения через плавно изменяющиеся каналы. Если направляющий аппарат отсутствует, то преобразование кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления происходит в спиральном корпусе насоса в условиях менее благоприятных.

Спиральная форма корпуса насоса и эксцентричное расположение в нем рабочего колеса обусловлены следующим. В корпусе насоса по направлению вращения рабочего колеса собирается все больший объем жидкости, выходящей из межлопастных каналов. Вся эта жидкость направляется к нагнетательному патрубку и отводится в нагнетательный трубопровод. Спиральная форма обеспечивает увеличение внутреннего объема корпуса насоса, примерно пропорциональное количеству жидкости, направляющейся к нагнетательному патрубку. Поэтому скорость жидкости, проходящей через корпус насоса, во всех сечениях примерно одинакова.

Очень часто нагнетательный патрубок насоса имеет вид диффузора. В этом случае преобразование кинетической энергии в потенциальную продолжается и при движении жидкости через нагнетательный патрубок. В принципе, при отсутствии специального направляющего аппарата, преобразование кинетической энергии, приобретенной жидкостью в рабочем колесе центробежного насоса, должно происходить именно в этом диффузоре.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Теория центробежных насосов дает физическое объяснение процесса преобразования механической энергии двигателя в гидравлическую, чаще всего в потенциальную энергию давления перекачиваемой жидкости.

Так как основным рабочим органом центробежного насоса является его рабочее колесо, то и теорию центробежного насоса часто называют теорией рабочего колеса и понимают под этим исследование теоретического напора H_{τ} , создаваемого рабочим колесом центробежного насоса.

При рассмотрении теории рабочего колеса центробежного насоса полагают число лопастей рабочего колеса бесконечно большим. При этом считают, что лопасти расположены параллельно друг другу и поток жидкости в каждом межлопастном пространстве состоит из бесконечно большого количества элементарных струек, движущихся параллельно друг другу. В этом случае теоретический напор, создаваемый насосом, можно рассматривать как разность между удельной энергией, которой обладает жидкость, прошедшая через насос, и удельной энергией жидкости перед насосом. Следовательно, теоретический напор можно представить в таком виде:

$$H_{\tau} = \left(z_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g}\right) - \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g}\right),$$
 (14.1)

где c_2 и c_1 — абсолютные скорости жидкости соответственно на выходе из насоса и перед насосом.

Пренебрегая разностью геометрических высот жидких частиц, находящихся на выходе из рабочего колеса (z_2) и жидких частиц при входе в него (z_1), что практически вполне допустимо, общее выражение теоретического напора может быть представлено в виде

$$H_{\tau} = \frac{p_2 - p_1}{p_1 g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$$
 (14.2)

Из этого выражения видно, что теоретический напор, создаваемый насосом, состоит частично из потенциальной энергии давления $\frac{p_2-p_1}{\rho g}$ и кинетической энергии $\frac{c_2^2-c_1^2}{2\sigma}$.

Принято считать, что чем больше потенциальная часть напора, создаваемая рабочим колесом центробежного насоса, тем больше степень его реактивности. Из формулы (14.2) видно, что наивысшая степень реактивности насоса достигается при $c_2 = c_1$. Обозначим часть напора, создаваемого насосом в виде потен-

циальной энергии (статический напор), через $H_n = \frac{\rho_2 - \rho_1}{\rho g}$, а дру-

гую часть напора, создаваемую в виде кинетической энергии, через $H_{\pi} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$. Тогда общий напор H будет равен сумме потенциальной и динамической части: $H = H_{\pi} + H_{\pi}$.

Избыточное давление, создаваемое насосом, определяется коэффициентом статического напора или, иначе,— коэффициентом реактивности. Он представляет собой отношение части напора, создаваемого насосом в виде потенциальной энергии, к полному напору:

$$\rho = \frac{H_n}{H} = \frac{H - H_n}{H} = 1 - \frac{H_n}{H} = 1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2gH}$$

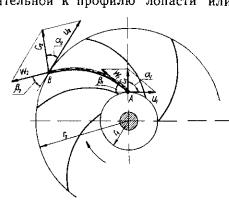
Рассмотрим течение струйки АВ перекачиваемой жидкости при ее движении в межлопастном пространстве рабочего колеса (рис. 91).

Обозначим окружную или переносную скорость, направленную по касательной к окружности через и, относительную скорость, направленную по касательной к профилю лопасти или

струйки, — через ю. Тогда геометрическая сумма и и ш будет равна абсолютной скорости c_2 , которая является диагональю параллелограмма, построенного по окружной и относительной скоростям. Угол между направлениями окружной и абсолютной скоростей обозначим через α, а угол между положительным направлением относительной скорости и отрицательным правлением окружающей

скорости — через В. Индек-

сом 1 обозначим величины,



уравнения центробежных нагнетателей. относящиеся к точке входа струйки жидкости в рабочее колесо (точка A) на радиусе r_1 , а индексом 2 — величины, относящиеся

Рис. 91. Схема к выводу

к точке выхода струйки жидкости из рабочего колеса (точка В) на радиусе r_2 . Для анализа энергетического баланса рабочего колеса рассмотрим треугольники скоростей (рис. 92), составленные для

Рис. 92. Треугольники скоростей при входе в рабочее колесо (а) и выходе (б).

частии жидкости при входе в рабочее колесо в точке A и при выходе из него в точке B. Из треугольника ско-

ростей, построенного при точке B, видно, что тангенциальная составляющая абсолютной скорости $c_{\tau} = c_2 \cos$ выхода нормальная или радиальная составляющая $c_1 = c_2 \sin \alpha_2$. Тангенциальная составляющая может быть также

выражена величиной $c_{\tau} = u_2 - c_r \operatorname{ctg} \beta_2$

По теореме косинусов из треугольников, показанных на рис. 92, можно определить относительные скорости

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_1\cos\alpha_1$$
 if $w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2c_2\cos\alpha_2$.

Составим уравнение баланса энергии струйки АВ при ее относительном перемещении через рабочее колесо, предполагая, что рабочее колесо неподвижно, а струйки жидкости, в числе струйка AB, обтекают лопасти рабочего колеса. Пренебрегая разностью геометрических высот частиц жид-

кости, находящихся в точках A и B, а также гидравлическими сопротивлениями внутри рабочего колеса, представим уравнение баланса энергии для рассматриваемой струйки АВ в виде

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g}$$
. (14.3) В этом уравнении не учтено действие центробежных сил на перемещение жидкости вдоль лопастных поверхностей. Если обозначить через є удельную энергию, которую приобретает в рабочем колесе 1 кг жидкости вследствие воздействия на нее центробежных сил на пути перемещения от r_1 до r_2 , то уравнение (14.3) баланса энергии может быть представлено в форме

 $\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} + \varepsilon = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g}$ (14.4)Удельную энергию є, обусловленную работой центробежных

сил, можно найти из следующих соображений. Работа центробежных сил при перемещении 1 кг жидкости на бесконечно малом пути может быть определена как

$$d \varepsilon = \frac{1}{g} \omega^2 r dr, \qquad (14.5)$$

где ω — угловая скорость; $rac{1}{\sigma}$ $\omega^2 r$ — центробежная сила, $\,$ воздействующая на 1 кг жидкости на радиусе г. Следовательно, удельная энергия, приобретенная в рабочем колесе 1 кг жидкости, вследствие воздействия на нее центробежной силы на пути перемещения от t_1 до t_2 , определится интегралом

$$\varepsilon = \frac{1}{g} \omega^2 \int_{r_1} r dr = \frac{\omega^2 r_2^2 - \omega^2 r_1^2}{2g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} . \tag{14.6}$$

Зная є, уравнение баланса энергии (14.4) может быть запи-

сано в таком виде

$$rac{p_1}{
ho g} + rac{w_1^2}{2g} + rac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = rac{p_2}{
ho g} + rac{w_2^2}{2g}$$

или

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$$
 (14.7)

С учетом уравнений (14.2) и (14.7) общее выражение теоретического напора, создаваемого рабочим колесом центробежного насоса, представим в функции окружных, относительных и абсолютных скоростей: $H_{\tau} = \frac{1}{2g} \left(u_2^2 - u_1^2\right) + \frac{1}{2g} \left(w_1^2 - w_2^2\right) + \frac{1}{2g} \left(c_2^2 - c_1^2\right). \tag{14.8}$

Подставив в это выражение значения относительных скоростей
$$w_1$$
 и w_2 , и выполнив простейшие преобразования, получим уравнение Эйлера

Из этого уравнения следует, что теоретический напор, создаваемый рабочим колесом центробежного насоса, не зависит от

$$H_{\tau} = \frac{u_2 c_2 \cos a_2 - u_1 c_1 \cos a_1}{g} . \tag{14.9}$$

рода жидкости, которая перекачивается. Следовательно, при соответственно одинаковых значениях окружных u и абсолютных скоростей c, теоретический напор H_{τ} будет численно одинаковым для воды, спирта, сахарных растворов различной концентрации и др.
Из того же уравнения видно, что теоретический напор будет

Подставив значение $\alpha_1 = 90^\circ$ в формулу (14.9), получим

наибольшим, если $\alpha_1 = 90^\circ$, т. е. при $\alpha_1 = 90^\circ$ создаются наиболее

благоприятные условия входа жидкости на лопасти.

$$H_{\tau} = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{u_2 c_{\tau}}{g} , \qquad (14.10)$$

так как $c_{\mathtt{T}} = c_2 \cos \alpha_2$.

Заметив, что $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$, из формулы (14.10) следует, что теоретический напор, создаваемый рабочим колесом центробежного насоса, будет наибольшим, если выходной угол α_2 будет наименьшим. Практически принимают $\alpha_2 \approx 5$ —16°.

Далее, из формулы (14.10) видно, что теоретический напор является функцией выходного диаметра рабочего колеса D_2 и частоты вращения n:

$$H_{\tau} = f(D_2; n).$$

Поэтому увеличение диаметра рабочего колеса и частоты его вращения может привести к созданию любого высокого напора.

Фактически теоретический напор, создаваемый рабочим колесом центробежного насоса, ограничен сопротивлением материала, из которого изготовлено колесо. С увеличением окружной скорости значительно увеличиваются напряжения в материале рабочего колеса. Кроме того, с увеличением скорости вращения увеличиваются гидравлические сопротивления внутри насоса и, следовательно, уменьшается его гидравлический КПД (η_г).

7 5—2898

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ НАПОР, СОЗДАВАЕМЫЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫМ НАСОСОМ, И ЕГО ЗАВИСИМОСТЬ

ОТ КОНСТРУКТИВНЫХ ФОРМ НАСОСА

Действительный напор H, создаваемый насосом, всегда меньше теоретического вследствие ряда причин. Главной из них является потеря напора на преодоление гидравлических сопротивлений внутри насоса, которая учитывается гидравлическим КПД. Кроме того, увеличение потерь напора связано с конечным числом лопастей.

Обычно при рассмотрении теории рабочего колеса центро-

бежного насоса исходят из условия параллельного течения струек в межлопастном пространстве. Такое течение возможно только при бесконечно большом числе лопастей. Так как в действительности число лопастей рабочего колеса является конечным, то фактически струйки жидкости между лопастями не параллельны и это является причиной дополнительного гидравлического сопротивления потоку в межлопастном пространстве.

Действительный напор, создаваемый рабочим колесом центробежного насоса, может быть выражен зависимостью

$$H = H_{\tau} \eta_{\rm r} \, k = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g} \eta_{\rm r} \, k, \tag{14.11}$$

где k — коэффициент, учитывающий уменьшение напора вследствие конечного числа лопастей. Этот коэффициент может быть определен по формуле академика Γ . Ф. Проскуры:

$$k = \left[1 + 2\frac{\psi}{z} \cdot - \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)}\right]^{-1}, \tag{14.12}$$

здесь ψ — коэффициент, учитывающий влияние направляющего аппарата;

г — число лопастей;

При наличии направляющего апьарата ψ = 0,8—1,0, а при его отсутствии — ψ = 1—1,3.

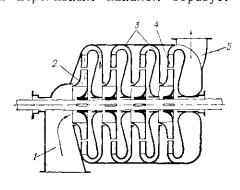
В практике насос с одним рабочим колесом создает действительный напор жидкости $H\!=\!30\!-\!50$ м. Такое ограничение напора объясняется, главным образом, условиями прочности материала, из которого изготовлено рабочее колесо.

Применение специальных материалов для изготовления рабочих колес может повысить напор, создаваемый насосами. Однако, в производственной практике для создания больших давлений применяют многоступенчатые центробежные насосы (рис. 93).

Из схемы такого насоса видно, что он представляет собой последовательно работающие друг за другом рабочие колеса 2, снабженные направляющими аппаратами 4 и переливными ка-

налами 3, служащими для направления жидкости из области нагнетания одного рабочего колеса в область всасывания следующего. Все последовательно работающие рабочие колеса многоступенчатого насоса монтируются на одном валу и имеют один всасывающий 1 и один нагнетательный 5 патрубки.

Каждое рабочее колесо с его направляющим аппаратом и переливным каналом образует секцию многоступенчатого



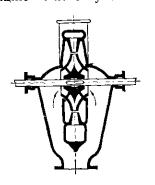


Рис. 93. Схема многоступенчатого центробежного насоса.

Рис. 94. Схема насоса двустороннего всасывания.

насоса. Перекачиваемая жидкость последовательно переходит из одного колеса в другое и выходит в нагнетательный патрубок с напором, пропорциональным числу ступеней или колес. Многоступенчатые насосы именуются по числу ступеней — двух-, трехи т. д. многоступенчатыми.

Часто в условиях производства требуется подавать большие количества жидкости. В этих случаях применяют насосы двухстороннего всасывания (рис. 94), в которых жидкость входит в рабочее колесо с двух сторон, что положительно сказывается на распределении сил, действующих на вращающиеся детали насоса.

Напор, создаваемый центробежным насосом, зависит от типа лопастей рабочего колеса. Большое влияние на создаваемый рабочим колесом теоретический напор оказывает направление струи, выбрасываемой из межлопастного пространства рабочего колеса, характеризующееся углами α_2 и β_2 . Действительно, как следует из уравнения (14.10), теоретический напор H_{τ} зависит от угла α_2 . С помощью того же уравнения можно показать, что H_{τ} зависит и от угла β_2 . Так как $c_{\tau} = u_2 - c_r$ etg β_2 (см. рис. 92), то

$$H_{\tau} = \frac{u_2}{g} (u_2 - c_r \operatorname{ctg} \beta_2).$$
 (14.13)

Используя это равенство, сравним теоретический напор, создаваемый рабочим колесом с лопастями, отогнутыми назад,

(рис. 95). Из анализа этой зависимости видно, что:

лопастями,

И

загнутыми

вперед

для радиальных лопастей (рис. 95, δ) $\beta_2 = 90^\circ; \quad \text{ctg } \beta_2 = 0; \quad H_\tau = \frac{u_2^2}{\sigma};$

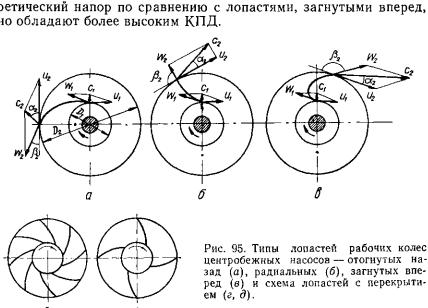
лопастями

радиальными

для лопастей, отогнутых назад (рис. 95,
$$a$$
),
$$\beta_2 < 90^\circ; \ \operatorname{ctg} \beta_2 > 0; \ H_{\tau} < \frac{u_2^2}{g}; \\ \text{для лопастей, загнутых вперед (рис. 95, a), }$$

$$\beta_2 > 90^\circ; \ \operatorname{ctg} \beta_2 < 0; \ H_{\tau} > \frac{u_2^2}{g} \cdot$$
 Таким образом, наибольший теоретический напор создается рабочим колесом с лопастями, загнутыми вперед, наименьший — с лопастями, отогнутыми назад. Рабочее колесо с радиальными

таким образом, наиоольший теоретический напор создается рабочим колесом с лопастями, загнутыми вперед, наименьший — с лопастями, отогнутыми назад. Рабочее колесо с радиальными лопастями создает некоторый средний теоретический напор. В практике применяют почти исключительно рабочие колеса с лопастями, отогнутыми назад. Хотя они создают меньший теоретический напор по сравнению с лопастями, загнутыми вперед, но обладают более высоким КПД.



Следует отметить, что с увеличением абсолютной скорости жидкости c_2 при выходе из рабочего колеса коэффициент реактивности уменьшается и его КПД падает. Это происходит не только вследствие увеличения потерь при преобразовании ки-

вследствие значительного искривления каналов межлопастного пространства в случае, когда лопасти загнуты вперед ($\beta_2 > 90^\circ$). Практически следует считать оптимальным значение углов α_2 и β_2 в пределах: $\alpha_2 = 5 - 18^\circ$ (чаще всего $\alpha_2 = 8 - 12^\circ$); $\beta_2 = 14 - 60^\circ$ (чаще всего $\beta_2 = 15 - 35^\circ$).

нетической энергии в потенциальную энергию давления, но и

Обычно угол α_1 принимается равным 90° из условий безударного входа жидкости на лопасти рабочего колеса. Из тех же соображений угол β_1 определяется из условия $\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{r}$.

Что касается числа лопастей, то для уменьшения площади трения и упрощения технологии производства целесообразно было бы применять рабочие колеса с минимальным количеством лопастей. Однако энергетические условия работы лопастей при этом ухудшаются. Практически стремятся к наименьшему числу лопастей рабочего колеса, однако при условии, что снижение числа лопастей не приводит к потере их направляющего действия.

Исходя из этого, рекомендуется определять число лопастей зависимостью

$$z = 6.5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}.$$

Число лопастей, определенное по этой формуле, следует корректировать в сторону увеличения с тем, чтобы выходная кромка каждой последующей (по направлению вращения колеса) лопасти перекрывала входную кромку предыдущей (рис. 95, г), иначе теряется направляющее действие лопастей (рис. 95, д). В практике пищевых производств чаще всего встречаются центробежные насосы с рабочими колесами, имеющими 6—8 лопастей. Но имеются также насосы для перекачки фекальных жидкостей, жома, дробины, картофеля и свекло-водяной смеси, рабочие колеса которых имеют только по две лопасти (см. рис. 130) Толщина лопастей должна быть наименьшей, но отвечающей условиям прочности.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Из-за сложного характера движения жидкости в проточной части центробежных насосов до настоящего времени нет еще строгой надежной теории расчета проточной части. Однако, исследования в области теории центробежных насосов, изыскание новых конструкций, а также практика эксплуатации их приводит к необходимости сравнения различных конструкций и типов насосов с учетом основных гидравлических параметров работы. В частности, разработка и доводка новых конструкций крупных насосов связана с предварительным созданием и испытанием

относительно небольших моделей, обладающих теми же гидравлическими свойствами, что и действительные (натуральные) машины. Следовательно, такие модели, обладая определенными качествами, должны быть гидродинамически подобны натуральным машинам.

Для того чтобы модельный и натуральный насосы или вообще какие-либо два (или несколько) лопастных насосов были

гидродинамически подобны друг другу, необходимо, чтобы они отвечали некоторым определенным условиям.
Во-первых, должно существовать геометрическое подобие проточной части рабочих органов насосов. Это значит, что отношение сходственных линейных размеров в модели и в натуре

ношение сходственных линейных размеров в модели и в натуре должны быть одинаковыми: $\frac{D_1^{\text{M}}}{D_1^{\text{H}}} = \frac{D_2^{\text{M}}}{D_2^{\text{H}}} = \frac{b_1^{\text{M}}}{b_1^{\text{H}}} = \frac{b_2^{\text{M}}}{b_2^{\text{H}}} = \dots = \frac{l^{\text{M}}}{l^{\text{H}}} = \Gamma = \text{idem}. \quad (14.15)$

нейным размерам и другим величинам, относящимся к натуре. Кроме того, соответственные углы у модели и натуры должны быть равны:

$$\alpha_1^{M} = \alpha_1^{H}; \quad \alpha_2^{M} = \alpha_2^{H}; \quad \beta_1^{M} = \beta_1^{H}; \quad \beta_2^{M} = \beta_2^{H}.$$

Во-вторых, должно существовать кинематическое подобие по-

токов, которое предполагает пропорциональность скоростей жидкости в сходственных точках и одинаковое их направление, т. е. подобие траекторий потоков, проходящих через проточную часть насосов.

Пропорциональность скоростей в сходственных точках или,

Пропорциональность скоростей в сходственных точках или, что то же, пропорциональность расходов определяется безразмерным отношением

$$\frac{Q}{nD^3} = i\text{dem}, \tag{14.16}$$

где n — частота вращения рабочего колеса.

В-третьих, должно существовать подобие динамических свойств потоков жидкости, подаваемых насосами или, что то же, подобие режимов движения, что устанавливается одинаковостью критерия:

$$Re = \frac{D^2 n \rho}{\mu} = idem, \qquad (14.17)$$

где Dn = v.

Поэтому, рассматривая сходственные точки в рабочих колесах двух подобных насосов, например, модели и натуры, для которых действительны перечисленные три условия, можно утверждать, что в этих точках направление одноименных скоростей в обоих случаях одинаково. Кроме того, это значит, что характерные углы, составляемые направлениями скоростей, равны, а значения скоростей — пропорциональны. Следовательно, в подобных насосах треугольники скоростей, по-

добны. На этом основании можподобные но строить трескоростей **УГОЛЬНИКИ** ДЛЯ любых сходственных точек потоков межлопастных В каналах подобных насосов, например, модели нату-DЫ.

для сходствен-

потоков, - по-

строенные

ных точек



чс. 96. Греугольники скоростей подооных насосов.

Для вывода основных законов подобия центробежных насосов рассмотрим подобные треугольники скоростей для точек, находящихся на выходных кромках лопастей рабочих колес насосов натуры и модели (рис. 96).

Треугольник ABC образован скоростями $u_2^{\rm H}$, $w_2^{\rm H}$ и $c_2^{\rm H}$, относящимися к выходной кромке лопасти рабочего колеса натуры. В этом треугольнике сторона AC выражает в некотором масштабе окружную скорость $u_2^{\rm H}$ на выходе из рабочего колеса. Сторона AB в том же масштабе выражает абсолютную скорость $c_2^{\rm H}$ выхода жидкости из рабочего колеса натурального насоса. Сторона треугольника CB выражает относительную скорость $w_2^{\rm H}$ жидкости при выходе из рабочего колеса. Отрезок BD представляющей абсолютной скорости выхода $(c_2^{\rm H})$ жидкости из рабочего колеса натуры, а отрезок AD — ее тангенциальную составляющую $c_1^{\rm H}$.

Треугольник AB'C' образован скоростями $u_2^{\rm M}$, $w_2^{\rm M}$ и $c_2^{\rm M}$, относящимися к выходной кромке лопасти рабочего колеса модели. В этом треугольнике сторона AC' выражает в принятом масштабе окружную скорость $u_2^{\rm M}$ на выходе из рабочего колеса модели. Сторона AB' в том же масштабе выражает абсолютную скорость выхода жидкости из рабочего колеса модели. Сторона C'B' выражает относительную скорость $\omega_2^{\rm M}$ жидкости при выходе из рабочего колеса модели. Отрезок B'D' равен значению $c_r^{\rm M}$ радиальной составляющей абсолютной скорости выхода $(c_2^{\rm M})$ из рабочего колеса модели, а отрезок AD' — ее тангенциальную составляющую $c_{\rm T}^{\rm M}$.

Из подобия треугольников АВС и АВ'С' следует, что

$$\frac{c_2^{\rm M}}{c_1^{\rm H}} = \frac{c_r^{\rm M}}{c_r^{\rm H}} = \frac{c_r^{\rm M}}{c_r^{\rm H}} = \frac{u_2^{\rm M}}{u_2^{\rm H}} = \frac{\pi D_2^{\rm M} \, n^{\rm M} \, 60}{\pi D_2^{\rm H} \, n^{\rm H} \, 60} = \frac{D_2^{\rm M} \, n^{\rm M}}{D_2^{\rm H} \, n^{\rm H}} \,. \tag{14.18}$$
Пользуясь этими отношениями, выведем первый закон подобия, устанавливающий зависимость расхода Q подобных насосовот, их геометрических размеров и частоты вращения рабочих

бия, устанавливающий зависимость расхода Q подобных насосов Определим подачу (или расход) Q^{M} жидкости рабочего ко-

от их геометрических размеров и частоты вращения рабочих колес. леса модельного насоса. Для этого следует по закону постоян-

ства расхода (неразрывности потока) определить произведение площади выходного сечения колеса ($\pi D_2^{\mathsf{M}} \ b_2^{\mathsf{M}} \psi^{\mathsf{M}}$) на скорость жид-

кости, выходящей из этого сечения и направленной нормально к

нему. Этой скоростью является радиальная составляющая абсолютной скорости выхода c_{t}^{M} . Заметим, что при определении площади живого сечения на выходе из рабочего колеса введен коэффициент стеснения выходного сечения ф лопастями рабочего колеса.

Тогда с учетом объемного КПД действительная подача насоса модели определится величиной $Q^{_{\mathrm{M}}}=\pi\,D_{_{2}}^{_{\mathrm{M}}}\,b_{_{2}}^{_{_{\mathrm{M}}}}\,c_{_{-}}^{_{_{\mathrm{M}}}}\,\psi^{_{_{\mathrm{M}}}}\,\eta_{_{\mathrm{O}}}^{_{_{\mathrm{M}}}}\,.$ (14.19)

Аналогично, действительная подача насоса натуры определится как

 $Q^{\rm H} = \pi D_2^{\rm H} b_2^{\rm H} c_2^{\rm H} \phi^{\rm H} \eta_0^{\rm H}$. (14.20)Определив отношение подач насосов модели и натуры, по-

 $rac{Q^{M}}{Q^{H}} = rac{D_{2}^{M}}{D_{0}^{H}} \cdot rac{b_{2}^{M}}{b_{2}^{H}} \cdot rac{c_{r}^{M}}{c_{r}^{H}} \cdot rac{\psi_{M}}{\psi_{H}} \cdot rac{\eta_{0}^{M}}{r_{0}^{H}} \ .$ (14.21)

Отметим, что у подобных насосов вследствие их геометрического подобия сходственные линейные размеры пропорциональны и поэтому

$$\frac{b_2^{M}}{b_1^{H}} = \frac{D_2^{M}}{D_1^{H}} = \frac{D^{M}}{D^{H}}.$$
 (14.22)

Примем, что степень стеснения выходных сечений рабочих колес модели и натуры одинакова, т. е. $\psi^{\text{M}} = \psi^{\text{H}}$. Кроме того, по

зависимости (14.18) $\frac{c_r^{\text{M}}}{c_r^{\text{H}}} = \frac{D^{\text{M}}n^{\text{M}}}{D^{\text{H}}n^{\text{H}}}$.

лучим

200

Тогда выражение (14.21) примет вид

 $\frac{Q^{M}}{Q^{H}} = \frac{D^{M}}{D^{H}} \cdot \frac{D^{M}}{D^{H}} \cdot \frac{D^{M}n^{M}}{D^{H}n^{H}} \cdot \frac{\eta_{0}^{M}}{\eta_{0}^{H}} = \left(\frac{D^{M}}{D^{H}}\right)^{3} \cdot \frac{n^{M}}{n^{H}} \cdot \frac{\eta_{0}^{M}}{\eta_{0}^{H}}.$ (14.23)

Это и есть первый закон подобия, указывающий, что подача подобных насосов пропорциональна третьей степени их линейных размеров, первой степени частоты вращения рабочих колес и объемных КПД. Второй закон подобия устанавливает зависимость

подобных насосов от их геометрических размеров и частоты вращения рабочих колес. Чтобы получить аналитическое выражение второго закона подобия напомним, что согласно формуле (14.11) действитель-

ный напор, создаваемый рабочим колесом центробежного насоса $H = H_{\mathrm{T}} \, \gamma_{\mathrm{lr}} \, k = \frac{1}{\sigma} \, u_2 c_{\mathrm{T}} \, \gamma_{\mathrm{lr}} \, k.$

Пользуясь принятыми обозначениями величин, относящихся к модели и натуре, найдем отношение создаваемых ими напоров:

$$\frac{H^{\rm M}}{H^{\rm H}} = \frac{u_2^{\rm M} c_2^{\rm M}}{g} \cdot \frac{g}{u_2^{\rm H} c_{\rm T}^{\rm H}} \cdot \frac{\eta_{\rm r}^{\rm M}}{\eta_{\rm p}^{\rm r}} \cdot \frac{k^{\rm M}}{k^{\rm H}} . \tag{14.24}$$

Примем, что поправки на конечное число лопастей для рабочих колес модели и натуры одинаковы, т. е. $k^{\scriptscriptstyle{M}}=k^{\scriptscriptstyle{H}}$, тогда зависимость (14.24) запишется в виде:

$$\frac{H^{\rm M}}{H^{\rm H}} = \frac{u_2^{\rm M}}{u_2^{\rm H}} \cdot \frac{c_{\rm r}^{\rm M}}{c_{\rm T}^{\rm H}} \cdot \frac{\eta_{\rm r}^{\rm M}}{\eta_{\rm r}^{\rm H}}$$
 и в соответствии с формулой (14.18) получим

$$\frac{H^{\text{H}}}{H^{\text{H}}} = \left(\frac{D^{\text{M}}}{D^{\text{H}}}\right)^{2} \cdot \left(\frac{n^{\text{M}}}{n^{\text{H}}}\right)^{2} \cdot \frac{\eta_{\Gamma}^{\text{M}}}{\eta_{\Gamma}^{\text{H}}}$$

Это и есть второй закон подобия, указывающий, что напоры подобных насосов пропорциональны квадратам их линейных размеров и частоты вращения рабочих колес, а также первой степени их гидравлических КПД. Третий закон подобия устанавливает зависимость мощности,

потребляемой подобными насосами, от их линейных размеров и частоты вращения рабочих колес.

Известно, что расход мощности любым насосом определяется величиной

$$N = \frac{Q \circ gH}{1000n} \ .$$

Пользуясь принятыми обозначениями, найдем отношение расхода мощности насоса модели к расходу мощности подобного насоса натуры:

насоса натуры:
$$\frac{N^{\rm M}}{N^{\rm H}} = \frac{Q^{\rm M}}{Q^{\rm H}} \cdot \frac{\rho^{\rm M}}{\rho^{\rm H}} \cdot \frac{H^{\rm M}}{H^{\rm H}} \cdot \frac{\eta^{\rm M}}{\eta^{\rm H}} \,, \tag{14.26}$$

На основании первого и второго законов подобия, аналитически выраженных формулами (14.23) и (14.25) можно записать

 $\frac{N^{\text{M}}}{N^{\text{H}}} = \left[\left(\frac{D^{\text{M}}}{D^{\text{H}}} \right)^{3} \cdot \frac{n^{\text{M}}}{n^{\text{H}}} \cdot \frac{\eta_{0}^{\text{M}}}{\eta_{0}^{\text{H}}} \right] \cdot \frac{\rho^{\text{M}}}{\rho^{\text{H}}} \cdot \left[\left(\frac{D^{\text{M}}}{D^{\text{H}}} \right)^{2} \left(\frac{n^{\text{M}}}{n^{\text{H}}} \right)^{2} \cdot \frac{\eta_{0}^{\text{M}}}{\eta^{\text{H}}} \right] \cdot \frac{\eta^{\text{H}}}{\eta^{\text{M}}} \cdot (14.27)$

(14.25)

Заметив, что согласно формуле (13.13) $\eta = \eta_0 \eta_r \eta_{\text{мех}}$, выражение (14.27) может быть окончательно записано в виде $\frac{N^{\rm M}}{N^{\rm H}} = \left(\frac{D^{\rm M}}{D^{\rm H}}\right) \cdot \left(\frac{\eta^{\rm M}}{n^{\rm H}}\right)^3 \cdot \frac{\eta^{\rm M}}{\gamma^{\rm H}} \cdot \frac{\eta^{\rm H}_{\rm MeX}}{\eta^{\rm M}_{\rm MeX}}$

и обратно пропорциональны их механическим КПД.

Пользуясь законами подобия центробежных насосов (14.23), (14.25) и (14.28), практически в первом приближении можно считать, что коэффициенты полезного действия подобных насосов соответственно равны между собой, а именно:
$$\eta_0^{\rm M} = \eta_0^{\rm H}\;;\;\; \eta_{\rm r}^{\rm M} = \eta_{\rm r}^{\rm H}\;;\;\; \eta_{\rm mex}^{\rm M} = \eta_{\rm mex}^{\rm H}\;.$$
 Тогда законы подобия примут вид
$$\frac{Q^{\rm M}}{Q^{\rm H}} = \left(\frac{D^{\rm M}}{D^{\rm H}}\right)^3 \cdot \frac{n^{\rm M}}{n^{\rm H}}\;;\;\; (14.29)$$

Это и есть третий закон подобия, указывающий, что расходы мощности подобными насосами прямо пропорциональны пятой степени их линейных размеров, кубу частоты вращения их рабочих колес, первой степени плотности перекачиваемой жидкости

(14.28)

(14.30)

(14.31)

БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ копий книг

для проектировщиков и технических специалистов

 $\frac{N^{\text{M}}}{N^{\text{H}}} := \left(\frac{D^{\text{M}}}{D^{\text{H}}}\right)^5 \cdot \left(\frac{n^{\text{M}}}{n^{\text{H}}}\right)^3.$ Заметим, что преобразуя формулу (14.28) в формулу (14.31), полагаем перекачку насосами одинаковой жидкости $\rho^{\rm M} = \rho^{\rm H}$. Применим законы подобия в формуле, представленной зависимостями (14.29), (14.30) и (14.31), к двум совершенно одинаковым насосам, работающим с различной частотой вращения рабочих колес. Тогда будем иметь

 $\frac{H^{\text{M}}}{H^{\text{H}}} = \left(\frac{D^{\text{M}}}{D^{\text{H}}}\right)^2 \cdot \left(\frac{n^{\text{M}}}{n^{\text{H}}}\right)^2;$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$
; $\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}$; $\frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3}$. (14.32)
В формулах (14.32) подача Q , напор H и расход мощности N не зависят от линейных размеров насосов, так как речь идет

N не зависят от линейных размеров насосов, так как речь идет о совершенно одинаковых насосах. Исходя из этого, приведенные формулы по их смыслу могут быть применены к одному насосу, работающему с различной частотой вращения n.

Зависимости (14.32) обычно называют формулами пропорпропорциональности центробежциональности или законами ных насосов. Практически они очень важны для выяснения условий эксплуатации насосов.

Так, первый закон пропорциональности указывает, что подача Q насоса пропорциональна первой степени частоты вращения рабочего колеса $Q=k_1n$. (14.33)Второй закон пропорциональности указывает, что напор H,

202

создаваемый насосом, пропорционален второй степени частоты вращения рабочего колеса:

$$H = k_2 n^2. (14.34)$$

Третий закон пропорциональности указывает, что расход мощности N, затрачиваемый насосом, пропорционален третьей степени частоты вращения рабочего колеса:

$$N = k_3 n^3. (14.35)$$

Законы пропорциональности являются приближенными, так как фактически с изменением частоты вращения рабочего колеса меняется и его КПД. Причем степень неточности расчетов по формулам (14.33), (14.34) и (14.35) тем больше, чем больше разница частоты вращения n_1 и n_2 сравниваемых режимов.

ТИПИЗАЦИЯ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ ПО КОЭФФИЦИЕНТУ БЫСТРОХОДНОСТИ

В пищевой промышленности применяется большое количество различных типов и конструкций лопастных насосов. Например, в сахарном производстве они служат для подачи холодной воды в завод, нагнетания горячих конденсатов в паровые котлы, перекачки очень вязких полупродуктов производства, подачи различных суспензий, удаления фекальных жидкостей из завода на значительные расстояния и т. д.

Применяются, например, специальные насосы для перемещения сокостружечной смеси, для подъема свекло-водяной смеси,

для подъема сахарных утфелей и пр.

Механизация производственных процессов и совершенствование технологии производства расширяют сферу применения лопастных насосов и предъявляют все новые требования к их конструкции, гидравлическим характеристикам и степени экономичности насосных установок. В этих условиях создание новых насосов, их правильный подбор для установки на производстве и рациональная эксплуатация возможны лишь в том случае, если будет существовать какой-то общий критерий (эталон) сравнения лопастных насосов.

Эталонный критерий, будучи выражен в функции основных параметров, может быть полезным для сравнения существующих насосов, изыскания новых конструкций и типов с желаемыми гидравлическими параметрами, для создания моделей проектируемых крупных установок и рационального подбора насосов, имеющих определенное назначение.

Для определения такого критерия обычно условно вводится понятие об эталонном насосе для серии гидродинамически подобных насосов. Таким для данной серии является насос, создающий напор H_s , равный условной единице $(H_s=1)$ и полезно использующий для этого (при $\eta_s=1$) условную единичную мощность $(N_s=1)$.

Рабочее колесо такого насоса называется модельным для данной серии, а частота его вращения называется удельной частотой вращения n_s или коэффициентом быстроходности. Этот коэффициент может быть выражен в зависимости от действительной частоты вращения n рабочего колеса рассматриваемого насоса, от его подачи Q и напора H. Для установления этой зависимости воспользуемся законами

подобия центробежных насосов, причем, при формулировании необходимых зависимостей индекс «s» будем относить к параметрам модельного насоса, а параметры рассматриваемого насоса той же серии подобных насосов будем обозпачать без индексов. На основании второго закона подобия в формуле (14.30) можно записать

$$\frac{H}{H_s} = \left(\frac{D}{D_s}\right)^2 \cdot \left(\frac{n}{n_s}\right)^2,$$
 откуда при $H_s = 1$ получим

 $H = \left(\frac{D}{D_c}\right)^2 \cdot \left(\frac{n}{n_c}\right)^2.$

Из третьего закона подобия в формуле (14.31) имеем $\frac{N}{N_s} = \left(\frac{D}{D_s}\right)^5 \cdot \left(\frac{n}{n}\right)^3,$

откуда при $N_s = 1$ находим

$$N = \left(\frac{D}{D_s}\right)^s \cdot \left(\frac{n}{n_s}\right)^3. \tag{14.37}$$
May require the property (14.36) of (14.37), require the property of (14.37).

Исключим из уравнений (14.36) и (14.37) линейные размеры. Для этого возведем уравнение (14.36) в пятую степень, а уравнение (14.37) — во вторую. Получим

Hение (14.37) — во вторую. Получим
$$H^{5} = \left(\frac{D}{D_{s}}\right)^{10} \cdot \left(\frac{n}{n_{s}}\right)^{10}, \text{ откуда } \left(\frac{D}{D_{s}}\right)^{10} = H^{5} \left(\frac{n_{s}}{n}\right)^{10};$$

$$N^2 = \left(\frac{D}{D_s}\right)^{10} \cdot \left(\frac{n}{n_s}\right)^6$$
, откуда $\left(\frac{D}{D_s}\right)^{10} = N^2 \left(\frac{n_s}{n}\right)^6$.

Правые части двух последних равенств равны между собой, так как каждая из них представляет отношение $\left(\frac{D}{D_s}\right)^{10}$. Следо-

вательно, $H^5 \left(\frac{n_s}{n}\right)^{10} = N^2 \left(\frac{n_s}{n}\right)^6$. Сократим правую и левую части

уравнения на $\left(\frac{n_s}{n}\right)^6$, получим выражение $H^5\left(\frac{n_s}{n}\right)^4=N^2$. Отсюда определим коэффициент быстроходности

 $n_s = n \frac{\sqrt{N}}{\mu^{5/4}} = nN^{1/2}H^{-5/4}$.

(14.36)

(14.38)

204

ности, каждая из которых принимается равной 736 Вт. Тогда при перекачке воды плотностью $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ получим в условных единицах $\sqrt{N} = \sqrt{\frac{Q \rho g H}{736}} = \frac{\sqrt{QH} \cdot \sqrt{1000 \cdot 9.81}}{\sqrt{736}} = 3.65 \sqrt{QH}.$

Этот коэффициент является функцией величин Q, H, n. Для того, чтобы представить коэффициент быстроходности в виде функции $n_s = f(Q, H, n)$, расшифруем в уравнении (14.38) значение $N = Q \rho g H$, выразив величину N в условных единицах мощ-

$$\sqrt{736}$$
 $\sqrt{736}$ $\sqrt{736}$ \sqrt{N} в равенство (14.38), тогда:

 $n_s = 3.65n \sqrt{QH} \cdot H^{-5/4} = 3.65n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$

При определении коэффициента быстроходности
$$n_s$$
 многоступенчатого насоса в формулу (14.39) входит значение напора H одной ступени. Для насосов с рабочими колесами двусторон-

него всасывания в формулу (14.39) вместо подачи Q подставляют значение $\frac{Q}{Q}$.

Общепринятый коэффициент 3,65 получен исходя из значения условной единицы мощности, равной 736 Вт, и является категорией исторической. Таким образом, коэффициент быстроходности n_s насоса тем

больше, чем больше его подача Q и меньше создаваемый напор H при данной частоте вращения n; коэффициент быстроходности n_s возрастает с увеличением частоты вращения n при сохранении прежних значений подачи Q и напора H.

Однако с увеличением частоты вращения рабочего колеса при неизменном расходе Q и напоре H размеры насоса должны

уменьшаться. Действительно, в соответствии с уравнением (14.13) можно приближенно считать, что напор центробежного насоса пропор-

ционален квадрату окружной скорости жидкости на выходе из рабочего колеса, т. е. $H = ku_2^2$. Поэтому при неизменном напоре окружная скорость также не меняется. С увеличением частоты вращения п и при сохранении неиз-

менной окружной скорости выходной диаметр D_2 рабочего колеса должен уменьшаться, а следовательно и все выходные размеры насоса тоже должны уменьшаться. Это следует из равенства

$$u_2=\frac{\pi D_i n}{60}.$$

Диаметр отверстия входа в рабочее колесо D_0 определяется, главным образом, подачей насоса и незначительно уменьшается с увеличением частоты вращения. Следовательно, с увеличением коэффициента быстроходности отношение D_2/D_0 должно уменьшаться.

На основе этих выводов базируется типизация лопастных насосов по коэффициенту быстроходности n_s (рис. 97). В соответствии с данными, полученными из практики, лопастные насосы подразделяются на два типа: собственно центробежные и осе-



Рис 97. Эскиз сечения рабочего колеса лопастных насосов: a — тихоходных; δ — нормальных, δ — быстроходных; ϵ — полуосевых (диагональные); δ — осевых (пропеллерные)

вые или пропеллерные. Согласно принятой типизации, к центробежным насосам относят: тихоходные, нормальные, быстроходные и полуосевые.

Тихоходные центробежные насосы имеют коэффициент быстроходности $50 < n_s < 80$. Малый коэффициент быстроходности свидетельствует о малой подаче Q и относительно большом напоре насоса H.

Для этих насосов отношение D_2/D_0 достаточно велико и составляет приблизительно 2,5. Рабочее колесо как бы вытянуто в радиальном направлении и большой выходной диаметр влечет за собой значительные дисковые потери на трение. Это, в свою очередь, снижает КПД насоса. Поэтому уменьшению коэффициента быстроходности n_s сопутствует снижение КПД насоса. Практически при n_s < 40 центробежные насосы не следует применять. В этих случаях лучше использовать объемные насосы, степень экономичности работы которых не зависит от создаваемого напора.

Отметим, что в пищевой промышленности подавляющее большинство применяемых центробежных насосов относится к тихоходным машинам, так как по технологическим условиям чаще всего требуется небольшой расход при относительно большом напоре.

Центробежные насосы нормальной быстроходности имеют коэффициент быстроходности $80 < n_s < 150$. Увеличение коэффициента быстроходности свидетельствует об относительном увеличении подачи (ширина колеса увеличивается) и уменьшении напора (D_2 — уменьшается). В таких насосах отношение $D_2/D_0 \approx 2$.

Быстроходные центробежные насосы имеют коэффициент быстроходности $150 < n_s < 300$. Здесь более резко

проявляются тенденции, связанные с ростом n_s : рабочие колеса становятся все шире, а выходной диаметр их относительно уменьшается. Для таких насосов $D_2/D_0 \approx 1.8-1.4$.

Полуосевые или диагональные насосы имеют коэффициент быстроходности $300 < n_s < 600$. Увеличение n_s приводит к дальнейшему росту ширины рабочих колес и к уменьшению выходного диаметра. Направление выброса жидкости из рабочего колеса становится диагональным. Для них $D_2/D_0 \approx 1,2$ —1,1. По своим параметрам и гидравлической схеме работы они занимают промежуточное положение между центробежными и осевыми насосами.

осевыми насосами. К осевым или пропеллерным относятся насосы с коэффициентом быстроходности $600 < n_s < 1200$. Большой коэффициент быстроходности свидетельствует о большой подаче насоса при малом напоре. Такие параметры имеют насосы, перемещающие жидкость вдоль оси. Рабочие колеса осевых насосов составлены из лопастей, не соединенных общим ободом, изогнутых по винтовой поверхности. Это насосы, у которых отношение $D_2/D_0 \approx 1,0$ —0,8; КПД их довольно велик. Это, собственно, уже не центробежные насосы и теория их работы имеет некоторые особенности.

ОСЕВОЕ ДАВЛЕНИЕ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ И МЕТОДЫ ЕГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ

При работе центробежного насоса рабочее колесо вращается в пространстве, заполненном перекачиваемой жидкостью. Поверхности дисков рабочего колеса подвергаются действию различных сил, которые, как показывает опыт, не уравновешиваются.

Рассмотрим действие на рабочее колесо центробежного насо-

са только поверхностных сил, которые собственно и определяют динамические условия его работы. Силы давления на рабочее колесо, вращающееся в корпусе насоса, заполненном жидкостью, могут быть найдены из следующих соображений (рис. 98, a) Как известно, давление p_1 при входе в насос является начальным давлением всасывания. Это давление действует на площадь кольцевого сечения, которая определяется величиной

$$F_1 = \frac{1}{4} \pi (D_1^2 - d^2),$$

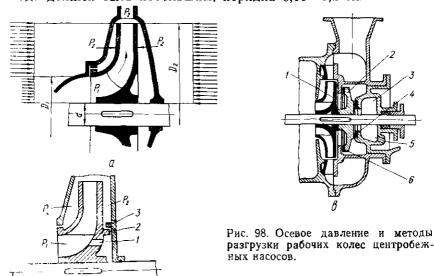
где D_1 — внешний диаметр всасывающей полости рабочего колеса;

d — диаметр вала.

Следовательно, сила давления жидкости на рабочее колесо в области всасывания составит

$$P_1 = p_1 F_1 = p_1 \frac{\pi (D_1^2 - d^2)}{4}.$$

В конструкциях центробежных насосов всегда предусматривается тщательное отделение области всасывания с начальным давлением p_1 от области нагнетания с конечным давлением p_2 . Такое отделение осуществляется с помощью уплотнительных колец. Зазор между внутренней поверхностью уплотнительного кольца и внешней поверхностью рабочего колеса по диаметру входа должен быть небольшим, порядка 0.15-0.2 мм.



Выход жидкости из рабочего колеса осуществляется свободно, подчас при значительном расстоянии между выходным диаметром D_2 рабочего колеса и внутренним диаметром направляющего аппарата или соответствующей кромкой приемного отверстия нагнетательного патрубка.

Поэтому давление p_2 действует на всю площадь F_2 заднего диска рабочего колеса, определяемую величиной $F_2=\frac{1}{4}\pi\,(D_2^2-$

$$-d^2$$
), и на площадь кольцевого покрывного диска $F_3 = rac{1}{4} \pi (D_2^2 - D_2^2)$

 $-D_1^2$). Причем, силы, обусловленные давлением p_2 , действующие на обе стороны рабочего колеса, по направлению взаимно противоположны.

Определим силы давления по обе стороны рабочего колеса, которые обусловлены действием давления нагнетания p_2 :

$$P_2 = p_2 F_2 = \frac{1}{4} \pi p_2 (D_2^2 - d^2); \quad P_3 = p_2 F_3 = \frac{1}{4} \pi p_2 (D_2^2 - D_1^2),$$

где P_2 — полная сила давления на всю площадь заднего диска рабочего колеса;

 P_3 — полная сила давления на кольцевой покрывной диск рабочего колеса.

Осевая сила P_{oc} , очевидно, является равнодействующей перечисленных сил P_1 , P_2 и P_3 , причем, направление ее соответствует направлению большей силы:

$$P_{\text{oc}} = P_2 - (P_1 + P_3) = p_2 \frac{\pi (D_2^2 - d^2)}{4} - \left[p_1 \frac{\pi (D_1^2 - d)^2}{4} + p_2 \frac{\pi (D_2^2 - D_1^2)}{4} \right]$$

или после приведения подобных членов получим

$$P_{\rm oc} = \frac{1}{4} \pi \left(D_1^2 - d^2 \right) \cdot (p_2 - p_1). \tag{14.40}$$

Таким образом, осевое давление определяется произведением разности между конечным давлением, которое создает насос (p_2) , и начальным давлением на всасывании p_1 , умноженной на площадь живого сечения потока при входе в рабочее колесо. Так как $p_2 > p_1$, то осевое усилие P_{oc} направлено в сторону всасывания.

Осевое усилие P_{oc} стремится сдвинуть рабочее колесо вместе с валом в сторону всасывающего патрубка. Если это усилие окажется достаточно большим, оно приведет к поломке подшипников, истиранию в первую очередь уплотнительных колец, а затем и ко взаимному истиранию корпуса насоса и рабочего колеса.

Чтобы предотвратить эти явления, которым сопутствует увеличение расхода мощности, потребляемой насосом, и падение его КПД, применяют различные способы.

1. Установка упорных или гребенчатых подшипников скольжения.

Такой способ предотвращения вредного влияния осевого усилия применяется только при очень небольшой осевой силе как вспомогательная мера, или в случае невозможности применить другие способы, перечисленные ниже.

2. Сверление разгрузочных отверстий.

Для уравновешивания сил давления в центральной части рабочего колеса сверлят отверстия (рис. 98, б) 1 в заднем диске рабочего колеса. Таких разгрузочных отверстий может быть чаще всего четыре. С их помощью выравнивается давление жидкости с обеих сторон рабочего колеса. Чтобы предотвратить перетекание жидкости через эти отверстия из области высокого давления на нагнетании в область низкого давления на всасывании, делают кольцевые выступы 2 на наружной стороне заднего диска и устанавливают охватывающие его с небольшим зазором уплотнительные кольца 3 в корпусе насоса.

Сверление отверстий в центральной части рабочего колеса как метод уравновещивания осевого давления является наиболее простым и распространенным.

3. Применение гидравлического приспособ-

ления с разгрузочным диском.

Если осевые усилия достигают больших значений, например, в высоконапорных многоступенчатых насосах, то сверление разгрузочных отверстий в центральной части рабочих колес оказывается недостаточным. В этих случаях после конечной ступени насоса на нагнетании монтируется гидравлическое приспособление, с помощью которого создается усилие на ротор насоса, равное осевому, но противоположно ему направленное.

На рис. 98, в показана последняя ступень многоступенчатого насоса. На одном валу с рабочим колесом посажен на шпонке разгрузочный диск 2, имеющий уплотнительное кольцо 6 с передней стороны и такое же кольцо 4 с тыльной. Зазоры в этих уплотнительных приспособлениях — минимальные, только для обеспечения жидкостного трения между вращающимися и не-

подвижными поверхностями.

Разгрузочный диск с уплотнительными приспособлениями монтируется в специальной камере 3, которая разделена на две части диафрагмой с уплотнительным кольцом. Правая часть камеры соединяется со свободной атмосферой при помощи отвер-

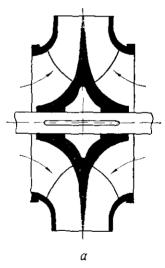
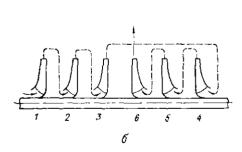


Рис. 99. Схема конструкций центробежных насосов, предотвращающих возникновение осевого давления.



стия 5. Если от этого отверстия провести трубку к всасывающей камере насоса, то давление в камере будет практически равно давлению всасывания. В полости насоса за задним диском последнего рабочего колеса, как известно, будет конечное максимальное давление. Это давление действует не только на задний диск рабочего колеса в сторону всасывания (влево), но и на

разгрузочный диск (вправо) — в противоположном направлении осевому усилию. При соответствующих размерах разгрузочного диска, кото-

рые могут быть рассчитаны, осевое усилие полностью уравновешивается. Конечно, для этого необходимо, чтобы с внешней (правой) стороны разгрузочного диска было пониженное давление, приближающееся к давлению всасывания или к атмосферному давлению. 4. Применение насосов двустороннего всасы-

вания.

Для выравнивания осевого давления применяют насосы двустороннего всасывания, у которых осевое давление вообще от-

сутствует (рис. 99, a). В многоступенчатых насосах применяют иногда такую схему установки рабочих колес, при которой всасывающие стороны половины ступеней расположены симметрично, но противоположно по направлению всасывающим сторонам другой половины ступеней (рис. 99, б). Причем, компоновка работы ступеней по обе стороны установки может быть различной.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

бора при создании различных перекачивающих установок и станций необходимо знать как изменяются основные параметры насосов в различных условиях их работы. Важно иметь сведения об изменении напора H, расхода мощности N и $\mathsf{K}\Pi \mathsf{\Pi}$ насоса η при изменении его подачи Q. В технике принято такие зависимости представлять в виде графиков, которые характеризуют взаимное изменение основных параметров насоса в различных

Для правильной эксплуатации центробежных насосов и их под-

условиях работы. Поэтому графические изображения функциональной зависимости напора Н, расхода мощности N и КПД насоса η от его подачи Q называют Q-H, Q-N и $Q-\eta$ характеристиками насоса. Основной считают Q—Н характеристику, очевидно потому, что расход мощности \tilde{N} и КП $\vec{\Box}$ $\hat{\eta}$ являются следствием работы насоса по созданию подачи Q и напора H. которые собственно и являются целью применения насоса.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ $Q = H_{T}$ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Рассмотрим зависимость теоретического напора $H_{\scriptscriptstyle
m T}$ от подачи насоса Q. Теоретический напор насоса может быть определен из формулы (14.13) в таком виде

$$H_{\mathrm{r}} = \frac{u_2 c_{\mathrm{r}}}{g} = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - c_r \operatorname{ctg} \beta_2 \right).$$

Чтобы представить зависимость теоретического напора $H_{\mathtt{T}}$ от подачи Q, выразим радиальную составляющую абсолютной скорости выхода по закону неразрывности потока через Q: $c_r = \frac{Q}{\pi D_n b_n} ,$

$$\pi D_2 b_2$$
 где b_2 — ширина лопасти на выходе из рабочего колеса.

Следовательно, теоретический напор может быть выражен

 $H_{\scriptscriptstyle T} = \frac{u_2}{g} \left(u_3 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right).$ (14.41)Рассмотрим изменение теоретического напора от подачи для

насосов с лопастями радиальными, отогнутыми назад и загнутыми вперед. Допустим, что лопасти насоса радиальные (см. рис. 95, δ), т. е.

 $\beta_2 = 90^{\circ}$. Тогда теоретический напор $H_{\tau} = \frac{u_2^2}{\rho}$ не зависит от подачи насоса. Если представить эту зависимость графически в координатах Q-H_т, то она будет иметь вид прямой, параллельной оси абсцисс (рис. 100, a, кривая I).

Если лопасти насоса отогнуты назад (см. рис. 95, а), то β₂< <90° и ctg β₂>0. Следовательно, в соответствии с зависимостью (14.41) при увеличении подачи напор будет линейно уменьшаться по сравнению с величиной $\frac{u_2^2}{c}$. График этой зависимости в $Q-H_{ au}$ координатах будет иметь вид прямой, наклоненной вниз (см. рис. 100, α, кривая II).

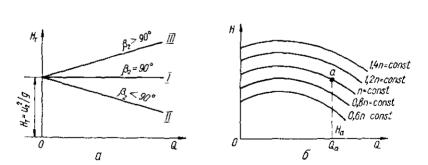


Рис. 100. Теорегические (a) и **действ**ительные (б) Q-H характеристики центробежных насосов.

Если лопасти насоса загнуты вперед (см. рис. 95, в), то β₂>90°, а ctg β₂<0. Следовательно, при увеличении подачи насоса Q теоретический напор будет увеличиваться также линейно. График этой зависимости в координатах $Q-H_{ au}$ будет иметь вид прямой, наклоненной вверх (кривая III).

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Приведенные выше теоретические характеристики $(Q-H_{\tau})$ центробежных насосов в практике не применяются. Они рассматриваются только для ознакомления с сущностью полученных теоретических зависимостей. В практике применяются действительные характеристики, которые получаются только при испытании центробежных насосов.

Аналитические способы строения характеристик очень сложны и не дают достаточно надежных результатов. Поэтому для получения характеристик центробежных насосов их испытывают. При испытании насос работает при постоянной частоте вращения (n = const). Меняя положение нагнетательной задвижки от ее полного закрытия до полного открытия, фиксируют основные параметры работы насоса в нескольких точках и полученные

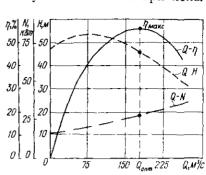


Рис 101 $Q - \eta$, Q - H, Q - N характеристики центробежного насоса

данные заносят на графики в координатах Q—H (рис. 100, δ). При уменьшении частоты вращения, например, до 0,8 или 0,6 n, Q—H характеристики насоса располагаются эквидистантно ниже, а при увеличении n — выше характеристики, полученной испытанием насоса при n = const.

В процессе испытания центробежного насоса при определенном положении задвижки, т. е. при определенной степени ее открытия, с помощью соответствующих приборов и приспособлений измеряют не только подачу Q и напор H, но и расход мощности насосом N. Измерение этих величин производится одновременно, поэтому полученные значения напора и расхода мощности будут относиться к соответствующей подаче.

Если данные о расходуемой мощности N отмечать в виде точек на графике в координатах Q-N при различной степени открытия нагнетательной задвижки, а затем эти точки соединить, то получим график Q-N (рис. 101). Изменение общего коэффициента полезного действия насоса η в зависимости от подачи Q представляется также графически в виде $Q-\eta$ характеристики насоса

$$\eta = \frac{Q \rho H}{102N} \,. \tag{14.42}$$

Если в эту зависимость подставлять значения Q, H и N, получаемые во время испытания насоса для ряда точек, соответствующих определенным положениям задвижки, а следовательно, и

определенным значениям подачи, то в результате получают величины $\eta=f(Q)$.

Данные, полученные по формуле (14.42), наносят на график с координатами Q и η в виде точек. Соединив указанные точки, получают $Q-\eta$ характеристику насоса.

Обычно Q - H, Q - N и $Q - \eta$ характеристики центробежного насоса совмещаются на одном графике. Масштаб для каждой из характеристик произвольный, но выбирается он так, чтобы эти кривые расположились на всем поле координат. По составленному графику устанавливается оптимальный режим работы насоса, соответствующий максимальному значению η_{max} , а также определяются значения Q, H и N, соответствующие наиболее выгодным условиям работы насоса.

годным условиям работы насоса. Действительные характеристики насосов используются при подборе центробежного насоса для работы при заданной подаче: Q и манометрическом напоре $H_{\rm M}$. При этом стремятся к тому, чтобы в производственных условиях насос работал в оптимальных (или близких к оптимальным) условиях с учетом возможных отклонений подачи и напора.

Характеристики центробежных насосов используют также для анализа работы насосов при эксплуатации. С помощью характеристик устанавливают действительные условия работы насосов, степень экономичности насосных установок, их соответствие технологическим требованиям и характер изменения всех основных параметров работы насоса с изменением подачи или создаваемого напора.

При анализе работы центробежного насоса точка a на его Q-H характеристике (см. рис. 100, δ), соответствующая избранным заранее или отвечающая действительным условиям работы насоса, называется рабочей точкой. По рабочей точке на Q-H характеристике насоса определяют действительные подачу Q и напор H, создаваемые насосом.

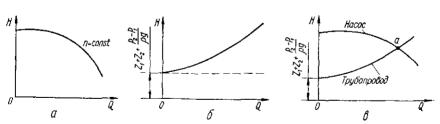


Рис. 102. Q-H характеристики насоса (a), трубопровода (b) и построение совмещенной Q-H характеристики насоса и трубопровода (b).

Выбирать рабочую точку центробежного насоса следует на нисходящей ветви кривой Q-H. Это область устойчивой работы насоса. Восходящая часть кривой Q-H является областью неустойчивой работы, частых срывов подачи. Q-H характеристи-

ки насосов, у которых имеется восходящая часть кривой, называются лабильными характеристиками.

Имеются центробежные насосы, Q-H характеристики которых не имеют восходящей ветви кривой (рис. 102, a), такие характеристики называются стабильными. Насосы со стабильными Q-H характеристиками устойчиво работают при любой малой производительности. К ним относятся насосы с полуоткрытыми рабочими колесами. В пищевой промышленности они весьма распространены, так как способны перекачивать суспензии и инкрустирующие жидкости, не создавая чрезмерной опасности закупоривания межлопастных каналов.

Межлопастные каналы таких рабочих колес легко очищаются при снятии крышки насоса со стороны всасывания. Эта крышка насоса точно пригоняется к торцам лопастей открытого рабочего колеса с минимальным зазором.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕЙ ТОЧКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА СОВМЕЩЕНИЕМ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСА И ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРУБОПРОВОДА

В любой производственной насосной установке насос работает в системе всасывающего и нагнетательного трубопроводов (см. рис. 88). Энергия, создаваемая насосом за счет работы двигателя, в виде манометрического напора передается жидкости, находящейся в трубопроводах, примыкающих к насосу со стороны всасывания и нагнетания. Эта энергия определяется зависимостью (13.1), выражающей манометрический напор:

$$H_{\text{M}} = z_1 + z_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + h'_w + h'_w.$$

Статическая часть манометрического напора, которая затрачивается на преодоление геометрической высоты всасывания z_1 и геометрической высоты нагнетания z_2 , а также на преодоление разности давлений на концах трубопровода $p_2 - p_1$ — не зависит от подачи насоса. От подачи насоса зависят гидравлические потери в трубопроводах на всасывании и нагнетании. Естественно, чем больше подача насоса в данный трубопровод, тем больше будут гидравлические сопротивления вследствие увеличения скорости движения жидкости. Гидравлические сопротивления во всасывающем круглом трубопроводе могут быть определены в зависимости от подачи Q насоса:

$$h'_{w} = \frac{v_{1}^{2}}{2g} \left(\sum_{1} \zeta + \lambda \frac{l_{1}}{d_{1}} \right) = \frac{Q^{2} \cdot 16}{2g \pi^{2} d_{1}^{4}} \left(\sum_{1} \zeta + \lambda \frac{l_{1}}{d_{1}} \right), \quad (14.43)$$

а гидравлические сопротивления в нагнетательном трубопроводе, аналогично:

$$h_{w}'' = \frac{v_{2}^{2}}{2g} \left(\sum_{2} \zeta + \lambda \frac{l_{2}}{d_{2}} \right) = \frac{Q^{2} \cdot 16}{2g \pi^{2} d_{2}^{4}} \left(\sum_{2} \zeta + \lambda \frac{l_{2}}{d_{2}} \right). \quad (14.44)$$

Таким образом, зависимость манометрического напора H_{M} от подачи О принимает вид

$$H_{M} = z_{1} + z_{2} + \frac{p_{2} - p_{1}}{\rho g} + \frac{Q^{2} \cdot 16}{2g \pi^{2} d_{1}^{4}} \left(\sum_{1} \zeta + \lambda \frac{l_{1}}{d_{1}} \right) + \frac{Q^{2} \cdot 16}{2g \pi^{2} d_{2}^{4}} \left(\sum_{2} \zeta + \lambda \frac{l_{2}}{d_{2}} \right)$$
(14.45)

или после простых преобразований

$$H_{\rm M} = z_1 + z_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho_{\rm g}} + AQ^2,$$
 (14.46)

где

$$A = \frac{8}{\pi^2 g} \left[\frac{1}{d_1^4} \left(\sum_1 \zeta + \lambda \frac{l_1}{d_1} \right) + \frac{1}{d_2^4} \left(\sum_2 \zeta + \lambda \frac{l_2}{d_2} \right) \right].$$
 Зависимость (14.46) графически представляет собой параболическую кривую (рис. 102, б). Этот график называют характе-

ристикой трубопровода. Он изображает закон изменения напора, необходимого для продвижения жидкости через данную систему всасывающего и нагнетательного трубопроводов при различной подаче насоса. Статическая часть напора при этом не меняется.

Q-H характеристика трубопровода показывает величину теряемого напора при подъеме и нагнетании жидкости, а также преодолении гидравлических сопротивлений в данном трубопроводе или системе трубопроводов при различной подаче насоса.

Q-H характеристику насоса можно рассматривать как располагаемый напор, создаваемый насосом при различной подаче. Очевидно, при работе данного насоса на данный трубопро-

вод с определенной подачей располагаемый напор, создаваемый

насосом, должен быть равен потерянному напору на перекачку жидкости в таком же количестве при прочих равных условиях. Следовательно, характеристики насоса и трубопровода, представленные в одинаковом масштабе, должны иметь общую точку. Этой общей точкой является точка пересечения Q-H ха-

рактеристик насоса и трубопровода (рис. 102, в). Рабочая точка указывает, какую подачу Q и напор H создает насос при работе на данный трубопровод. Вместе с тем рабочая точка является точкой максимальной (предельной) подачи

данного насоса на данный трубопровод. Действительно, по Q-H характеристике насоса увеличение подачи за рабочей точкой соответствует снижению напора, создаваемого насосом. В то же время, в соответствии с Q - H характеристикой трубопровода с увеличением расхода жидкости через трубопровод напор, необходимый для ее перекачивания, увеличивается. Следовательно, при подаче, большей чем та, ко-

торая соответствует рабочей точке, данный насос не будет подавать жидкость на данный трубопровод в связи с недостатком

создаваемого напора.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДАЧИ ЖИДКОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНЫМ НАСОСОМ

Центробежный насос, подающий жидкость на определенный трубопровод, не может развить большую подачу, чем та, которая определяется рабочей точкой. Но, прикрывая задвижку на нагнетательном трубопроводе, можно уменьшать подачу жидкости вплоть до полного ее прекращения.

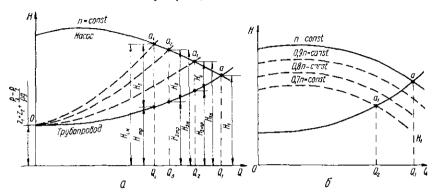


Рис. 103. Совмещенные Q - H характеристики насоса и трубопровода при регулировании подачи с помощью задвижки на нагнетании (a) и изменением частоты вращения (δ) .

Пусть рабочей точке насоса a соответствуют подача Q_1 и напор H_1 (рис. 103, a). Прикрытие нагнетательной задвижки приводит к изменению Q—Н характеристики трубопровода вследствие увеличения его гидравлического сопротивления. При этом статический напор, преодолеваемый насосом при подаче жидкости в трубопровод, не изменится. Увеличивается лишь крутизна параболической кривой Qa_1 , представляющей Q-H характеристику трубопровода в новых условиях. Появляется новая рабочая точка a_1 , которой соответствует новый напор насоса $H_{\mathbf{2}\mathbf{R}}$ и новый напор $H_{\mathbf{2}\mathbf{T}\mathbf{D}}$, необходимый для прокачивания через трубопровод меньшего количества жидкости Q_2 вследствие некоторого прикрытия нагнетательной задвижки. При этом напор, создаваемый насосом $(H_{2H} > H_{2TD})$, больше напора, необходимого для перекачивания жидкости в количестве Q через трубопровод, вследствие того, что некоторая часть напора (H_3 = $=H_{2H}-H_{2TD}$) затрачивается насосом на преодоление сопротивления частично прикрытой задвижки.

Если еще прикрыть задвижку, уменьшив подачу насоса до Q_3 , то Q-H характеристика трубопровода станет еще круче и примет вид параболической кривой Oa_2 ,— появится новая рабочая точка a_2 , в которой новая Q-H характеристика трубопрово-

ния частоты вращения (рис. 103, б).

В этом случае потери напора на преодоление сопротивления частично прикрытой задвижки отсутствуют. Рабочая точка а как бы переносится в новое положение a_1 , вследствие перемещения Q-H характеристики насоса из-за уменьшения частоты вращения рабочего колеса.

В гидравлике такой метод регулирования насосов может считаться вполне приемлемым. К сожалению, пока отсутствуют простые, надежные и экономически выгодные способы изменения частоты вращения электродвигателей. Поэтому регулирование подачи центробежных насосов осуществляется, главным образом, с помощью задвижки на нагнетательном трубопроводе.

Параллельной работой насосов называют совместную подачу жидкости двух или нескольких насосов в один трубопровод.

Рассмотрим простейший случай параллельной работы двух одинаковых центробежных насосов. Пусть Q-H характеристика одного из насосов и характеристика трубопровода известны

Рабочей точкой a_1 определяются подача одного насоса Q_1 и создаваемый напор H_1 при работе на данный трубопровод. Совместную Q-H характеристику двух одинаковых насосов можно построить, если учесть, что подача двух насосов Q_2 увеличится вдвое для каждого значения напора H. Q-H характеристика двух насосов пересекает Q-H характеристику трубопровода в точке a_2 . Точка a_2 является рабочей точкой при совместной работе двух одинаковых насосов, подающих жидкость на один и тот же трубопровод. Из приведенных характеристик видно, что

да пересекается с Q—H характеристикой насоса. Этой точке соответствует напор, создаваемый насосом $H_{3\text{н}}$ при уменьшенной подаче Q_3 вследствие прикрытия задвижки. Напор, создаваемый насосом $H_{3\text{н}}$ в новых условиях, больше напора $H_{3\text{тр}}$, необходимого для перекачивания уменьшенного количества жидкости Q_3 через трубопровод. Разность между этими напорами H_3 = $H_{3\text{н}}$ — $H_{3\text{пр}}$ затрачивается на преодоление сопротивления

Разность напоров H_3^i при дальнейшем прикрытии задвижки может стать довольно значительной и вследствие этого регулирование задвижкой становится экономически невыгодным. Поиски экономически более выгодного способа регулирования подачи центробежного насоса приводят к попыткам регулирования изменением частоты вращения рабочего колеса. Действительно, уменьшение подачи насоса от Q_1 при полностью открытой задвижке до некоторой подачи Q_2 можно достичь за счет уменьше-

частично прикрытой задвижки.

(рис. 104).

подача двух параллельно работающих насосов Q_2 больше, чем подача Q_1 одного насоса, работающего на данный трубопровод. При этом, однако, $Q_2 < 2Q_1$.

Таким образом, подключение второго насоса для параллельной работы приводит к некоторому увеличению подачи Q_2 и напора H_2 . Прибавка подачи $Q_2 - Q_1$ будет тем большей, чем более пологои оказывается характе-

Известно, что крутизна характеристики трубопровода увеличивается с увеличением гидравлических сопротивлений в нем. Следовательно, наиболее выгодно подключать насос для параллельной работы в случае достаточно большого диаметра трубопровода, обеспечивающего малые гидравлические сопротивления в нем.

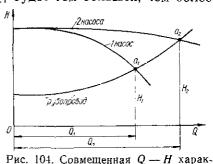


Рис. 104. Совмещенная Q — H характеристика при параллельной работе двух насосов на один трубопровод.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНАЯ РАБОТА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Последовательной работой насосов называют совместную работу двух или нескольких насосов при условии, что один из них (1-я ступень) всасывает жидкость из приемного резервуара и нагнетает ее во всасывающий патрубок другого насоса (2-я ступень) и т. д. Компоновка последовательной работы центробежных насосов может быть разнообразной (близкое и дальнее расположение насосов друг от друга).

Последовательно работающие насосы могут иметь одинаковые, а также разные характеристики. На практике предпочитают для последовательной работы применять насосы с одинаковыми характеристиками.

В пищевой промышленности, главным образом, в свеклосахарном производстве применение последовательной работы центробежных насосов или, как выражаются в практике, работы «насоса в насос» связано с перекачкой фекально-загрязненных жидкостей на дальние расстояния. Часто очистные сооружения — отстойники или поля фильтрации — расположены вдали от территории завода. Поэтому для подачи фекальных жидкостей на такие расстояния требуются большие напоры. Их могут создавать многоступенчатые насосы, которые не способны перекачивать грязные жидкости. Когда напора одного насоса недостаточно для подачи жидкости, а использование многоступенчатых насосов невозможно, применяют последовательную работу двух насосов.

Один насос с соответствующей ему характеристикой не может подавать жидкость через трубопровод с характеристикой,

показанной на рис. 105, a. Если к насосу I подключить последовательно еще один такой же насос II, то суммарная Q - H характеристика последовательно работающих двух одинаковых насосов $Q - H_{(I+II)}$ может быть получена увеличением вдвое (ординат) напоров для каждой подачи. Пересечением суммарной Q - H характеристики обоих насосов и трубопровода определяет-

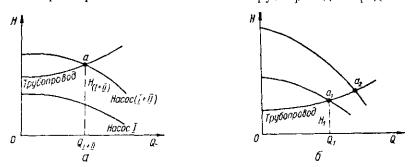


Рис. 105. Совмещенная Q-H характеристика при последовательной работе двух насосов на один трубопровод.

ся рабочая точка a, соответствующая подаче двух одинаковых последовательно работающих насосов $Q_{(I+II)}$ и напору $H_{(I+II)}$, который ими создается при совместной работе.

Иногда на практике встречается и другой случай последовательной работы центробежных насосов, при котором общая подача жидкости в трубопровод несколько возрастает. При этом Q-H характеристика одного насоса пересекает характеристику трубопровода в точке a_1 и соответствует подаче Q_1 одного насоса на этот трубопровод при напоре H_1 . Если подключить для последовательной работы на этот трубопровод еще один такой же насос, то суммарная Q-H характеристика работы насосов (рис. 105, 6), построенная путем удвоения напоров для любых подач насосов, пересечет характеристику трубопровода в точке a_2 . Отсюда следует, что при последовательной работе двух насосов может в некоторой степени увеличиться и общая подача насосов на данный трубопровод.

Такое увеличение подачи последовательно работающих насосов может быть объяснено тем, что при увеличении напора в системе энергия жидкости возрастает и при сохранении статического напора прирост энергии расходуется на увеличение скорости жидкости. Возрастание напора будет тем больше, чем круче характеристика трубопровода.

Последовательная работа центробежных насосов предполагает значительное повышение давления в том насосе, который представляет собой вторую ступень. Иногда повышение давления становится столь значительным, что угрожает прочности конструкции. В таком случае целесообразно устанавливать насос, являющийся второй ступенью, не сразу после первой ступени, а на расстоянии, достаточном для снижения давления до безопасного значения. Место установки насоса второй ступени может быть определено при помощи построения пьезометрической линии напорного трубопровода.

При окончательном выборе схемы расположения последовательно работающих насосов следует учитывать такие факторы: соответствие технологическим требованиям, прочность и надежность работы установки, экономия помещения, удобство обслуживания и т. д.

УНИВЕРСАЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Для широко распространенных в практике центробежных насосов составляют универсальные характеристики. Такие характеристики очень удобны при подборе насосов и определении наи-

более выгодных эксплуатационных условий.

Универсальная характеристика представляет собой график, на котором приведен ряд Q-HQ-N характеристик насоса при различных частотах вращения п рабочего колеса и нанесены линии одинаковых КПД n=const. Ha рис. представлена универсальная характеристика тробежного насоса, описывающая условия изменении работы при вращения рабочастоты чего колеса от n = 1500мин⁻¹ до n=2900 мин⁻¹.

Для составления универсальной характеристики насоса нужно иметь Q - H и Q - N характеристики хотя бы для одно-

Рис. 106. Универсальная характеристика центробежного насоса.

го какого-либо значения частоты вращения. Подобные характеристики для других значений n можно получить, пользуясь формулами (14.32).

Что касается КПД насоса, то максимальное его значение η_{\max} соответствует только оптимальным условиям работы насоса при значениях Q, H и n на которые насос проектировался.

С помощью универсальных характеристик можно, например, графически определить требуемую частоту вращения n рабочего колеса насоса для создания необходимой подачи Q и напора H. Для этого достаточно найти пересечение перпендикуляров, проведенных из точки на оси абсцисс, соответствующей данной подаче Q, и из точки на оси ординат, соответствующей известному напору H.

Для того чтобы определить, какой напор создает насос при известной подаче Q и частоте вращения рабочего колеса n, следует восстановить нормаль к абсциссе в точке, соответствующей известной подаче Q до ее пересечения с Q-H характеристикой насоса, составленной для данной частоты вращения n= const. Из полученной таким образом точки пересечения проводится линия, параллельная оси абсцисс. Эта линия отсекает на оси орди-

нат искомое значение напора H. Допустим, что насос, универсальная характеристика которого представлена на рис. 106, установлен с электродвигателем, частота вращения которого $n=2900\,$ мин $^{-1}$. Подача насоса должна быть $Q=22.5\,$ л/с.

По графику находим рабочую точку A, соответствующую искомой подаче Q. Напор, создаваемый насосом, при этом достигает H=30 м; расход мощности составит N=9,35 кВт; насос будет в этих условиях работать при η =0,72.

УСТАНОВКИ НАСОСА ИЗ УСЛОВИЙ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ КАВИТАЦИИ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНОЙ ВЫСОТЫ

Как было показано ранее, теоретический напор $H_{\tau} = \frac{1}{g} u_2 c_2 \cos \alpha_2$, создаваемый центробежным насосом на нагнетании, не ограничен, так как с увеличением диаметра рабочего колеса D_2 или частоты вращения n теоретический напор H_{τ} будет непрерывно возрастать. Ограничивается теоретический напор H_{τ} лишь условиями сопротивления материалов.

Однако геометрическая высота z_1 , на которую центробежный насос может всасывать жидкость, или, что то же — высота установки насоса над уровнем жидкости в резервуаре, из которого производится всасывание,— строго ограничена условиями работы насоса на стороне всасывания и зависит от ряда факторов.

Для определения высоты всасывания составим уравнение Бернулли для двух плоскостей 0—0 и *I—I* (рис. 107, *a*):

$$z_0 + \frac{p_0}{\rho g} + \frac{c_0^2}{2g} = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + h_w'. \tag{14.47}$$

Так как по условию $z_0 = 0$ и $c_0 = 0$, то

$$\frac{p_0}{\rho g} = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + h_w'. \tag{14.48}$$

Из этого уравнения можно найти абсолютное давление p_1 жидкости при входе в рабочее колесо:

$$p_1 = p_0 - \rho g \left(z_1 + h'_w + \frac{c_1^2}{2g} \right). \tag{14.49}$$

Давление p_1 не должно быть меньше упругости паров жидкости при температуре перекачивания. В противном случае происходит интенсивное выделение пузырьков воздуха и газов, растворенных в жидкости, т. е. происходит ее вскипание. При этом отдельные пузырьки, соединяясь в колонии, образуют каверны, нарушают сплошность потока. Этот процесс называется кавитацией.

Естественно, что такой процесс наиболее вероятен в тех местах проточной части насоса, где давление наименьшее, т. е. во всасывающей области при входе жидкости в рабочее колесо. В этом месте процесс еще усугубляется дополнительным падением давления $\rho g \Delta h$ вследствие неравномерного распределения абсолютных скоростей c_1 по входному сечению рабочего колеса и различного значения относи-

личного значения относительных скоростей w_1 при входе на его лопасти.

С учетом дополнительного падения давления уравнение (14.48) запишется в таком виде:

$$\frac{\rho_{6}}{\rho_{g}} = z_{1} + \frac{\rho_{1}}{\rho_{g}} + \frac{c_{1}^{2}}{2g} + \Delta h + h'_{w},$$
 (14.50) ρ_{g} а уравнение (14.49) может быть представлено так

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} - \left(z_1 + h'_w + \frac{c_1^2}{2g} + \Delta h\right) \cdot \tag{14.51}$$

а б
Рис. 107. Схемы установки насосов при положительной высоте всасывания (а) и при работе под заливом (б).

Если напор, соответствующий давлению насыщения при температуре t° , C, обозначить через h_t , то условием предотвращения кавитации жидкости во всасывающей области рабочего колеса

будет неравенство
$$\frac{\rho_1}{\rho g} > h_t$$
, которое может быть записано в виде $\frac{p_0}{\rho g} - \left(z_1 + h_w^{'} + \frac{c_1^2}{2g} + \Delta h\right) > h_t$. (14.52)

Обычно, скоростный напор $c_1^2/2g$ при входе в рабочее колесо и дополнительное падение напора Δh выражают в долях общего напора H, создаваемого насосом, а именно:

$$\frac{c_1^2}{2g} + \Delta h = \sigma H.$$
 (14.53) т коэффициентом кавитации и определяют в

Величину о называют коэффициентом кавитации и определяют в зависимости от быстроходности насоса п, выражением

$$\sigma = \frac{10}{H} \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3},\tag{14.54}$$

где C — кавитационный коэффициент быстроходности: при n_s — =50-80, $C=600\div800$; при $n_s=80-150$, C=800-1000; для насо-

сов с повышенными кавитационными свойствами C=1300-3000. Условие предотвращения кавитации с учетом формулы

(14.52) может быть выражено так $\frac{p_0}{\frac{\rho_0}{\rho_{\mathcal{S}}}} - (z_1 + h'_w + \sigma H) > h_t.$ (14.55)

Из условия предотвращения кавитации найдем высоту z_1 установки насоса:

$$z_{1} < \frac{p_{0}}{\rho g} - (h_{t} + h'_{w} + \sigma H)$$
 (14.56)

и предельную высоту

$$z_{1}^{\text{kp}} = \frac{p_{0}}{\rho g} - (h_{t} + h'_{w} + \sigma H), \qquad (14.57)$$

превышение которой вызывает возникновение кавитации. высоту часто называют критической высотой всасывания.

Практически может случиться, а в насосных установках пищевой промышленности это часто встречается, что $z_1 < 0$. Это объясняется тем, что в пищевых производствах (сахарном, спиртовом, пивоваренном и др.) приходится нередко перекачивать горячие жидкости, для которых значение $h_{\rm f}$ довольно велико и при перекачке из открытых резервуаров $h_t \approx \frac{p_0}{o \ \rho} \approx 10 \ \text{м}.$

В таких случаях высота установки насоса становится отрицательной и для предотвращения кавитации в насосе его следует устанавливать ниже уровня жидкости в резервуаре, из которого происходит всасывание (рис. 107, б).

Поэтому на большинстве пищевых предприятий насосы, перекачивающие технологические жидкости, устанавливаются на первом этаже, а связанная с ними технологическая аппаратура — на

втором этаже и площадках, расположенных выше. При рассмогрении работы насоса на всасывании применяется также понятие допустимого кавитационного запаса $\hat{\Delta} h^{\text{доп}}$, т. е. превышения полного напора жидкости во всасывающем патруб-

224

ке насоса над упругостью ее паров при температуре перекачивания. Это превышение должно обеспечивать предотвращение кавитации. По определению $\Delta h^{\rm доп} = \left(\frac{p_1}{\rm Pg} + \frac{c_1^2}{2g}\right) - h_t$; здесь h_t соответствует упругости паров жидкости при входе в насос.

Предельная высота z_1 установки насоса приближенно может быть определена так

$$z_1 = \frac{p_0}{\rho g} - h_t - h_w' - 1,25\Delta h^{\text{mot}}.$$

Если перекачивается холодная вода из открытого в атмосферу резервуара, то $\frac{p_n}{q_p} - h_t \approx 10$ м.

Предотвращение кавитации очень важно, так как ее последствия весьма отрицательно сказываются на работе насоса и прочности его деталей, поверхность которых обращена к проточной части. Возникающие в области всасывания при входе в рабочее колесо центробежного насоса в условиях кавитации пузырьки пара и каверны, заполненные воздухом и другими газами, переносятся по движению потока в область нагнетания с давлением p_2 , значительно превышающим упругость паров. Следствием этого является мгновенная конденсация паров, сопровождающаяся столь же быстрым смыканием поверхностей пузырьков и каверн. При этом частицы жидкости с огромной скоростью устремляются к центру пузырьков и пустот. Встречая на своем пути металлические поверхности деталей насоса, частицы ударяются о них, создавая точечные очаги высокого

давления, достигающего 100 и более МПа (1000 и более атмосфер). Металл приобретает губчатое строение и разрушается. Этот процесс называют кавитационной эрозией, которая усугубляется быстрым разхимической витием коррозии вследствие того, что кислород, содержащийся в жидкости обычно в растворенном виде, при канепосредственно ствует на поверхность металлических деталей, оголенных окисных защитных пленок.

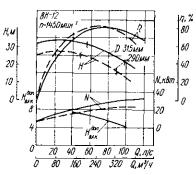


Рис. 108. Характеристики центробежного насоса 8К-12.

Кроме эрозии металла при кавитации происходит нарушение нормальных гидравлических условий работы насоса, ухудшение технических и экономических показателей его работы. Происходит уменьшение подачи насоса, резкое колебание напора, значительное снижение КПД. Возникает характерный шум и даже колебание (вибрация) насоса, а иногда и срыв его работы.

Работа центробежного насоса, установленного на предельной высоте ($z_1^{\text{кр}}$) от уровня жидкости в резервуаре на всасывании, недопустима, так как малейшее увеличение температуры или уменьшение внешнего давления приводит к возникновению кавитации. Следовательно, при определении высоты установки насоса необходимо предусмотреть некоторый запас напора, обеспечивающий бескавитационную работу насоса. Такая высота $H_{\text{пак}}^{\text{доп}}$, гарантирующая бескавитационную работу насоса при различных подачах Q, указывается в характеристиках насосов, приводимых в каталогах (см. рис. 108).

Допустимая вакуумметрическая высота всасывания для различных подач насоса может быть определена с помощью специальных кавитационных испытаний.

ПОДБОР ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Центробежные насосы подбирают в зависимости от их назначения и условий работы. При этом некоторые основные параметры насоса могут быть известны, а некоторые неизвестны. Далее приводятся сведения, которые необходимы и достаточны для подбора насоса.

В условиях производства при подборе насоса для какой-либо технологической станции обычно известно количество жидкости или жидкого продукта, которое будет транспортироваться, т. е. известно Q, часто известен также напор $H_{\rm M}$.

Если же напор неизвестен, то можно его определить с достаточной для практики точностью. Для этого необходимо выяснить значение величин, составляющих манометрический напор:

$$H_{\rm M} = z_1 + z_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + h_w' + h_w'.$$

Из действительных условий работы технологической станции можно установить: геометрические высоты всасывания z_1 и нагнетания z_2 ; давления на поверхности жидкости в резервуарах на всасывании p_1 и нагнетании p_2 , а затем определить хотя бы приближенно гидравлические сопротивления трубопроводов на всасывании h_w и на нагнетании h_w .

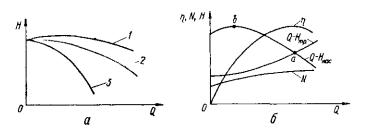
Для подбора центробежного насоса необходимо также знать назначение насоса, главным образом, характер взаимных изменений подачи Q и напора $H_{\rm M}$ в процессе эксплуатации насоса.

По своим конструктивным особенностям центробежные насосы, покрывающие одно и то же поле подачи и напора, могут иметь Q-H характеристики различной кривизны: крутые (рис. 109, кривая 3), пологие (кривая 1) и средней крутизны (кривая 2).

Если предполагают, что при значительном изменении подачи Q напор H должен изменяться незначительно, то выбирают на-

сос имеющий пологую характеристику. Например, питательные насосы в котельных должны обладать пологой характеристикой $Q\!-\!H$, так как количество подаваемой воды для питания котлов может значительно изменяться, но давление в котлах практически постоянно.

Насосы, подающие суспензию на фильтрационные аппараты (например, фильтр-прессы) с резко меняющимися сопротивлени-



Рис, 109. Подбор центробежных насосов по их характеристикам.

ем слоя осадка в процессе фильтрации, выбирают с крутой характеристикой. При соответствующем выборе таких насосов их подача будет незначительно меняться даже при значительном увеличении гидравлического сопротивления фильтрационных аппаратов или, что то же, напора, преодолеваемого насосом.

Если в процессе эксплуатации меняется и подача насоса и его напор, то применяют насосы с Q—H характеристикой средней крутизны.

Следовательно, для подбора центробежного насоса в общем случае необходимо и достаточно знать подачу насоса Q, напор H и его назначение. Затем по каталогам насосных заводов выбирают насос, удовлетворяющий поставленным требованиям.

Следует отметить, что в настоящее время количество насосных заводов и номенклатура насосов, изготовляемых промышленностью СССР, возросли настолько, что составление единых общесоюзных каталогов-справочников стало практически невозможным. При этом непрерывное совершенствование и модернизация конструкции насосов приводит к быстрому устареванию справочных сведений.

Поэтому необходимо пользоваться действующими ГОСТами, централизованными методами технической информации, а также ведомственными материалами, т. е. каталогами, составленными для отдельной отрасли, например, нефтехимической и др. В большинстве случаев такие материалы составляются отдельными насосными заводами и специальными цехами машиностроительных заводов в виде насосных каталогов (номенклатуры завода).

Что касается сведений, приведенных в данном пособии, о некоторых насосах, изготовляемых отечественными заводами, то они преследуют лишь цель ознакомить читателя с современной методикой подбора насосов и использования номенклатурных технических данных и характеристик при их эксплуатации.

Желательно иметь характеристику насоса и трубопровода, вычерченные в одинаковом масштабе (рис. 109, δ). Тогда совмещение этих характеристик укажет рабочую точку выбранного насоса при его работе на данный трубопровод. В этом случае будет виден допустимый предел регулирования (участок a-b) насоса в области устойчивой его работы, а также степень экономичности установки в эксплуатационных условиях.

Конечно, следует стремиться, чтобы рабочая точка насоса соответствовала максимуму КПД или величине, близкой к η_{max} . Дополнительную проверку правильности выбранного типа насоса можно произвести определением коэффициента быстроходности, приняв для вычисления ту частоту вращения n, при которой составлена Q—H характеристика насоса.

РАБОТА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ПРИ ПЕРЕКАЧКЕ ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ

При перекачке центробежными насосами жидкости большей вязкости, чем вязкость воды ($v>0.01\cdot10^{-4}$ м²/с), наблюдается увеличение сопротивления на трение в проточных каналах насоса. Поэтому подача и напор, создаваемый насосом, уменьшаются, уменьшается при этом и КПД насоса. Растет мощность, затрачиваемая на насос. С увеличением вязкости жидкости объемные потери уменьшаются. Уменьшаются, очевидно, и потери энергии при внезапном расширении струи. Вследствие указанного, характеристики насосов при перекачке ими вязких жидкостей существенно отличаются от обычно приводимых в каталогах-справочниках, составленных при работе насосов на воде.

Поэтому при анализе работы центробежных насосов, работающих на вязких жидкостях, изменение их характеристик по сравнению с характеристиками, полученными при работе на воде, определяют соответствующим пересчетом с помощью поправочных коэффициентов.

Эти поправочные коэффициенты представляют собой безразмерные отношения основных параметров насоса при его работе на вязкой жидкости (в данном случае, нефти) к соответствующим параметрам, относящимся к работе на воде (рис. 110):

коэффициент изменения подачи

$$K_Q = \frac{Q_{\text{Bg3K}}}{Q_{\text{Bog2}}}; \qquad (14.58)$$

коэффициент изменения напора

$$K_{\rm H} = \frac{H_{\rm BR3K}}{H_{\rm BORA}}; \tag{14.59}$$

$$K_{\eta} = \frac{\eta_{\text{вязк}}}{\eta_{\text{вода}}} \,. \tag{14.60}$$

С изменением вязкости жидкости характеристики насоса меняются, в основном, под влиянием гидравлических и дисковых потерь в насосе. Достаточно характерным критерием этих потерь является критерий Re, который может быть выражен в виде

$$Re = \frac{\omega r^2}{v}$$
; $Re = \frac{v d}{v}$ или $Re = \frac{Q}{dv}$. (14.61)

Более подробное описание условий работы центробежных насосов при перекачке вязких жидкостей следует искать в специальной литературе.

Условия работы центробежных насосов при перекачке вязких жидких продуктов пищевых производств в существующих пределах критерия Re сопоставимы с условиями их работы на нефтепродуктах. Поэтому, основываясь на результатах исследова-

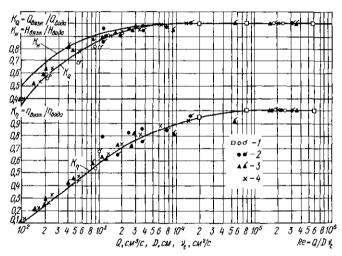


Рис. 110. Кривые зависимости коэффициентов изменения подачи K_Q , напора $K_{\rm H}$ и КПД K_{γ} от числа Рейнольдса по данным:

Айзенштейна при $n_s=51$, 60 и 70 (1); Суханова при $n_s=82$ и 130 (2); Иппена при $n_s=90$ и 115 (3); Степанова при $n_s=82$ (4).

ний М. Д. Айзенштейна [2] применительно к нефтепродуктам, делаются следующие важные выводы по вопросу перекачки вязких жидких продуктов пищевых производств:

1. Подача, напор и КПД центробежных насосов уменьшаются по сравнению с таковыми при перекачке воды. Потребляемая мощность при этом увеличивается; указанное влияние вязкости

на снижение Q, H и η меньше сказывается для насосов большой подачи.

2. При относительно небольшом повышении вязкости по сравнению с водой КПД насоса снижается, главным образом, из-за увеличения потерь на дисковое трение.

3. При больших вязкостях перекачиваемых жидкостей рост потерь происходит, главным образом, за счет увеличения гидравлических потерь на трение в каналах насоса. Потери на преобразование скоростного напора в давление уменьшаются.

4. При n = const и $n_s = \text{const}$ насос с максимальным КПД для воды дает лучшие показатели и при перекачке вязкой жидкости.

5. Потери на дисковое трение при заданной окружной скорости увеличиваются в большей степени с увеличением внешнего диаметра рабочего колеса, по сравнению с увеличением частоты вращения. Поэтому для увеличения КПД необходимо стремиться к увеличению частоты вращения и применять насосы с возможно большим коэффициентом быстроходности n_s .

6. Следует применять центробежные насосы с удельной быстроходностью $n_s = 85 - 100$. При $n_s > 100$ для создания определенного напора приходится увеличивать число ступеней насоса, усложняя его конструкцию. При $n_s < 85$ рабочие колеса получаются с большим выходным диаметром, вследствие чего значитель-

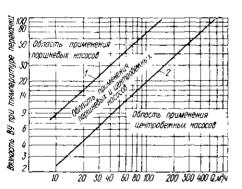


Рис. 111. Области применения центробежных насосов в зависимости от подачи и вязкости перекачиваемого продукта:

/ — максимально допустимый предел; 2 — рекомендуемый предел применения $\eta_{\text{нефть}} = -0.7 \, \eta_{\text{вода}}$.

но увеличивается затрачиваемая мощность на преодоление дискового трения, так как эта мощность пропорциональна D_2^5 .

- 7. Насосы большего размера, т. е. большей подачи, позволяют перекачивать более вязкую жидкость (рис. 111).
- 8. Уменьшение ширины уплотняющих колец и толщины стенок дисков рабочих колес уменьшает мощность, затрачиваемую на трение при перекачке вязких жидкостей.
- 9. У насоса с рабочим колесом с полным внешним диаметром D_2 напор при Q=0 не зависит от вязкости

жидкости, у колес с обточенным внешним диаметром при Q=0 с увеличением вязкости напор уменьшается по сравнению с напором при перекачке воды.

 С увеличением вязкости всасывающая способность насоса ухудшается. В заключение следует отметить что движение жидкости в проточной части центробежных насосов является турбулентным. В настоящее время нет основания считать, что центробежные насосы в какой-либо точке на характеристике работают при ламинарном режиме.

ПРОПЕЛЛЕРНЫЕ (ОСЕВЫЕ) НАСОСЫ

Как известно, коэффициент быстроходности n_s характеризует в некоторой степени геометрические формы лопастного насоса:

$$n_s = 3,65n VQ \cdot H^{-3/4}$$
.

Исходя из этого, можно полагать, что основные параметры работы лопастного насоса — подача Q, напоя H и частота вращения рабочего колеса n — определяют конструктивные особенности насоса.

С увеличением подачи насоса и частоты вращения рабочего колеса, при уменьшении напора коэффициент быстроходности насоса растет. Вместе с этим изменяется соотношение размеров рабочего колеса — уменьшается отношение выходного диаметра D_2 к входному D_1 , достигая значения $D_2/D_1=1$. Лопасти рабочего колеса принимают перпендикулярное направление по отношению к валу насоса (рис. 112). Рабочее колесо 1

приобретает вид пропеллера, и поток жидкости под его воздействием перемещается в осевом направлении, приобретая также вращательное движение. При выходе из рабочего колеса жидкость попадает в направляющий аппарат 2, где вращательное движение прекращается.

Далее жидкость огводится в напорный трубопровод. Вал насоса 4 свободно проходит через втулку направляющего аппарата 3.

Пропеллерные насосы являются наиболее быстроходными из вращательных лопастных машин ($n_s = 500-1200$). Они применяются при относительно больших подачах от Q = 0.1 м³/с до Q = 25-30 м³/с и напорах до H = 12-15 м. Высота их всасывания незначительна до $H_{\rm BC} = 2-3$ м. Чаще всего они работают погруженными в жидкость, не требуя специальной заливки перед пуском.

Эти насосы, работающие с подпором, в значительной степени ограждены от кавитации. КПД пропеллерных насосов довольно

Рис. 112 Пропеллерный насос.

высок и для крупных насосов достигает значений $\eta = 0.9-0.92$. У таких насосов лопасти рабочего колеса делаются поворотными. Это дает возможность регулировать подачу насоса без снижения его КПД.

По сравнению с другими типами пропеллерные насосы имеют следующие преимущества: компактность и конструктивную простоту; малую металлоемкость; возможность применения большой частоты вращения для уменьшения размеров насоса и электродвигателя; малую чувствительность к загрязненным жидкостям; уменьшение строительных работ особенно в условиях погружения насоса в перекачиваемую жидкость.

ВИХРЕВЫЕ НАСОСЫ

В практике пищевых производств часто требуется подача небольшого количества жидкости при относительно большом напоре. Использование центробежных насосов в этих целях приводит к применению тихоходных машин или к использованию многоступенчатых насосов. Добиться высокой экономичности такой насосной установки не удается. Для создания относительно высоких напоров при малой подаче чистых невязких жидкостей применяют вихревые насосы (рис. 113). Наиболее распространенным является насос типа В — одноступенчатый с вихревым рабочим колесом, консольно посаженным на вал насоса.

Вихревые насосы предназначены для перекачки воды и других невязких жидкостей с подачей $Q=1-35~{\rm m}^3/{\rm q}$ при напоре от $H=9.5~{\rm m}$ до $H=90~{\rm m}$ с температурой до 90° С без абразивных

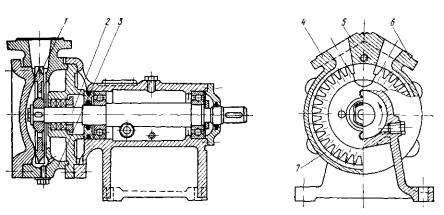


Рис. 113. Устройство вихревого насоса:

I — вихревое колесо; 2 — вал насоса; 3 — кориус; 4 — всасывающий патрубок; 5 — перемычка; 6 — нагнетательный патрубок; 7 — отливной канал

примесей. Вязкость жидкости не должна превышать v = 0.36 см²/с, при большей вязкости характеристика насоса значительно изменяется (рис. 114).

Основной рабочей деталью насоса является вихревое колесо 1, посаженное на вал 2 (см. рис. 113). Вихревое рабочее колесо

монтируется в корпусе насоса 3, имеющем всасывающий 4 и нагнетательный 6 патрубки (при вращении рабочего колеса по стрелке).

Нагнетательный патрубок отделяется от всасывающего специальной перемычкой 5, перекрывающей не менее двух лопаток рабочего колеса. Эта перемычка должна подходить к внешней

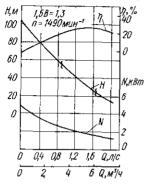


Рис. 114. Характеристика вихревого насоса 1,5 В—1,3.

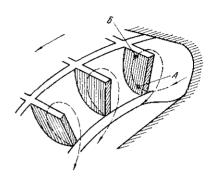


Рис. 115. Схема движения жидкости в рабочем колесе вихревого насоса.

окружности рабочего колеса — с минимальным зазором, отделяя всасывающую полость насоса от напорной.

Вихревое рабочее колесо представляет собой диск с фрезерованными по окружности пазами, образующими лопатки (рис. 115). Внутри корпуса вихревого насоса вокруг рабочего колеса расположен отливной канал 7, идущий по направлению вращения от входного до напорного патрубка (см. рис. 113).

Строгой теории вихревых насосов не имеется. Поэтому существуют, в некоторой степени отличающиеся друг от друга, взгляды на сущность гидравлических процессов, происходящих в вихревом насосе.

Так, М. М. Флоринский [33] считает, что при увлечении быстродвижущимися частицами жидкости в ячейках рабочего колеса медленнодвижущихся частиц жидкости в боковых или охватывающих верхнюю часть колеса особых каналах, устроенных в корпусе насоса, происходит интенсивное образование и разрушение вихрей — вихревой эффект. Кроме того, при протекании жидкости внутри насоса, дополнительно возникает центробежный эффект. Эти два явления и создают напор насоса.

В. И. Турк [30] полагает, что принцип действия вихревого насоса аналогичен работе многоступенчатого и основан на действии центробежной силы. При вращении рабочего колеса частицы жидкости из точки А (рис. 115) под действием центробежной силы перемещаются вдоль лопатки в точку В, а во время своего движения по лопатке жидкость приобретает скоростную энергию,

с которой выбрасывается в отливной канал. В канале скоростная энергия частицы жидкости переходит в потенциальную энергию давления и частица вновь подхватывается лопаткой рабочего колеса. За время движения от всасывающего патрубка до напорного такой цикл повторяется много раз. При этом каждый раз происходит приращение энергии.

Следовательно, в одном рабочем колесе вихревого насоса происходит работа, сходная с работой нескольких рабочих колес многоступенчатого центробежного насоса. В результате действия на жидкость вихревого и центробежного эффектов напор, создаваемый одним рабочим колесом вихревого насоса, в 4-5 раз превышает напор, создаваемый центробежным насосом такого же размера при одинаковой частоте вращения.

В работе [35] приводятся основы теории вихревых насосов.

С целью определения повышения теоретического напора на длине І отливного канала используется закон приращения количества движения в применении к упрощенной модели течения. В результате получена зависимость

$$H_{\tau} = \frac{ql}{\sigma f} (c_{\tau} - c_{o}),$$

где q — расход через межлопаточные каналы на единице длины отливного канала:

f — площадь живого сечения отливного канала;

 c_{τ} — тангенциальная составляющая абсолютной скорости на выходе из межлопаточных каналов в отливной;

 c_0 — средняя абсолютная скорость в отливном канале.

Преимуществом вихревых насосов является и то, что они могут всасывать и перекачивать жидкости и их эмульсии с воздухом или паром этих жидкостей. Недостатком их является резкое падение напора с увеличением подачи (рис. 114), а также малая степень экономичности, не превышающая 30-50%. Вихревые насосы бывают одно- и двухступенчатые, а также комбинированные: первое рабочее колесо — центробежное, а второе вихревое.

Регулирование вихревых насосов может осуществляться задвижкой на нагнетании и перепуском избыточной жидкости из нагнетательной трубы во всасывающую.

ИЗМЕНЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ПРИ ОБТОЧКЕ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ПО ВНЕШНЕМУ ДИАМЕТРУ

Регулирование центробежных насосов для уменьшения подачи и напора изменением частоты вращения рабочего колеса производится чрезвычайно редко, так как применяемые электродвигатели не имеют регулировки частоты вращения. Поэтому в производственных условиях иногда возникает необходимость в обрезке рабочего колеса по его внешнему диаметру. Так бывает, когда центробежный насос по своей подаче и напору, которые указаны в его характеристике, превосходят требуемые значения этих параметров.

Обрезку рабочих колес применяют и насосостроительные за-

воды для расширения области применения некоторых выпуска-

емых типов насосов. При уменьшении выходного диаметра D_2 рабочего колеса уменьшается окружная скорость u_2 . Следовательно, уменьшается напор, создаваемый рабочим колесом центробежного насоса, и в некоторой степени его подача. Опыт показывает, что КПД насоса при умеренной обрезке рабочего колеса изменяется мало. При обрезке рабочего колеса по наружному диаметру геометрическое подобие нарушается. Поэтому законы, которыми пользуются при обточке рабочих колес центробежных

насосов, ничего общего с законами подобия не имеют. Экспериментально установлено, что при уменьшении наружного диаметра D_2 рабочего колеса путем обточки его до диаметра D_2 при сохранении постоянной частоты вращения, величины Q, H и N должны быть пересчитаны по формулам:

$$Q$$
, H и N должны быть пересчитаны по формулам:
$$Q' = Q \frac{D_2'}{D_2}; \quad H' = H \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^2; \quad N' = N \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^3. \quad (14.62)$$

Знак «штрих» относится к новым параметрам, соответствующим уменьшенному наружному диаметру рабочего колеса.
Пользуясь зависимостями (14.62), можно построить характе-

Пользуясь зависимостями (14.62), можно построить характеристики насоса с обточенным рабочим колесом. Необходимый диаметр обточки может быть найден по остальным известным величинам:

$$D_{2}' = D_{2} \frac{Q'}{Q} = D_{2} \sqrt{\frac{H'}{H}}$$
 (14 63)

Практикой установлено, что при перекачивании загрязненных жидкостей обточка специальных рабочих колес по наружному диаметру не применима.

Отметим, что стачиванием рабочего колеса по внешнему диаметру изменяют не только характеристику насоса, но и его быстроходность. При большой обточке рабочего колеса значительно уменьшается отношение D_2/D_1 и увеличивается n_s . Напор при этом уменьшается на величину, большую, чем по расчету, а КПД насоса уменьшается. Вследствие этого допустимая степень обточки рабочего колеса, %, должна сообразовываться с коэффициентом быстроходности n_s

n_s	60	120	200	300	350	Более 350
$\frac{D_2 - D_2'}{D_2} \cdot 100$	20	15	11	9	7	0

При большей степени обтачивания рабочих колес КПД насосов значительно уменьшается и применение их становится экономически нецелесообразным.

На рис. 116 показана характеристика широко распространен-

На рис. 116 показана характеристика широко распространенного в пищевой промышленности насоса Д 500-36 (8НДв) при n=960 мин $^{-1}$. Характеристика приведена для необточенного рабочего колеса $D_2=525$ мм и обточенного — до $D_2=500$ мм и $D_2=470$ мм.

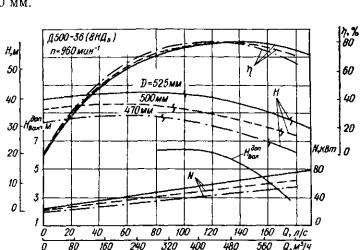


Рис. 116. Характеристики насоса Д500-36 (8НДв).

В данном случае степень обточки составляет

$$\frac{D_2 - D_2'}{D_2} \cdot 100 = \frac{525 - 470}{525} \cdot 100 = 10.5\%.$$

Коэффициент быстроходности для оптимальных условий работы этого насоса с необточенным рабочим колесом равен

$$n_s = 3,65n \sqrt{\frac{Q}{2}} H^{-3/4} = 3,65.960 \sqrt{\frac{0,13}{2}} 40^{-3/4} = 179.$$

Отсюда видно, что примененная максимальная обточка 10,5% не превосходит предельно допустимой величины для колеса соответствующей быстроходности.

Заметим, что в насосах, имеющих направляющие аппараты или уплотнения на выходе из рабочего колеса, производится срезка только лопастей. У насосов без направляющего аппарата со спиральной камерой обтачивают все рабочее колесо (лопасти и диски) до уменьшенного расчетного диаметра.

ПРИБЛИЖЕННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОДАЧИ И НАПОРА НАСОСА, А ТАКЖЕ НЕКОТОРЫХ ОСНОВНЫХ ЕГО РАЗМЕРОВ И ТЕХНИЧЕСКИХ ДАННЫХ

В практике очень часто приходится ориентировочно определять основные параметры работы центробежного насоса по некоторым известным его размерам и, наоборот, по известным параметрам работы насоса приближенно определять его основные размеры.

Для проведения таких расчетов пользуются некоторыми теоретическими или просто логическими зависимостями с применением эмпирических коэффициентов, которые дают возможность

получить практически приемлемые результаты.

Известно, например, что напор, создаваемый центробежным насосом, пропорционален квадратам частоты вращения и выходного диаметра рабочего колеса:

$$H = k_1 n^2 D_2^2. ag{14.64}$$

Для приближенных расчетов обычно принимают

$$k_1 = 0.0001 - 0.00015$$
.

Если насос многоступенчатый, то полученный напор умножают еще на число ступеней.

Подачу центробежного насоса, л/с, можно ориентировочно определить по диаметру нагнетательного патрубка:

$$Q = k_2 d_{H}^2, (14.65)$$

где k_2 — коэффициент, равный 13—18 для насосов, у которых $d_{\rm H}{<}100$ мм, и 20—25 для насосов, у которых $d_{\rm H}{>}100$ мм; $d_{\rm H}$ — диаметр нагнетательного патрубка, дм.

Основные размеры центробежного насоса в значительной степени зависят от коэффициента быстроходности n_s и определяются в функции быстроходности n_s [30].

Допустим, необходимо определить наружный диаметр рабочего колеса D_2 при известной частоте вращения n и создаваемом насосом напоре H. В этом случае вначале определяют окружную скорость на ободе рабочего колеса из уравнения

$$u_2 = k_{u2} \sqrt{2gH}, (14.66)$$

где k_{u2} — коэффициент окружной скорости, зависящей от коэффициента быстроходности n_s :

n_s	60	100	150	200	220
k_{u2}	0,99	0,995	1,04	1,12	1,16

Затем определяют наружный диаметр рабочего колеса

$$D_2 = \frac{60u_2}{\pi n}$$
. (14.67) о сечения рабочего колеса определяют.

Диаметр D_1 входного сечения рабочего колеса определяют, исходя из наружного диаметра D_2 и быстроходности n_s колеса:

n_S	40—80	80150	150—300	300600
D_2/D_1	2,5	2	1,81,4	1,2—1,1

напора насоса H, а именно $d_{\rm B} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c_{\rm B}}} \,, \tag{14.68}$

Диаметр всасывающего патрубка у его фланца $d_{\rm B}$ может быть ориентировочно определен по известным данным подачи Q и

где $c_{\rm B}$ — скорость жидкости у фланца всасывающего патрубка, причем

$$c_{\rm B}=k_{\rm B}\sqrt{2gH}$$
 . (14.69)
 Здесь $k_{\rm B}$ — коэффициент, принимающий в зависимости от быстроходности n_s значения

n_s	60—80	80—150	150250
$k_{\scriptscriptstyle \mathrm{B}}$	0,13—0,12	0,120,10	0,10—0,11

диаметр напорного патрубка у его фланца: $d_{\rm B} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \, c_{\rm R}}} \;, \tag{14.70}$

По тем же данным о подаче Q и напоре H насоса определяют

V где $c_{\rm H}$ — скорость жидкости при выходе из нагнетательного патрубка, причем

$$c_{_{\rm H}} = k_{_{\rm H}} \sqrt{2gH} \;, \tag{14.71}$$
 а коэффициент $k_{_{\rm H}}$ в зависимости от быстроходности $n_{_{S}}$ прини-

мает следующие значения: n_s 60—80 80—150 150—220

	n_s	6080	80—150	150220
i	$k_{\rm H}$	0,20,18	0,18	0,180,19
			(_ -	·

Иногда необходимо определить абсолютную скорость жидкости при входе в рабочее колесо c_0 . С. С. Руднев [18] рекомендует следующее уравнение:

$$c_0 = 0.06 \sqrt[3]{Qn^2}.$$
 (14.72)
В. И. Киселев [15] рекомендует ту же величину определять за-

висимостью $c_0 = (0.1 \div 0.3) \sqrt{2gH_1}$ (14.73)

Число лопастей рабочего колеса ориентировочно можно определить по формуле

$$z = 6.5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$
.

В зависимости от коэффициента быстроходности n, z принимает следующие значения:

	·			
n_s	50—60	60—180	180350	350580
z	10—12	8	6	5

Ширина лопастей b_1 на входе в рабочее колесо может быть определена из условия $Q = \pi D_1 b_1 c_0$ в виде

$$b_1 = rac{Q}{\pi \, D_1 c_0} \; . \eqno(14.74)$$

Аналогично ширина лопастей b_2 при выходе из рабочего коле-

са может быть определена из условия $Q = \pi D_2 b_2 c_{2r}$ где c_{2r} — радиальная составляющая абсолютной скорости выхо-

да, равная
$$c_{2r}=c_2\sin\alpha_2$$
. Следовательно,
$$b_2=\frac{Q}{\pi\,D_2c_2\sin\alpha_2}\,. \tag{14.75}$$

Диаметр вала насоса определяют из условия прочности на кручение:

 $d_{\text{BAJA}} = \sqrt[3]{\frac{5.71620.9,81.10^4}{0.736} \cdot \frac{N}{R_{\pi} n}},$ (14.76)

где N — мощность, потребляемая насосом, кBт; R 2 — допускаемое напряжение на кручение; в зависимости от ка-

чества принимаемой стали $R_* \approx 12-40 \ \mathrm{MHa}$. Длинные валы проверяют, кроме того, на прочность при кри-

тической частоте вращения. Это относится, главным образом, к валам многоступенчатых насосов. Қак было указано, напор, создаваемый рабочим колесом центробежного насоса, ограничивается условиями сопротивления

(14.74)

материала, из которого изготовлено рабочее колесо. Для дисков с отверстиями в центре максимальная окружная скорость, которая может быть допущена при данном материале колеса, определяется как

$$u_2 = \sqrt{\frac{R_z}{\rho}},$$

где R_z — допускаемое напряжение на разрыв, Па;

ρ — плотность материала, кг/м³.

Так, для насосов с чугунными рабочими колесами окружная скорость на выходе из рабочих колес не должна превышать значения $u_2 = 35 - 40$ м/с. Для рабочих колес из конструкционной углеродистой стали $u_2 = 50 - 60$ м/с, а для рабочих колес, изготовленных из бронзы, $u_2 = 70 - 80$ м/с.

Приведем некоторые примеры использования в практике рассмотренных приближенных методов определения основных параметров и размеров центробежных насосов.

Для сравнения реальности величин, получаемых при помощи приближенных расчетов, ориентируемся на существующий центробежный насос 8С-6, выпускаемый кировоградским заводом «Сахгидромаш».

Это горизонтальный, одноступенчатый, консольного типа насос с закрытым рабочим колесом одностороннего входа. Насос предназначен для подачи сока на выпарку в технологических схемах свеклосахарных заводов. Насос может применяться и для подачи других чистых и слегка загрязненных жидкостей.

Техническая характеристика насоса следующая: подача Q = 180-200 м³/ч; напор H = 62-61 м; мощность рекомендуемого

электродвигателя N = 55 кВт; КПД $\eta = 61 - 64\%$.

Частота вращения рабочего колеса $n=1450~{\rm Muh}^{-1}$; диаметр рабочего колеса на выходе $D_2=450~{\rm Mm}$; ширина лопасти рабочего колеса на входе $b_1=35~{\rm Mm}$; ширина лопасти рабочего колеса на выходе $b_2=18~{\rm mm}$; диаметр всасывающего патрубка $d_{\rm B}=200~{\rm mm}$; диаметр нагнетательного патрубка $d_{\rm H}=125~{\rm Mm}$.

Приведенные технические характеристики насоса сравним с результатами ориентировочного расчета по приведенной методике.

1. Коэффициент быстроходности n_s насоса определяем по формуле

$$n_s = 3,65 \cdot n \sqrt{Q} H^{-3/4} = 3,65 \cdot 1450 \sqrt{\frac{200}{3600}} \cdot 61^{-3/4} = 58.$$

2. Напор, создаваемый насосом, определяем по формуле (14.64), приняв $k_1 = 0,00014$:

$$H = k_1 n^2 D_2^2 = 0,00014 \cdot 1450^2 \cdot 0,45^2 \text{ M} = 59,7 \text{ M}.$$

3. Подачу насоса при известном диаметре нагнетательного патрубка ориентировочно определяем по формуле (14.65). Принимая $k_2 = 24$, находим $Q = k_2 d_{\rm H}^2 = 24 \cdot 1,25^2 \text{ } \pi/c = 0,054 \cdot 3600 \text{ } \text{M}^3/\text{H} = 195 \text{ } \text{M}^3/\text{H}.$

4. Выходной диаметр рабочего колеса D_2 определяем, если известны частота вращения n = 1450 мин $^{-1}$ и напор, создаваемый насосом H = 59.7 м. Окружную скорость на выходе рабочего колеса u_2 определяем из уравнения (14.66), приняв коэффициент

окружной скорости $k_{u2} = 0.99$, соответствующий $n_s = 60$. Тогда $u_3 = k_{u2} \sqrt{2gH} = 0.99 \sqrt{19.62 \cdot 59.7}$ m/c = 34 m/c.

Отсюда наружный диаметр рабочего колеса $D_2 = \frac{60u_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 34}{3,14 \cdot 1450} \text{ m} = 0,448 \text{ m} = 448 \text{ mm}.$

5. Диаметр входного отверстия D_1 рабочего колеса определяем, исходя из наружного диаметра $D_2 = 0.448$ м и быстроходности колеса $n_s = 58$. Находим, что при $n_s = 58$ можно принять $D_2/D_1 = 2,5$. Следова-

тельно,

 $D_1 = \frac{D_2}{2.5} = \frac{0,448}{2.5} \text{ M} = 0,178 \text{ M} = 178 \text{ MM}.$

6. Диаметр всасывающего патрубка у его фланца $d_{\scriptscriptstyle B}$ может быть определен по заданной подаче насоса Q = 0.054 м³/с и напору H = 59.7 м по формуле (14.68)

 $d_{\rm b} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c_{\rm b}}} = \sqrt{\frac{4.0,054}{3,14.4,45}} \text{ m} = 0.125 \text{ mm},$

где $k_{\rm B} = 0.13$ при $n_{\rm S} = 58$, а

 $c_{\rm p} = 0.13 \, \text{V} \, \overline{19.62.59.7} \, \text{ m/c} = 4.45 \, \text{ m/c}.$

7. Диаметр напорного патрубка у его фланца $d_{\scriptscriptstyle
m H}$ определяем с использованием тех же данных о подаче и напоре насоса по формуле (14.70). Для определения $c_{\rm H}$ — скорости жидкости при выходе из напорного патрубка воспользуемся формулой (14.71), где при $n_s = 58$ следует принять $k_{\rm H} = 0.2$. Тогда

 $c_n = 0.2 \sqrt{19.62 \cdot 59.7}$ m/c = 6.84 m/c, а диаметр напорного патрубка

 $d_{\rm H} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.054}{3.14 \cdot 6.84}} \, \text{M} = 0.1 \, \text{M} = 100 \, \text{MM}.$

8. Абсолютную скорость жидкости при входе в рабочее колесо со определяем, приняв ее равной скорости во всасывающем патрубке, т. е. $c_0 = c_B$. Но c_0 можно определить также по формуле (14.72) в зависимости от подачи Q и частоты вращения n:

 $c = 0.06 \sqrt[3]{Qn^2} = 0.06 \sqrt[3]{0.054 \cdot 1450^2} \text{ m/c} = 2.91 \text{ m/c}.$

В. И. Киселев для определения той же величины рекомендует формулу $c_0 = (0.1-0.3)\, \sqrt{2gH_*}$

$$c_0 = (0, 1 - 0, 3) \ V \ ZgII.$$
 Приняв по этой формуле минимальное значение c_0 , получим

9. Число лопастей рабочего колеса ориентировочно определяем по формуле $z=6.5\,\frac{D_2+D_1}{D_2-D_1}\,\sin\,\frac{\beta_1+\beta_2}{2}\,,$

 $c_0 = 0.1 \sqrt{19.62 \cdot 59.7}$ m/c = 3.42 m/c.

$$D_2 = D_1$$
 2 но для этого необходимо знать β_1 и β_2 . Примем эти углы в соот-

ветствии с соображениями, высказанными ранее по поводу типа лопастей рабочего колеса, а именно: $\beta_2=25^\circ, \ \ \text{a} \ \ \text{tg}\ \beta_1=\frac{c_1}{n}\ .$

Примем
$$c_1 = c_0 = 3.42$$
 м/с, а

быть определена из условия

$$u_1 = \frac{n \pi D_1}{60} = \frac{1450 \cdot 3,14 \cdot 0,162}{60} \text{ m/c} = 12,3 \text{ m/c},$$

тогда

$$\lg \beta_1 = \frac{3.42}{12.30} = 0.278.$$
 Поэтому $\beta_1 = 15^\circ$ и, следовательно,

$$z = 6,5 \frac{0.448 + 0.162}{0.448 - 0.162} \sin \frac{15^{\circ} + 25^{\circ}}{2} = 5$$
 лопастей.

Если определить число лопастей по приведенным выше рекомендациям [30] в зависимости от коэффициента быстроходности, то следует принять при $n_s = 58$ десять лопастей. Фактически рабочее колесо насоса 8C-6 имеет шесть лопастей. 10. Ширина лопастей на входе в рабочее колесо b_1 может

$$b_1 = \frac{Q}{\pi D_1 c_0} = \frac{0.054}{3.14 \cdot 0.162 \cdot 3.42} \text{ M} = 0.031 \text{ M} = 31 \text{ MM}.$$

11. Ширина лопастей при выходе из рабочего колеса аналогично определяется из условия

гично определяется из условия
$$b_2 = rac{Q}{\pi D_0 c_0 \sin a_0}$$
 .

В этой формуле неизвестна выходная абсолютная скорость c_2 , которую находим из выходного треугольника скоростей как

$$c_2 = u_2 \frac{\sin \beta_2}{\sin (\alpha_2 + \beta_2)} = 34 \frac{\sin 25^\circ}{\sin (10^\circ + 25^\circ)} = 34 \frac{0.424}{0.574} = 25 \text{ M/c.}$$

Таким образом,

$$b_2 = \frac{0.054}{3.14 \ 0.448 \cdot 25 \cdot 0.174} \ \text{M} = 0.0085 \ \text{M} \approx 9 \ \text{MM}.$$

12. Мощность, потребляемая насосом при КПД, гарантируемом заводом-изготовителем, $\eta = 0.6$

$$N = \frac{QpH}{102\eta} = \frac{0.054 \cdot 1060 \cdot 59.7}{102.0.6} \text{ kBt} = 55.5 \text{ kBt}.$$

13. Диаметр вала определяем по формуле

$$d_{\text{Bana}} = \sqrt[3]{\frac{-5 \cdot 71 \cdot 620 \cdot 9,81 \cdot 10^4}{0,736R_z} \cdot \frac{N}{n}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 71 \cdot 620 \cdot 9,81 \cdot 10^4}{0,736 \cdot 19,6 \cdot 10^6} \cdot \frac{55,5}{1450}} = 4,55 \text{ cm} = 45,5 \text{ mm}.$$

Из полученных результатов видно, что расчеты по приближенным формулам в основном практически применимы.

Исключением следует считать результаты, полученные из расчета диаметра всасывающего патрубка $d_{\rm B}$ по формуле (14.69), а также из расчета ширины лопастей колеса на выходе b_2 по формуле (14.75).

Расчетные размеры $d_{\rm B}=125$ мм и $b_2=9$ мм являются заниженными, вследствие чего скорости жидкости в соответствующих сечениях проточной части насоса оказываются чрезмерно большими.

НЕКОТОРЫЕ ДАННЫЕ ОБ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Отечественные насосные заводы обеспечивают пищевую промышленность насосами различного назначения. Следуя принятой условной классификации насосов, применяемых в пищевой промышленности, укажем, что для перекачки холодной воды применяются насосы типа D.

По ГОСТ 10272—73 насосные заводы СССР выпускают насосы такого типа 32 типоразмеров.

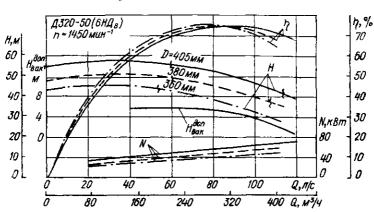
Это горизонтальные одноступенчатые с полуспиральным подводом жидкости к двустороннему рабочему колесу центробежные насосы. Они предназначены для подачи воды и других чистых жидкостей от 200 до 12 500 м³/ч при напоре от 14 до 130 м жидкости с температурой до 85°C.

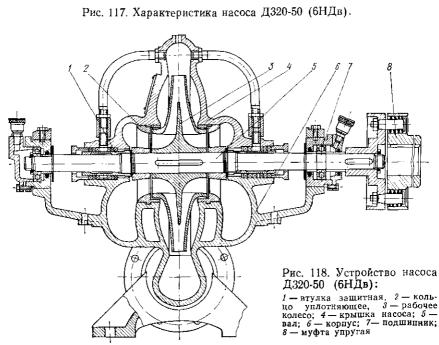
Входной и напорный патрубки этих насосов расположены в нижней части корпуса и направлены горизонтально в противо-положные стороны. Такое расположение патрубков, а также горизонтальный разъем корпуса обеспечивают возможность

контроля и замены рабочих деталей без снятия насоса с фундамента и без демонтажа двигателя и трубопроводов.

На предприятиях пищевой промышленности для водоснабжения чаще всего применяются насосы: Д320—70, Д800—28, Д1250—65, Д1600—90, Д2000—34, а также Д200—95, Д200—36, Д320—50, Д630—90, Д500—36.

На рис. 117 приведена характеристика насоса Д320—50, а на рис. 118 показан насос Д320—50 в исполнении кировоградского завода «Сахгидромаш».





Технические данные насосов типа Д приведены в табл. 21.

С увеличением производительности свеклосахарных заводов возникла необходимость в перекачке большого количества жидких свекловичных соков, насосы типа Д стали широко применяться для подачи диффузионного, фильтрованного сатурационного сока и сока на выпарную станцию, а также подачи подогретой воды на диффузию и некоторые другие станции завода.

Таблица 21 Техническая характеристика насосов типа Д

				· ·			
	Пода	ча, <i>Q</i>	Do succe	Частота	Мощиость	Допусти- мый кави-	кпд
Типоразмер	м*/ч	Лолный напор, л/с <i>H</i> , м		вращения п, мин ^{—1}	электро- двигателя N, кВт	тационный запас Δh _{эап} , м	
Д200—95 (4НДв) Д320—70 (6НДс)	200 320	55 89	95 70	2950 2950	80 85	8,5 8,5	70 78
Д20036 (5НДв)	200	55	36	1450	35	3,0	72
Д320—50 (6НДв) Д500—65 (10Д—6)	320 500	89 139	50 65	1450 1450	60 130	4,5 4,0	76 76
Д630—90 (8НДв) Д1250—65 (12НДе)	630 1250	175 347	90 65	1450 1450	230 260	6,5 7,0	80 86
Д1600-90 (14НДс)	1600	444	90	1450	500	8,0	87
Д500—36 (8НДс) Д800—28 (12НДс)	500 800	139	36 28	980 980	100 100	5,0 4,5	80 86
Д1000—40 (14НДс) Д2500—62 (18НДс)	1000 2500	278 694	40 62	980 980	15 0 500	4,0 6,5	87 87
Д1250—14(16НДн)	1250	347	14	730	100	3,5	80
Д 2000—34 (18НДс) Д6300—80 (24НДс)	2000 6 3 00	556 1750	34 80	730 730	250 1750	5,5 8,0	87 88
Д5000—50 (24НДс)	5000	1390	50	585	900	5,5	87

Примечания: 1. В скобках (для справок) приведены обозначения насосов, действовавщих до введения ГОСТ 10272—73.
2 КПД указан для подачи Q, находящейся в зоне 0,8 до 1,2

На свеклосахарных заводах для подачи сока на выпарку и перекачивания других чистых и слегка загрязненных жидкостей применяют насос 8С-6, описанный в предыдущем параграфе. На рис. 119 приводится его характеристика, а на рис. 120 показано устройство насоса.

Для подачи различных вод (чистой, жомопрессовой, промойной) в меньших количествах, примерно до 100 м³/ч, на пищевых предприятиях применяют насосы типа К. Это горизонтальные, одноступенчатые, центробежные, консольного типа насосы с закрытым рабочим колесом одностороннего входа (рис. 121). Они предназначены для подачи воды и других неагрессивных жидкостей при температуре до 105°C.

Насосные заводы СССР выпускают насосы типа К многих типоразмеров для подачи от 8,6 до 290 м³/ч при напоре жидкости от 17 до 87 м (табл. 22).

Насосы типа К выпускают также и во фланцевом соединении с электродвигателем, в этом случае их называют моноблокнасосами типа КМ.

При перекачке пищевых суспензий, сиропов, клерсов и других жидкостей, способных к отложению твердых частиц в межлопастных пространствах рабочего колеса, применяют насосы типа

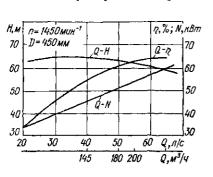


Рис. 119. Характеристики насоса 8C-6.

СОТ (соковые открытого типа). Эти насосы выпускаются Пивненковским, Кировоградским и другими заводами пищевого машиностроения.

У рабочих колес насосов типа СОТ (рис. 122) отсутствует передний диск и они легко очищаются от накипи. Уплотнение торцовых поверхностей лопастей рабочих колес осуществляется точной подгонкой передней крышки насоса с зазором около 0,3 мм. Насосы типа СОТ выпускают следующих марок: СОТ-30, СОТ-60, СОТ-100 и СОТ-150* (табл. 23).

Сотрудниками КТИПП были испытаны эти насосы при пониженной частоте вращения рабочих колес [39]. Результаты испытаний показали, что насос СОТ-100 при $n\!=\!990$ мин $^{-1}$ с достаточной для этого насоса экономичностью ($\eta\!=\!0,6$) работает с

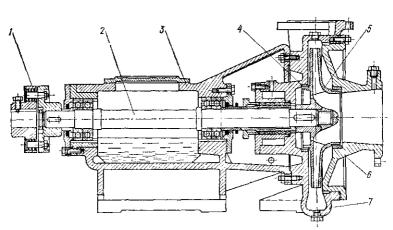


Рис. 120. Устройство насоса 8С-6:

1 — муфта упругая; 2 — вал; 3 — стойка; 4 — кольцо уплотнительное; 5 — рабочее колесо; 6 — крышка насоса; 7 — корпус.

^{*} Числа обозначают соответственно среднюю подачу насосов, м³/ч, при номинальной частоте вращения n.

подачей $Q=100~{\rm m}^3/{\rm q}$, создавая напор $H=20~{\rm m}$. Потребляемая при этом мощность не превышает $N=9,1~{\rm kBT}$ (рис. 123). Насос COT-60 при $n=985~{\rm muh}^{-1}$ работает с подачей $Q=75~{\rm m}^3/{\rm q}$ и напоре $H=18~{\rm m}$. При этом расходуется мощность $N=7~{\rm kBT}$. КПД насоса в этом режиме работы составляет $\eta\approx 0,5$. Данные, полученные при испытании насоса COT-30 при $n=980~{\rm muh}^{-1}$, показали, что использование его в производственных условиях нецелесообразно.

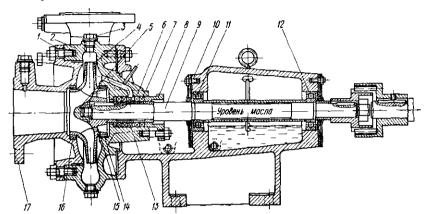


Рис. 121. Устройство насоса 4K-8 с разгруженным колесом и двусторонним уплотнением:

І — крыщка корпуса; 2 — корпус насоса; 3 — пробка заливного отверстия; 4 — рабочее колесо; 5 — гайка крепления рабочего колеса; 6 — корпус сальника; 7 — набивка; 8 — крышка сальника; 9 — вал насоса; 10 — опорная стойка; 11 и 12 — подшинники; 13 — кольцо гидравлического уплотнения; 14 — кольцо уплотненное; 15 — разгрузочное отверстие; 16 — кольцо уплотнительное; 17 — патрубок входной.

Таблица 22

Техническая характеристика насосов типа К при средней подаче

	Подача Q		напор	враще. _{ин} —1		ость N , Вт	ca T,	я ва- ческая сыва-
Типоразмер	M®/d	n/c	Полный на И, м	Частота вре ния п, мин	на валу насоса	элек- тродви- гателя	КПД насоса	Допустимая куумметриче высота всась ния Ндоп
1,5K 8/19 (1,5K—6) 2K 20/30 (2K—6) 2K 20/18 (2K—9) 3K 45/55 (3K—6) 3K 45/30 (3K—9) 4K 90/85 (4K—6) 4K 90/55 (4K—8) 6K 160/20 (6K—12) 8K 290/17 (8K—18)	8,6 19,8 20 45 45 90 90 160 290	2,4 5,5 5,5 12,5 12,5 25 25 44,5 80,6	18,5 31,0 18,0 54 31 87 54,9 20,1 17,5	2900 2900 2900 2900 2900 2900 2900 1450 1450	0,9 2,8 1,5 10,1 5,5 33 19,5 10,8 17,0	1,7 4,5 2,8 14,0 7,0 55 28 14 20	53,0 62 65 63,0 69 65 73 81 83,0	6,0 6,0 6,0 6,0 6,0 5,0 6,0 6,0

Примечание. В скобках (для справок) указаны прежние наименования марок насосов.

Для перекачки фекальных и других волокнистых и загрязненных жидкостей предназначены насосы типа Φ . Это одноступенчатые консольного типа насосы с рабочим колесом одностороннего входа. Подача изменяется от $Q=16~{\rm m}^3/{\rm q}$ до $Q=1030~{\rm m}^3/{\rm q}$ при напоре от 8 до 65 м, температура жидкости до $100^{\circ}{\rm C}$.

Рыбницкий насосный завод выпускает фекальные горизон-

тальные насосы нескольких типоразмеров (табл. 24).

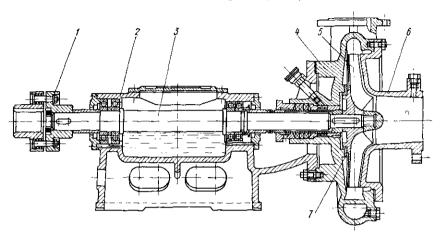


Рис. 122. Устройство насоса СОТ-150:

I — муфта упругая; 2 — стойка насоса; 3 — вал насоса; 4 — корпус; 5 — рабочее колесо; 6 — крышка корпуса; 7 — кольцо уплотняющее

Таблица 23

Техническая характеристика насосов типа СОТ при $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$

Типоразмер	Перекачивае-		Полный напор	дуемая	Внутренний диаметр патруб- ков, мм		
	мая жидкость	Подача <i>Q</i> , м ³ /ч	<i>Н.</i> м	мощность двигате- ля N , кВт	ного вход-	напор- ного	
COT—30 COT—60 COT—100 COT—150	Загрязненные жидкости, соки, сиропы и др.	30—40—50 60—130—200 100—170—240 150—200—250	25—21—16 46—40—28,5 50—44—33 50—47—42	10—14 20—40 28—35 40—60	80 125 125 125 150	80 100 100 125	

Большое распространение на предприятиях пищевой промышленности получили горизонтальные насосы $\Phi\Gamma450/22,5$ (рис. 124, a) и $\Phi\Gamma800/33$ (рис. 124, δ).

Для перекачки жомо-водяной смеси, фекальных и других загрязненных жидкостей применяется также насос 9ЖФ-9 (рис. 125), изготовляемый кировоградским заводом «Сахгидромаш» взамен насоса НЖФ-150. Завод гарантирует следующие

технические характеристики работы насоса на воде (рис. 126); подача Q=200-350 м³/ч, напор H=55-45 м; рекомендуемая мощность электродвигателя N=75 кВт; КПД насоса $\eta=0.64$, при n=1450 мин $^{-1}$.

Это горизонтальный, одноступенчатый, консольный насос. Разъем в горизонтальной плоскости. Рабочее колесо закрытое,

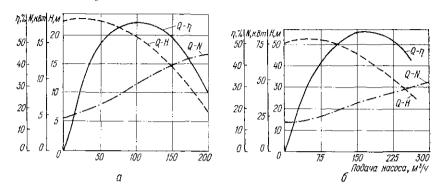


Рис. 123. Характеристики насоса СОТ-100 при частоте вращения: a - n = 990 мин $^{-1}$; 6 - n = 1450 мин $^{-1}$.

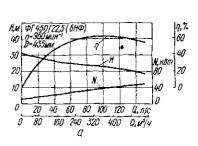
двулопастное с односторонним входом, диаметр D_2 =435 мм. Диаметр всасывающего патрубка $d_{\rm sc}$ =225 мм, а нагнетательного $d_{\rm H}$ =150 мм. Насос изготовляется с переходными нагнетательными патрубками диаметром 150 мм на 200 и 250 мм.

Таблица 24

Техническая характеристика некоторых насосов типа Ф

	Оптим		Рабоча	и зона	л эиче- а вса-	враще- ин—1	элек- ля N.	, a	рабоче- Д ₂ , жм
Типоразмер	Подача Q, м ³ /ч			Допустия Ваступента Ваступент В Н Сова Высот Мин Н Мин Мин Н Мин Мин Н Мин		Мощность электродвигателя И, кВт	КПД насоса η. %	Диаметр р го колеса	
ΦΓ 16/27 ΦΓ 29/40 ΦΓ 14,5/10 ΦΓ 51/58 ΦΓ 25,5/14,5 ΦΓ 115/38 ΦΓ 57,5/9,5 ΦΓ 81/31 ΦΓ 81/18 ΦΓ 144/46 ΦΓ 216/24 ΦΓ 144/10,5 ΦΓ 450/22,5 ΦΓ 800/33	16 29 14,5 51 25,5 115 57,5 81 81 144 216 144 450 800	27 40 10 58 14,5 38 9,5 31 18 46 24 10,5 22,5 33	9-21 16,2-38 8,1-19 28-70 14-35 43-115 30,6-86,5 44-110 43-112 79,2-162 117-332 75,6-220 238-682 420-1030	30-24 44-35,6 11-8,9 65-54 16,2-13,5 48-38 12,5-7,8 34-28 22-16 50-44 31-19 12,7-8,0 28,5-18 42-29	1,0 8,8 6,7 8,4 5,8 7,7	2900 2900 1450 2900 1450 2900 1450 1450 1450 1450 960 960	4,0 10 1,1 22 3,0 30 4,0 17 10 40 40 10 75 160	58 60 58 61	155 185 185 220 220 192 192 314 245 385 300 435 530
									040

Для откачки конденсатов тепловой аппаратуры в сборники котельных или ТЭЦ пищевых предприятий применяются, главным образом, насосы типа К и Кс. Описанные ранее насосы типа К применяются для откачки конденсатов более низкого потенциала с температурой до 105°С. Для откачки конденсатов более высокого потенциала, например, конденсата отработанного пара турбины или конденсата первых корпусов выпарных станций,



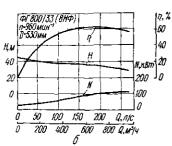


Рис. 124. Характеристики фекальных насосов ФГ 450/22.5 (6НФ) (a) и ФГ 800/33 (8НФ) (б).

применяются насосы типа Кс. Они предназначены для подачи конденсата от 5 до $125~{\rm m}^3/{\rm q}$ при напоре от 20 до $155~{\rm m}$, с температурой до $160^{\circ}{\rm C}$ (табл. 25).

Насосы типа Кс — это специальные конденсатные двух- и четырехступенчатые центробежные насосы с горизонтальным

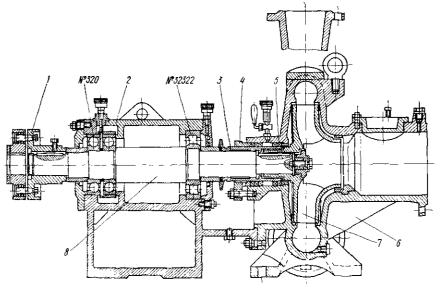


Рис. 125. Устройство жомофекального насоса $9Ж\Phi$ -9 1— муфта упругая; 2— стойка опорная; 3— втулка защитная; 4— крышка сальника; 5— корпус сальника; 6— корпус насоса; 7— рабочее колесо; 8— вал насоса.

разъемом корпуса с рабочими колесами одностороннего входа. Ступени насоса соединены последовательно с помощью внешней переводной трубы или внутренним переводным каналом. Подвод пространством источника конденсата соединен с воздушным трубкой поступления конденсата (оттяжкой). специальной В этих насосах осевая сила уравновещивается симметричным расположением входных отверстий рабочих колес.

пишевой промышленности применяются также центробежные насосы специального назна-

Так, для перемещения молока и молочных продуктов по трубам между станциями молочных заводов, а также для создания напора в некоторых аппаратах широко применяют центробежные насосы. По принципу действия насосы не отличаются обычных центробежных насосов. однако. они имеют некоторые конструктивные особенности, обусловленные технологическими

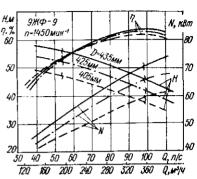


Рис. 126. Характеристики насоса 9ЖФ-9 при работе на воде.

требованиями. Центробежными насосами перекачивают цельное и обезжиренное молоко, пахту, сыворотку. Их используют также для перекачки вязких продуктов молочного производства, на качество

Техническая характеристика конденсатных насосов

Таблица 25

Типоразмер	Подача Q, м³/ч	Напор Н, м	Частота враще- иня <i>п</i> , мин — 1	Допустимый кавитационный запас, м ст жидкости	Рабочее давле- ине на входе, МПа, не более	КПД ୩. %	Мощность по- требляемая насосом, N, кВт	Температура пе- рекачиваемой жидкости, ° С, не более
Kc 5/30 Kc 5/45 Kc 8/20 Kc 8/60 Kc 20/30 Kc 20/110 Kc 50/40 Kc 50/110 Kc 80/55 Kc 80/155 Kc 125/140	5 8 8 20 20 50 50 80 80 125	30 45 20 60 30 110 40 110 55 155	3000 3000 3000 3000 3000 3000 1500 1500	1,6 1,6 1,6 1,6 1,6 1,6 1,6 1,6	0,4 0,4 0,4 0,4 0,4 1,0 1,0 1,0	48 48 52 52 58 58 63 63 65 65 62	0,9 1,3 0,9 2,5 2,8 10,3 8,7 23,8 18,5 52	125 125 125 125 125 125 125 125 126 160 160

Примечание. Допустимый кавитационный запас для насосов всех типоразмеров составляет 1,6 м. ст. жидкости.

которых не влияет интенсивное перемешивание. Конструкция насосов должна удовлетворять общим требованиям, предъявляемым к молочному оборудованию, поэтому крышки насосов со стороны всасывания выполняются на шарнирах, легко открывающихся после отключения трубопровода.

Применяются центробежные насосы с радиальными (рис. 127, а) лопастями и лопастями, отогнутыми назад (рис. 127, б). Кро-

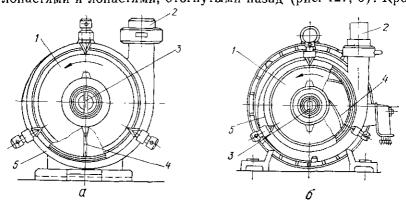


Рис. 127. Центробежные насосы для перекачки жидких молочных продуктов с радиальными лопастями (a) и лопастями, отогнутыми назад (b):

1 — крышка; 2 — нагнетательный патрубок; 3 — всасывающий патрубок; 4 — рабочее колесо; 5 — корпус.

ме того, применяют дисковые насосы (рис. 128), рабочие колеса которых представляют собой сплошные круглые диски из нержавеющей стали. В центральной части диска со стороны всасывания делается выточка для входа молока. В диске просверливается 4—6 прямых каналов круглого сечения, которые направлены по касательной к окружности цилиндрической выточки на входе. Эти каналы выходят к периферии диска для выброса молока в спиральную камеру насоса.

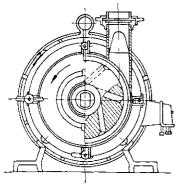


Рис. 128. Центробежный насос с дисковым рабочим колесом.

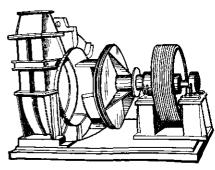


Рис. 129. Свеклонасос с отодвинутой задней стенкой и рабочим колесом.

Одноступенчатые центробежные насосы, применяемые в молочной промышленности, создают напор до 30 м. В отдельных случаях применяются двуступенчатые насосы, лопастные или дисковые для соответствующего увеличения напора.

К центробежным насосам специального назначения можно отнести также свеклонасосы, устанавливаемые на сахарных заводах для подъема свекло-водяной смеси из гидравлических транспортеров в завод (рис. 129). Особенностью конструкции свеклонасосов является необходимость в обеспечении значительных проходных сечений проточной части насоса, в том числе каналов рабочего колеса. Это требование связано с размерами корней свеклы (350—400 мм), которые должны транспортироваться без повреждений. Естественным результатом больших проходных сечений проточной части свеклонасосов является большая их подача.

Многочисленными наблюдениями установлено, что при слишком большой подаче насоса по сравнению с количеством поступающей свекло-водяной смеси происходит выхватывание отдельных порций ее из прилегающего к насосу участка гидротранспортера, а затем насос работает вхолостую. При этом, если рециркуляция воды не осуществляется или осуществляется в недостаточном количестве, насос продолжает работать, будучи заполненным свеклой, которая частично задерживается в нем. Вследствие этого происходит значительное повреждение свеклы. Систематическое повторение такого процесса ведет к большим потерям свекломассы и сахара.

Указанные выше отрицательные явления усугубляются на заводах с относительно меньшей производительностью и с увеличением высоты подъема, на которую необходимо подавать свеклу, так как с увеличением частоты вращения, необходимой для увеличения высоты подъема, увеличивается не только напор, но и подача насоса. Кроме того, лопасти насоса с увеличением скорости вращения непосредственно своими ударами разрушают значительное количество корней. Тем не менее, свеклоподъем на сахарных заводах осуществляется в большинстве случаев при помощи свеклонасосов.

Типовыми свеклонасосами являются унифицированные свеклонасосы (УС). Это одноступенчатые, одностороннего входа центробежные насосы сварной конструкции (рис. 130, а). Рабочее колесо такого свеклонасоса (рис. 130, б) представляет собой два стальных диска, к которым с внутренней стороны приварены две пустотелые лопасти определенной конфигурации. В центральной части переднего диска имеется отверстие диаметром 500 мм для входа свекло-водяной смеси из гидротранспортера. В центральную часть заднего диска вмонтирована ступица для крепления рабочего колеса на консоли вала при помощи шпонки и гайки.

Рассматриваемый насос является насосом консольного типа. Его рабочий вал опирается на два радиально-упорных подшипника качения. Привод от электродвигателя осуществляется через клиноременную передачу.

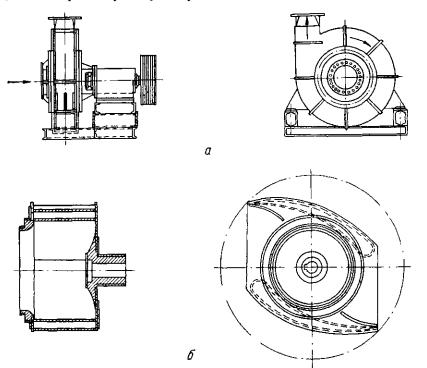


Рис. 130. Общий вид (а) и рабочее колесо (б) свеклонасоса.

На рис. 131 приведена характеристика свеклонасоса, эксплуатирующегося на сахарных заводах. Основные технические данные свеклонасосов приведены в табл. 26.

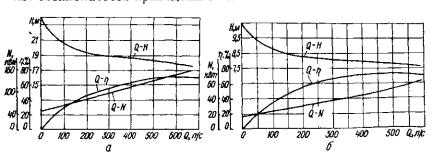


Рис. 131. Характеристика свеклонасоса при n=300 мин $^{-1}$ (a) и n=200 мин $^{-1}$ (б).

Техническая характеристика свеклонасосов

	Типоразмер			
Основные параметры насосов	УС-1	УС- 2	УС-3	
Производительность по свекле, т свеклы в сутки Напор, м Частота вращения ротора, мин—1 Мощность электродвигателя, кВт	1500 20 370 90	3000 25 440 160	5000 30 498 320	

Примечание. Днаметр всасывающ**его** патрубка насосов 468 мм, диаметр выходного патрубка 398 мм.

Глава пятнадцатая

ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ



ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И К**ЛАССИФИКАЦИЯ** ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Работа поршневых насосов основана на принципе вытеснения. Основными рабочими органами поршневого насоса являются: цилиндр и поршень. Поршень перемещается в цилиндре в возвратно-поступательном движении (рис. 132, а).

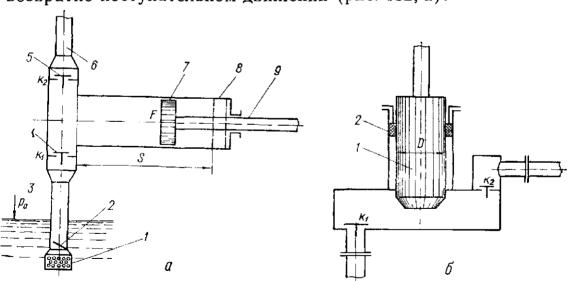


Рис. 132. Схемы насоса с дисковым поршнем (а) и плунжерного насоса (б).

В цилиндре 8 перемещается поршень 7, жестко соединенный со штоком 9, являющимся исполнительной частью приводного кривошипно-шатунного механизма. При ходе поршня «вправо» полезный объем цилиндра, т. е. объем, заполняющийся жид-

костью, увеличивается, вследствие чего давление в нем уменьшается. Всасывающий клапан 4 при этом поднимается, жидкость под действием внешнего давления p_a на ее поверхности, чаще всего под атмосферным давлением, входит в цилиндр через сосун 1, открытый обратный клапан 2 и всасывающую трубу 3.

При ходе поршня «влево» жидкость, ранее вошедшая в цилиндр, выталкивается движущимся поршнем. Давление в цилиндре насоса при этом повышается, всасывающий клапан 4 закрывается, а нагнетательный 5 поднимается и жидкость из цилиндра поступает в нагнетательный трубопровод 6. Подача жидкости в нагнетательный трубопровод происходит вследствие вытеснения из цилиндра движущимся поршнем предварительно засосанной жидкости.

Классификация поршневых насосов (схема 3) производится в зависимости от их конструктивных особенностей и технологического назначения.

Схема 3

Классификация поршневых насосов



В первую очередь поршневые насосы классифицируются по кратности действия, под которой понимают число порций жидкости, подаваемых насосом в нагнетательный трубопровод за один оборот кривошипного вала.

В пищевой промышленности применяют насосы одинарного, двойного, тройного и четверного действия. Кратность действия

более четырех в практике не применяется вследствие сложности конструкции.

По расположению цилиндров поршневые насосы чаще всего бывают горизонтальные и вертикальные. По конструкции рабочего органа, вытесняющего жидкость из цилиндра, поршневые насосы бывают с дисковым поршнем и плунжерные.

Поршень насоса имеет вид диска, уплотнение которого в цилиндре осуществляется с помощью специальных пружинящих разрезанных металлических, чаще всего чугунных, колец (рис. 133, а). Тщательное уплотнение дискового поршня в цилиндре может быть осуществлено также с помощью резиновых или кожаных манжет (рис. 133, б). Для вытеснения жидко ти из цилиндров поршневых насосов применяются также плунжеры (рис. 133, в).

Насосы с дисковыми поршнями применяются при перекачке маловязких незагрязненных жидкостей. Для перекачки вязких, а также загрязненных жидкостей и суспензий применяются исключительно плунжерные насосы (см. рис. 132, б).

Всасывание жидкости в цилиндр насоса происходит при движении плунжера вверх. При этом всасывающий клапан k_1 поднимается и жидкость под действием внешнего давления входит в цилиндр насоса. При возвратном движении плунжера вниз клапан k_1 прижимается к своему гнезду, закрывая его, а нагнетательный клапан k_2 открывается, пропуская вытесняемую из цилиндра жидкость в нагнетательный трубопровод.

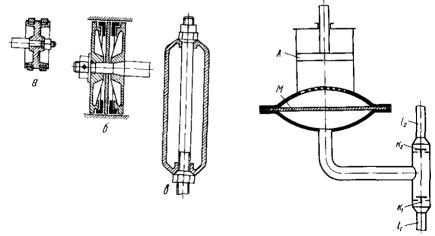


Рис. 133. Устройство поршней.

Рис. 134. Схема мембранного насоса.

Плунжер 1 насоса в работе соприкасается только с элементами сальника 2, уплотняющими плунжер в цилиндре. При этом тщательность уплотнения достигается сжимаемой сальниковым стаканом сальной набивкой, уменьшающей трение и износ со-

прикасающихся поверхностей. Вследствие этого цилиндр плунжерного насоса не изнашивается, а служит только емкостью, заполняемой и опорожняемой в зависимости от направления движения плунжера.

В некоторых отраслях пищевой промышленности, например, бродильной, особое значение имеет плавное регулирование подачи насосов. Наиболее удачно такое регулирование производится, если привод насоса осуществляется непосредственно от паровой машины. Поэтому здесь применяются насосы, поршни которых находятся на одних штоках с паровыми машинами. Такие насосы называются насосами прямого действия.

В пищевой промышленности применяются также мембранные насосы для перекачки агрессивных жидкостей, например, кислот и во всех других случаях, когда перекачиваемая жидкость не должна непосредственно соприкасаться с цилиндром и перемещающимся в нем поршнем или плунжером насоса.

В мембранном насосе (рис. 134) цилиндр отделен от клапанной коробки упругой перегородкой — мембраной М. Мембраны изготовляются из специальной резины или стали. Цилиндр насоса между поршнем и мембраной заполняется неагрессивной жидкостью, чаще всего минеральным маслом. Внутренние поверхности клапанной коробки, трубопроводов и поверхности клапанов должны иметь защитное покрытие или изготовляться из материалов, не разрушающихся под действием перекачиваемой жидкости.

При ходе поршня вверх объем полости цилиндра, примыкающей к мембране, увеличивается, давление над мембраной снижается и она прогибается вверх. Вследствие этого увеличивается пространство, занимаемое жидкостью между мембраной и клапанной коробкой, где давление снижается. При этом всасывающий клапан k_1 поднимается и жидкость под влиянием внешнего давления входит в пространство под диафрагмой.

При движении поршня вниз жидкость под поршнем нажимает на диафрагму и последняя выгибается вниз. Диафрагма, в свою очередь, вытесняет жидкость из клапанной коробки. При этом всасывающий клапан k_1 закрывается, а нагнетательный клапан k_2 поднимается и пропускает жидкость в нагнетательный трубопровод. В последующих движениях поршня описанный цикл работы насоса повторяется.

ПОДАЧА ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Подачей насоса называется объемное количество жидкости, подаваемое насосом в нагнетательный трубопровод в единицу времени. Это определение относится ко всем насосам независимо от их типов и конструкций.

Действительная подача Q горизонтального поршневого насо-

са одинарного действия с дисковым поршнем определяется зависимостью

$$Q = \frac{Fsn}{60} \eta_0, \tag{15.1}$$

где Q — действительная подача, M^3/c ;

 \tilde{F} — площадь сечения поршня (или цилиндра), м²;

s — полезный ход поршия, м;

n — частота вращения кривошипного вала, мин $^{-1}$;

 η_0 — объемный КПД насоса.

Подача плунжерного насоса одинарного действия (см. рис. 132, δ) определяется по этой же формуле, где принимается, что F — площадь поперечного сечения плунжера, а s — его полезный ход.

Подачу насоса двойного действия (рис. 135) можно определить из следующих соображений.

Как видно из схемы, при движении поршня влево он вытесняет жидкость из левой полости цилиндра, при этом левый нагнетательный клапан k_2 поднимается и пропускает жидкость в нагнетательный трубопровод, а левый всасывающий клапан k_1 прижимается к своему седлу. Количество жидкости, которое должно попасть в нагнетательный трубопровод при ходе поршня влево, определяется произведением Fs.

При ходе поршня вправо из правой части цилиндра вытесняется количество жидкости (с учетом объема, занимаемого штоком) (F-f)s, где f — площадь поперечного сечения штока.

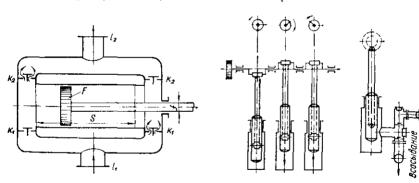


Рис. 135. Схема поршневого насоса двойного действия с дисковым поршнем

Рис 136 Схема **плу**нжерного насоса **тр**ойного действия.

Следовательно, за полный оборот кривошипного вала, т. е. за один ход поршня влево (а затем вправо) теоретически насос подает количество жидкости, равное

$$Fs + (F - f)s = (2F - f)s$$
.

Так как частота вращения приводного кривошипного вала равна n, мин $^{-1}$, то в одну секунду подача жидкости составит

$$Q_0 = \frac{(2F - f)}{60} sn.$$

С учетом объемных потерь действительное количество жидкости, подаваемое насосом в нагнетательный трубопровод в единицу времени, составит

$$Q = Q_0 \, \eta_0 = \frac{(2F - f)}{60} \, sn\eta_0. \tag{15.2}$$

Подача насоса тройного действия определится следующим образом. Насос тройного действия (рис. 136) представляет собой строенный насос одинарного действия, причем, кривошипы каждого из трех цилиндров заклиниваются под углом 120° друг к другу. Такое расположение кривошипов обеспечивает непрерывную подачу жидкости в нагнетательный трубопровод, так как в любой момент времени в одном из цилиндров насоса происходит всасывание жидкости, а в другом нагнетание.

Очевидно, подача насоса тройного действия в три раза больше насоса одинарного действия независимо от того, плунжерный насос или с дисковым поршнем:

$$Q = \frac{3Fsn}{60} \eta_0. \tag{15.3}$$

Подача насоса четверного действия определяется как удвоенная величина подачи насоса двойного действия:

$$Q = \frac{2(2F - f)}{60} \operatorname{sn} \eta_0 = \frac{(2F - f)}{30} \operatorname{sn} \eta_0.$$
 (15.4)

Конструктивно насос четверного действия представляет собой сдвоенный насос двойного действия. Оба цилиндра сдвоенного насоса устанавливаются на одной фундаментной плите. Они имеют общие всасывающий и нагнетательный трубопроводы и единый привод. Кривошипы привода заклинены под углом 90° друг к другу.

В пищевой промышленности такие насосы называются групповыми и выполняются в виде плунжерных (рис. 137). Объемный КПД таких насосов выше, чем насосов с дисковыми поршнями.

Как известно, насосы двойного действия подают жидкость в нагнетательный трубопровод более равномерно, чем насос одинарного действия. Но конструктивно насос двойного действия более сложен по сравнению с насосом одинарного действия, так как насос двойного действия имеет четыре клапана.

Для получения равномерности подачи жидкости, соответствующей насосу двойного действия, можно применить дифференциальный насос, имеющий только два клапана (рис. 138).

В этом случае при движении плунжера вправо левая полость

цилиндра заполняется жидкостью в соответствии с объемом, освобождаемым плунжером и равным Fs. В то же время из правой полости цилиндра вытесняется объем жидкости (F-f)s, так как перемещающийся вправо шток с площадью сечения f заменяется плунжером, площадь сечения которого F. Вытесняющаяся из правой полости H цилиндра жидкость направляется в нагнетательный трубопровод II через вспомогательную трубу I.

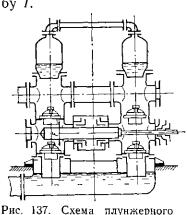


Рис. 137. Схема плунжерного насоса двойного действия.

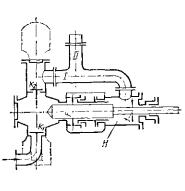


Рис. 138. Схема плунжерного дифференциального насоса.

При последующем движении плунжера влево последний вытесняет через нагнетательный клапан k_2 жидкость в объеме Fs в нагнетательный трубопровод II через вспомогательную трубу I. В это же время в правой части H цилиндра плунжер заменяется штоком и потому часть жидкости в объеме (F-f)s из вспомогательной трубы I войдет в правую часть цилиндра насоса. Вследствие этого в нагнетательный трубопровод II при ходе плунжера влево фактически попадает количество жидкости, равное Fs-(F-f)s.

Таким образом, за полный оборот кривошипного вала, т. е. в течение цикла перемещения плунжера насоса вправо и влево в нагнетательный трубопровод подается следующее количество жидкости:

$$(F-f)s+Fs-(F-f)s=Fs.$$

Оно равно соответствующей подаче насоса одинарного действия. Преимущество дифференциального насоса состоит в том, что подача осуществляется более равномерно — двумя порциями. Естественно, что наиболее равномерной была бы подача, если бы обе подаваемые порции были одинаковыми. Отсюда возникает необходимость соблюдения следующего условия:

$$(F-f)s = Fs - (F-f)s,$$

при котором обеспечивается равенство объемов, подаваемых насосом при ходе плунжера вправо и влево.

Следовательно, наиболее равномерной подача дифференциального насоса будет при условии Fs=2fs или F=2f.

Поэтому необходимо, чтобы
$$\frac{\pi D^2}{4} = \frac{2\pi d^2}{4}$$

или

$$d = \frac{D}{\sqrt{2}} = 0.71D,$$

где D — диаметр плунжера;

d — диаметр штока.

Из приведенного описания работы дифференциального насоса видно, что на всасывании он работает как насос одинарного действия, а на нагнетании — как насос двойного действия.

На основании формул (15.1) — (15.4) получим выражение по-

дачи порщневых насосов вида

$$Q = \frac{Fsn}{60} i \, \psi \eta_0, \tag{15.5}$$

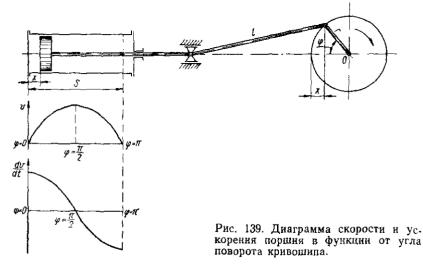
где i — кратность действия насоса;

ф - коэффициент, учитывающий площадь штока.

Для насоса нечетной кратности
$$\psi = 1$$
, четной — $\psi = \frac{2F - 2F}{2F}$

ЗАКОН ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ НАСОСА С КРИВОШИПНЫМ ПРИВОДОМ

Поршень насоса, жестко посаженный на шток, приводится в поступательное движение с помощью кривошипно-шатунного механизма (рис. 139). Кривощип радиуса r вращается приводным



валом вокруг оси О. При этом движение порщня является неравномерным. Из теории механизмов известно, что при шатуне бесконечно большой длины $(l=\infty)$ путь x, пройденный поршнем за время t, равен проекции дуги, описанной за то же время радиусом кривошипа, на горизонтальную ось. Практически шатун можно считать бесконечно большим при l/r > 5.

Если x путь, пройденный поршнем за время t, то скорость движения поршня определится величиной $v=\frac{dx}{dt}$. Проекция дуги, описанная радиусом кривощипа при его повороте на угол ϕ , равна пути x, проиденному поршнем от его левого крайнего положения за время t.

Так как $x=r-r\cos\varphi$, то

$$v = \frac{dx}{dt} = r \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} .$$

Учитывая, что $\frac{d\,\varphi}{dt}=\omega$ — угловая скорость кривошила, находим $v = \omega r \sin \varphi$.

Отсюда видно, что скорость движения поршня зависит от угла ф поворота кривошипа, который непрерывно меняется, а

поэтому и скорость движения поршня переменна во времени.

При работе поршневого насоса жидкость входит в цилиндр и, подвергаясь воздействию поршня, следует за ним и копирует его движение. Поэтому скорость перекачиваемой жидкости такявляется переменной v = f(t) и, следовательно, перекачка жидкости поршневым насосом происходит в условиях неустановившегося движения. Изменение скорости поршня при его перемещении в цилиндре

насоса происходит по синусоидальному закону; причем максимальная скорость v_{max} поршня будет в середине его хода при $\varphi = \frac{\pi}{2}$, а в крайних положениях поршня скорость $v_{\min} = 0$.

Ускорение поршня определится как производная скорости

по времени

$$\frac{dv}{dt} = \omega \, r \cos \varphi \, \frac{d \, \varphi}{dt} = \omega^2 \, r \cos \varphi. \tag{15.7}$$

Следовательно, изменение ускорения поршня при его движении в цилиндре графически может быть представлено в виде косинусоиды. В последующем необходимо будет выражать скорость v и ускорение $\frac{dv}{dt}$ в функции пути, пройденного поршнем.

Воспользовавшись равенством $x=r-r\cos\varphi$, находим

$$\cos \varphi = \frac{r - x}{r} = 1 - \frac{x}{r}; \quad \sin \varphi = \sqrt{1 - \cos^2 \varphi} = \frac{1 - \frac{x}{r}}{1 - \left(1 - \frac{x}{r}\right)^2} = \sqrt{\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2}}.$$

Подставив значения sin ϕ и cos ϕ в зависимости (15.6) и (15.7), получим

$$v = \omega r \sqrt{\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2}}; \qquad (15.8)$$

$$\frac{dv}{dt} = \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r}\right). \qquad (15.9)$$

Из рис. 139 и формулы (15.7) видно, что максимальные значения ускорения поршня будут в его крайних положениях. Ускорение поршня равно нулю в его среднем положении при $\varphi = \frac{\pi}{2}$, когда поршень обладает максимальной скоростью.

СТЕПЕНЬ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАБОТЫ ПОРШНЕВОГО НАСОСА. ГРАФИК ПОДАЧИ

Элементарный расход или подача поршневого насоса за время dt может быть выражена зависимостью

dQ = Fds.

где ds = vdt — путь, пройденный поршнем за время dt.

Очевидно, что $ds = vdt = r \sin \varphi d\varphi$, так как $v = r \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt}$.

Следовательно,

$$dQ = Fr \sin \varphi \, d\varphi, \tag{15.10}$$

является функцией синуса угла поворота кривошина. Таким образом, подача жидкости поршневым насосом является неравномерной. Практически важно знать степень неравно-

т. е. подача поршневого насоса так же как и скорость поршня

мерности подачи насосами различной кратности, т. е. уметь определять отношение максимальной подачи (Q_{\max}) поршневого насоса к средней подаче (Q_{cp}) , которую насос создавал бы при равномерной работе.

Для определения степени неравномерности подачи $Q_{\sf max}$ $/Q_{\sf cp}$ поршневыми насосами обычно используется графический метод.

Определим отношение $Q_{\text{max}}/Q_{\text{cp}}$ для насоса одинарного дей-

ствия. Построим полуокружность радиуса ρ (рис. 140, a) так, чтобы в определенном масштабе он был численно равен произведению

площади F на радиус кривошина r; $\rho = Fr$. Разделим построенную полуокружность на несколько равных частей, допустим на 6 частей, точками 1, 2, 3, 4, 5. Справа на продолжении диаметра окружности отложим в каком-либо масштабе углы ϕ от $\phi = 0$ до $\phi = 2\pi$. Отрезок, изображающий углы ϕ от $\phi = 0$ до $\phi = \pi$, разделим как и полуокружность на 6 равных частей.

Проведем через отмеченные точки полуокружности горизонтали, а через соответственные точки отрезка с обозначенными талей и вертикалей дает точки 1', 2', 3', 4' и 5', принадлежащие синусоиде.

Воспользуемся этим для определения площади между осью абсцисс и кривой синусоиды. Как видно из графика (рис. 140, a), высота бесконечно малого прямоугольника с основанием $d \phi$

углами ф — вертикали. Пересечение соответственных горизон-

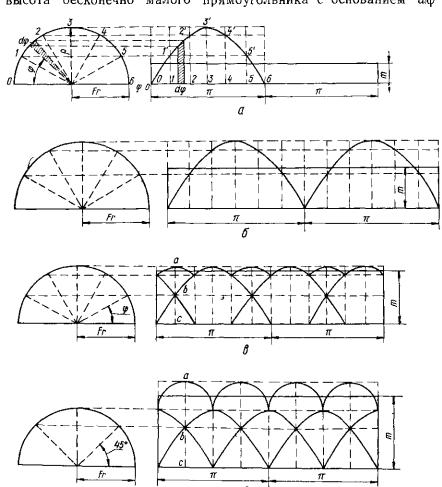


Рис. 140. Диаграмма подачи поршневых насосов одинарного (а), двойного (б), тройного (в) и четверного (г) действия

равна ρ sin ϕ или, что то же, Fr sin ϕ . Площадь этого элементарного прямоугольника определится произведением Fr sin $\phi d\phi$, т. е. такой же величиной, как и элементарная подача поршневого насоса по зависимости (15.10).

Очевидно, площадь под кривой синусоиды в пределах $\phi = 0$ до $\phi = \pi$ определится интегралом

 $\int Fr \sin \varphi \, d\varphi = Fr \left[-\cos \varphi \right]_{0}^{\pi} = Fr \left[1+1 \right] = 2Fr = Fs.$

Следовательно, площадь синусоиды графически определяет

собой подачу насоса одинарного действия. Из сказанного можно сделать вывод, что максимальная подача жидкости насосом одинарного действия будет происходить

при $\varphi = \frac{\pi}{2}$ и определяться максимальной ординатой $Q_{\text{max}} = \rho = Fr$. Чтобы определить среднюю (условную) подачу, применим сле-

дующий метод.

Построим на отрезке, условно изображающем развернутую окружность от $\phi = 0$ до $\phi = 2\pi$, прямоугольник равновеликий площади синусоиды. Так как площадь синусоиды равна подаче насоса одинарного действия за полный оборот кривошипного вала, то высота т равновеликого прямоугольника будет определять среднюю подачу $Q_{\rm cp}$, т. е. $Q_{\rm max}/Q_{\rm cp}=rac{Fr}{m}$. Величина m определит-

ся из условия $2\pi m = Fs = 2Fr$, откуда $m = \frac{Fr}{r}$. Следовательно, степень неравномерности подачи насоса одинарного действия

$$\frac{Q_{\text{max}}}{Q_{\text{cp}}} = \frac{Fr}{Fr} \cdot \pi = 3.14. \tag{15.11}$$

нем изображены две синусоиды, так как подача жидкости насосом двойного действия происходит на протяжении всего оборота кривошипного вала, т. е. при ходе поршня вперед и назад. Однако и в этом случае максимальная подача Q_{\max} определяется максимальной ординатой синусоиды, равной $\rho = Fr$. Для определения средней (условной) подачи насоса $Q_{\rm cp}$ двой-

На рис. 140, б показан аналогично построенный график подачи насоса двойного действия без учета влияния площади штока. На

ного действия строим прямоугольник, равновеликий площади двух синусоид. В этом случае $2\pi m = 2Fs = 4Fr$, а высота прямоугольника $m = \frac{2Fr}{r}$.

Степень неравномерности подачи насоса двойного действия определится отношением

$$\frac{Q_{\text{max}}}{Q_{\text{cp}}} = \frac{Fr \,\pi}{2Fr} = \frac{\pi}{2} = 1,57. \tag{15.12}$$

Аналогично можно показать, что степень неравномерности для насосов тройного действия (рис. 140, в):

для насосов троиного деиствия (рис. 140, в):
$$\frac{Q_{\text{max}}}{Q_{\text{cp}}} = 1,047, \tag{15.13}$$

а для насосов четвертого действия (рис. 140, г):

 $\frac{Q_{\text{max}}}{Q_{\text{cp}}} = 1,11.$

(15.14)

Из приведенного следует, что наиболее равномерно подает жидкость насос тройного действия, для которого $\frac{Q_{\max}}{Q_{\text{ср}}} = 1,047$. Наименее равномерно работает насос одинарного действия, для

Наименее равномерно работает насос одинарного действия, для которого $\frac{Q_{\text{max}}}{Q_{\text{cp}}}=3,14$. Поэтому всегда следует предпочесть насос тройного действия работе трех насосов одинарного действия с цилиндрами такого же размера.

ДАВЛЕНИЕ В ЦИЛИНДРЕ НАСОСА В ПЕРИОД ВСАСЫВАНИЯ

Неравномерное движение поршня, приводимого кривошипношатунным механизмом, является причиной пеустановившегося движения перекачиваемой жидкости. Это относится не только к жидкости в цилиндре насоса, на которую непосредственно воздействует поршень, но вследствие непрерывности потока распространяется и на ту жидкость, которая находится в трубопроводах, примыкающих к цилиндру насоса. Следовательно, во всасывающем и нагнетательном трубопроводах насоса жидкость подчиняется законам движения поршня.

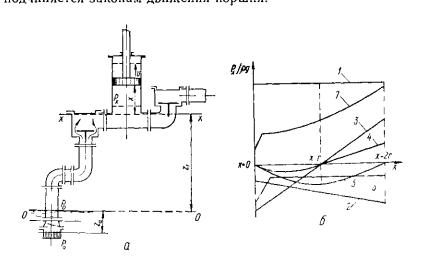


Рис 141 Схема всасывающей части насосной установки (а) и диаграмма давления в цилиндре насоса в период всасывания (б).

Рассмотрим соответствующие зависимости, относящиеся к всасывающему трубопроводу (рис. 141, a), обозначив диаметр трубопровода через d_1 , а его длину — l_1 .

Обычно площадь сечения трубопровода f не равна площади сечения цилиндра F(F>f). Поэтому скорость жидкости v_x во

всасывающем трубопроводе определяется из закона неразрывности потока $fv_x = Fv$, как $v_x = \frac{F}{f}v$.

Аналогично определяется и ускорение жидкости в трубопроводе

$$\frac{dv_x}{dt} = \frac{F}{f} \cdot \frac{dv}{dt} \ . \tag{15.15}$$

Так как перекачка жидкости поршневым насосом происходит в условиях неустановившегося движения, то давление в цилиндре насоса, в том числе в период всасывания, является функцией времени $p_x = f(t)$. Практически очень важно знать закон изменения давления в цилиндре насоса в разных положениях поршня.

Следует иметь в виду, что жидкость будет всасываться насосом только в том случае, если внешнее давление на нее p_0 окажется больше давления p_x в цилиндре насоса. Если всасывание осуществляется из открытого резервуара, то во всасывающей полости цилиндра насоса должен быть вакуум. Иначе жидкость в насос не пойдет.

Разность напоров $\frac{\rho_0 - \rho_x}{\rho g}$ может рассматриваться как удельная энергия, затрачиваемая на всасывание жидкости в насос. Эта энергия затрачивается на подъем жидкости и преодоление различных сопротивлений в процессе всасывания. Так, она частично затрачивается на подъем всасываемой жидкости на высоту z_1 от ее поверхности в резервуаре (0-0) до начальной плоскости (X-X) цилиндра. В вертикальном насосе к высоте z_1 добавляется еще высота

x, соответствующая пути, пройденному поршнем от начальной плоскости X-X. Следовательно, общий подъем жидкости при всасывании составляет z_1+x .

Чтобы жидкость двигалась в цилиндре насоса со скоростью v, необходимо сообщить ей энергию, соответствующую скоростному напору $\frac{v^2}{2g}$.

Часть энергии затрачивается на преодоление гидравлических сопротивлений h_w во всасывающем трубопроводе.

Для того чтобы обеспечить процесс всасывания, необходимо затратить часть энергии на преодоление инерции жидкости, находящейся в трубопроводе h_i и в цилиндре насоса h_i , а также на преодоление гидравлического сопротивления и инерции всасывающего кладана h

сывающего клапана k.
Таким образом, уравнение баланса энергии можно представить в следующем виле:

$$\frac{p_0 - p_x}{\rho g} = z_1 + x + \frac{v^2}{2g} + h'_w + h'_l + h'_l + k.$$
 (15.16)

Перед тем, как выразить эту зависимость в функции от пути х, пройденного поршнем, рассмотрим некоторые составляющие, входящие в уравнение (15.16). Сумму $\frac{v^2}{2\sigma} + h_w$ можно найти из равенства

 $h'_w + \frac{v^2}{2g} = \frac{v^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{F^2}{f^2} \left(\sum \zeta + \lambda \frac{l_1}{d_1} \right) = \frac{v^2}{2g} (1 + W_x),$

(15.17)откуда приведенный коэффициент гидравлических сопротивлений на всасывании:

 $W_x = \frac{F^2}{f^2} \left(\sum_{\zeta} \zeta + \lambda \frac{l_1}{d_1} \right).$ С учетом формулы (15.8) выражение (15.17) можно перепи-

сать в виде $\frac{v^2}{2g}(1+W_x) = \frac{\omega^2 r^2}{2g}(1+W_x) \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2}\right).$ (15.18)

Потерю напора на преодоление сил инерции жидкости во всасывающем трубопроводе h_l можно представить следующим

образом. Как известно, сила инерции $I_x = M \frac{dv_x}{dt}$, где $M = \rho f l_1$, а $\frac{dv_x}{dt} = \frac{Fdv}{fdt} = \frac{F}{f} \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r}\right),$

следовательно,

$$J_x = \rho \, f l_1 \, \frac{F}{f} \, \omega^2 \, r \left(1 - \frac{x}{r} \right).$$

Чтобы определить потерю напора на преодоление сил инерции жидкости, находящейся во всасывающем трубопроводе, необходимо силу инерции I_x отнести к единице сечения трубопровода f и затем разделить ее на произведение од. Следовательно,

$$h'_{l} = l_{1} \frac{F}{f} \cdot \frac{\omega^{2} r}{g} \left(1 - \frac{x}{r}\right).$$

 $h_I' = rac{J_x}{f_{PE}}$ в результате чего получаем

Полагая $l_1 - \frac{F}{F} = L_x$, найдем

 $h'_{l} = \frac{L_{x}}{g} \omega^{2} r \left(1 - \frac{x}{r}\right),$

где $L_{\rm r}$ — приведенная длина всасывающего трубопровода. Потеря напора на преодоление сил инерции жидкости, находящейся в цилиндре насоса, может быть определена аналогично.

(15.19)

В этом случае вместо приведенной длины трубопровода L_x в формулу (15.19) следует подставить путь x, пройденный поршнем от его крайнего начального положения. Тогда

$$h_l^* = \frac{x}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r} \right). \tag{15.20}$$

В окончательном виде напор $\frac{p_x}{gg}$ в цилиндре поршневого насоса в период всасывания может быть выражен на основании зависимостей (15.16)— (15.20) в форме

$$\frac{p_x}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} - \left[(z_1 + x) + \frac{L_1}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r} \right) + \frac{x}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r} \right) + \frac{w^2 r^2}{2g} (1 + W_x) \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2} \right) + k \right]. \quad (15.21)$$

вого насоса на стороне всасывания $\frac{p_x}{\rho g}$ представляет собой разность между начальным напором, которым жидкость обладала на поверхности резервуара $\frac{p_0}{\rho g}$, и напором, затраченным на полъем жилкости и преодоление сопротивлений в процессе вса-

Эта зависимость показывает, что напор в цилиндре поршне-

ру подъем жидкости и преодоление сопротивлений в процессе всасывания.

Чтобы наглядно представить себе характер изменения давления в цилиндре поршневого насоса в процессе всасывания, вы-

ния в цилиндре поршневого насоса в процессе всасывания, выразим зависимость (15.21) графически. С этой целью представим величины, входящие в уравнение (15.21), в координатах $\frac{p_x}{ag}$, x. На оси ординат будем откладывать значения напора $\frac{p_x}{ag}$

ев развити обраннат будем откладавать опачения напора в а по оси абсцисс — значения пути x, проходимого поршнем (рис. 141, δ). Первый член уравнения (15.21) представляет собой напор

Первый член уравнения (15.21) представляет собой напор $\frac{p_0}{\ell g}$ на поверхности жидкости в резервуаре, из которого происходит всасывание. Давление p_0 на поверхности жидкости постоянно и не зависит от положения поршня в цилиндре насоса. Следовательно, этот член уравнения на графике будет изображаться в виде прямой линии I, проведенной параллельно оси абсцисс на расстоянии $\frac{p_0}{\ell g}$ от начала координат.

Второй член уравнения (z_1+x) представляет собой геометрическую высоту подъема частиц от поверхности жидкости в резервуаре до нижней поверхности поршня в цилиндре насоса. Этот член на графике будет изображаться наклонной прямой 2 в соответствии с увеличением пути x, проходимого поршнем.

Вследствие того, что в формуле (15.21) перед квадратной скобкой стоит знак минус, прямая (z_1+x) проводится ниже оси абсцисс.

Третий член уравнения $\frac{L_x}{g}\omega^2 r \left(1-\frac{x}{r}\right)$ представляет собой

напор, необходимый для преодоления инерции жидкости во всасывающем трубопроводе. Графически он представляет собой прямую линию 3, пересекающую ось абсцисс на половине хода поршня при x=r.

Четвертый член уравнения $\frac{x}{g}\omega^2 r \left(1-\frac{x}{r}\right)$ представляет собой

напор, необходимый для преодоления инерции жидкости, находящейся в цилиндре насоса. Графически он изображается в виде параболической кривой 4, пересекающей ось абсцисс при x=0 и x=r.

Пятый член уравнения $-\frac{\omega^2 r^2}{2g} \cdot (1+W_x) \left(\frac{2x}{r}-\frac{x^2}{r^2}\right)$ представляет собой напор, затрачиваемый на преодоление всех гидравлических сопротивлений на всасывающей линии трубопровода. Графически он изображается параболой 5, пересекающей ось абсцисс при x=0 и x=2r. При x=r вершина параболы обращена вниз, так как перед аналитическим выражением кривой стоит знак минус.

трачиваемый на преодоление инерции и гидравлического сопротивления всасывающего клапана. Графически он изображается ломаной линией 6, которая проводится ниже оси абсцисс. Особенность этой кривой заключается в том, что при x=0, т. е. в начальном крайнем положении поршня, она должна выражать наибольшую потерю напора вследствие необходимости преодолеть инерцию клапана, закрывающего отверстие гнезда.

Шестой член уравнения — k представляет собой напор, за-

При постепенном поднятии клапана его инерция уменьшается, а гидравлическое сопротивление стабилизируется. Поэтому кривая 6 в начале хода поршня делает характерный излом, а затем проходит почти параллельно оси абсцисс, ниже ее.

Суммируя графически все шесть членов правой части уравнения (15.21), получаем кривую 7, наглядно представляющую изменение давления $p_{\rm c}$ в цилиндре поршневого насоса при движении поршня в период всасывания от x=0 до x=2r.

Как видно из графика (рис. 141, δ), наименьшее давление в цилиндре насоса на всасывании (кривая 7) наблюдается в начале хода поршня при x=0, когда необходимо преодолеть инерцию жидкости в трубопроводе и инерцию клапана.

В тех случаях, когда напор $\frac{\rho_0}{\rho g}$, соответствующий внешнему давлению ρ_0 , недостаточен для преодоления инерции жидкости

во всасывающем трубопроводе и для поднятия клапана, величина $\frac{p_x}{\rho g}$ может оказаться отрицательной. Это свидетельствует об

отрыве жидкости от поршня. В дальнейшем, с увеличением скорости поршня и уменьшением его ускорения жидкость может войти в цилиндр, а затем, при возвратном движении поршня, столкнуться с ним. Такое столкновение приводит к ударам, а иногда и к поломке насоса. Чтобы выработать меры предотврашения столь нежелательного явления, проанализируем уравне-

ние (15.21) для положения поршня x=0. В начале хода поршня при x=0, уравнение (15.21) имеет вид $\frac{p_x}{\rho \, g} = \frac{p_0}{\rho \, g} - \left[\, z_1 + \frac{L_x}{g} \, \omega^2 \, r + k \, \right] \, . \tag{15.22}$

Из полученного уравнения следует условие, которое необходимо выполнить для того, чтобы предотвратить отрыв жидкости от поршня.

$$\frac{p_x}{p g} > 0$$

или

$$\frac{p_0}{p_g} > z_1 + \frac{L_x}{g} \omega^2 r + k. \tag{15.23}$$

Таким образом, для предотвращения отрыва жидкости от

поршня при всасывании и связанных с этим вредных последствий необходимо обеспечить выполнение условия (15.23) за счет уменьшения высоты всасывания z_1 , частоты вращения n кривошипного вала или угловой скорости ω , радиуса r кривошипа (если это возможно), уменьшения длины горизонтальных участков всасывающего трубопровода и увеличения его диаметра для уменьшения приведенной длины L_x трубопровода, а также уменьшения массы клапана k и установки воздушного колпака для преобразования неустановившегося движения жидкости в установившееся.

ДАВЛЕНИЕ В ЦИЛИНДРЕ НАСОСА В ПЕРИОД НАГНЕТАНИЯ

Давление в цилиндре насоса в период нагнетания p_y и его зависимость от различных факторов могут быть определены аналогично тому, как это было сделано при анализе давления в цилиндре насоса в период всасывания. Введем следующие обозначения:

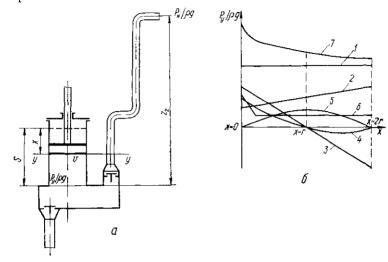
чения: $\frac{p_{\rm H}}{\rho g}$ — напор жидкости при выходе из нагнетательного трубопровода;

 l_2 — длина трубопровода; $L_{\rm v}$ — приведенная длина нагнетательного трубопровода. Напор, создаваемый насосом в период нагнетания (рис. 142,

v_н — скорость жидкости в нагнетательном трубопроводе;

 d_2 — диаметр нагнетательного трубопровода;

а), затрачивается:



а) на подъем жидкости на высоту z_2 —s+x;

Рис. 142. Схема нагнетательной части насосной установки (а) и диаграмма давления в цилиндре в период нагнетания (б).

б) на преодоление инерции жидкости в нагнетательном тру-

бопроводе

$$h_{l}' = \frac{L_{y}}{g} \omega^{2} r \left(1 - \frac{x}{r} \right);$$

в) на преодоление инерции жидкости в нагнетательной полости цилиндра насоса

$$h_l^r = \frac{s-x}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r}\right);$$

г) на преодоление всех гидравлических сопротивлений линии нагнетания

$$h'_{w} = \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(W_{y} + \frac{F^2}{f^2} - 1 \right) \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r} \right),$$

учетом изменения скорости жидкости, в цилиндре насоса о до ее значения в трубопроводе $v_{\rm H}$;

за исключением сопротивления нагнетательного клапана, но с

д) на преодоление инерции и гидравлического сопротивления нагнетательного клапана k.

На основании приведенных рассуждений запишем аналитическую зависимость напора жидкости в цилиндре насоса в период нагнетания в функции от пути, пройденного поршнем от его верхнего крайнего положения: $\frac{p_y}{\sqrt{g}} = \frac{p_H}{\sqrt{g}} + z_2 - s + x + \frac{L_y}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r}\right) + \frac{s-x}{g} \omega^2 r \times$

$$\times \left(1 - \frac{x}{r}\right) + \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(W_y + \frac{F^2}{f^2} - 1\right) \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2}\right) + k. \quad (15.24)$$

Чтобы изучить характер изменения напора в цилиндре поршневого насоса $\frac{p_y}{\rho g}$ в процессе нагнетания, представим зависимость (15.24) в виде графика (пис. 142. б).

(15.24) в виде графика (рис. 142, σ). Первый член правой части уравнения (15.24) $\frac{\rho_{\rm H}}{\rho g}$ — напор жидкости на выходе из нагнетательного трубопровода не зави-

сит от положения х поршня и графически изображается прямой

1, параллельной оси абсцисс и проведенной на расстоянии $\frac{p_{\rm H}}{\rho g}$ от нее. Расстояние $p_{\rm H}/\rho g > 0$ соответствует принятому масштабу. Второй член рассматриваемого уравнения выражает подъем жидкости на геометрическую высоту z_2 —s+x и графически изображается прямой 2.

Третий член правой части уравнения выражает собой затрату напора на преодоление сил инерции в нагнетательном трубопроводе, т. е. $\frac{L_{\rm v}}{g} \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r}\right)$. Графически он изображается

 $\frac{g}{g}$ наклонной прямой 3.

Четвертый член уравнения $\frac{s-x}{g}\omega^{\frac{1}{2}}r\left(1-\frac{x}{r}\right)$ выражает потеры напора на преодоление мнерции жилкости, находящейся в

тери напора на преодоление инерции жидкости, находящейся в нагнетательной полости цилиндра насоса. Графически этот член уравнения изображается в виде параболической кривой 4, которая пересекает ось абсцисс при x=r и x=2r. При x=0 кривая отсекает на ординате в принятом масштабе отрезок $\frac{s}{r}$ $\omega^2 r$.

Пятый член правой части уравнения
$$rac{\omega^2\,r^2}{2g}\Big(W_{
m y}+rac{F^2}{f^2}-1\Big)\! imes$$

 $\times \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2}\right)$ выражает собой суммарные потери на гидравлические сопротивления по всей нагнетательной линии, за исклю-

чением сопротивления нагнетательного клапана. Графически

этот член уравнения представляет собой симметричную параболу 5

U, наконец, шестой член уравнения k выражает собой напор, необходимый для поднятия клапана и преодоление его гидравлического сопротивления в поднятом виде. Графически этот член уравнения изображается в виде ломаной линии 6.

Суммируя графически все шесть членов правой части уравнения (15.24), получаем суммарную кривую 7, представляющую изменение напора $\frac{p_y}{r_0}$ в цилиндре поршневого насоса при дви-

жении порщня в период нагнетания (от x=0 до x=2r).

Как видно из графика, наибольшее давление в цилиндре насоса в период нагнетания наблюдается в начале хода при x=0. Чрезмерное давление при этом нежелательно, так как ведет к необходимости увеличения прочности деталей насоса при их расчете.

Максимальное давление в начале нагнетательного хода поршня объясняется тем, что в этот момент поршню приходится прео-

долевать наибольшие сопротивления, связанные с перечисленными выше факторами. Из анализа уравнения (15.24) следует, что только пятый член уравнения, выражающий гидравлические сопротивления на нагнетательной линии насоса, в этот момент равен нулю, а все

остальные члены — больше нуля. Затем, при движении поршня значение ряда слагаемых правой части уравнения уменьшается и становится отрицательным. Особенно это относится к третьему члену уравнения, выражающему инерцию жидкости в нагнетательном трубопроводе $\frac{L_y}{g} \omega^2 p \left(1 - \frac{x}{r}\right)$. При достижении поршнем среднего положения его ускорение становится отрицательным вследствие замедления, а инерция жидкости положительна. Вследствие этого жидкость стремится оторваться поршня, давление под поршнем $p_{\rm v}$ снижается и в конце хода

при x = 2r становится минимальным. Если давление ру жидкости окажется отрицательной величиной, то это будет свидетельствовать об отрыве жидкости от поверхности поршня, что может привести к возникновению ударов в насосе, нарушению плавности работы клапанов и другим нежелательным явлениям.

Для выяснения условий, при которых указанные явления не возникают, рассмотрим уравнение (15.24) для момента x=2r, когда давление под поршнем достигает минимального значения. Подстановка значения x=2r в уравнение (15.24) приводит к выражению

$$\frac{p_{y}}{\rho g} = \frac{p_{H}}{\rho g} + z_{2} - \frac{L_{y}}{g} \omega^{2} r + k. \qquad (15.25)$$

Для того чтобы предотвратить отрыв жидкости от поршня, необходимо выполнить условие

$$\frac{p_{y}}{\rho g} > 0$$
 или $\frac{p_{H}}{\rho g} + z_{2} + k > \frac{L_{y}}{g} \omega^{2} r.$ (15.26)

Отсюда следует, что решение задачи сводится к увеличению напора, $p_n/\rho g$ или геометрической высоты нагнетания z_2 , либо уменьшению инерции жидкости $\frac{L_y}{g}$ $\omega^2 r$. Так как приведениая

длина L_y нагнетательной линии трубопровода чаще всего бывает большой, то целесообразно, по возможности, уменьшать длину горизонтальных участков трубопровода, увеличивать диаметр трубопровода, уменьшать частоту вращения n и, если конструкция насоса позволяет, уменьшать радиус кривошила r.

Наиболее действенной мерой нормализации работы насоса на нагнетании является преобразование неустановившегося движения жидкости в установившееся с помощью воздушного коллака, устанавливаемого на нагнетательной линии.

ВЫСОТА УСТАНОВКИ ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Высотой установки насоса, или высотой всасывания, называют (см. рис. 141, α) расстояние z_1 по вертикали от поверхности жидкости в резервуаре, из которого происходит всасывание, до цилиндра насоса.

Эта величина входит в уравнение (15.21) для определения давления жидкости в цилиндре насоса в период всасывания. Если сосуд, из которого происходит всасывание, открыт, то вакуум, создаваемый насосом, $p_{a\tau} - p_x$ должен быть достаточным для преодоления высоты всасывания и всех остальных сопротивлений. Чаще всего высота всасывания имеет наиболее существенное значение по сравнению с остальными сопротивлениями на всасывающей линии насоса.

Очевидно, что вакуум, создаваемый насосом при $p_x=0$ не может быть более физической атмосферы, соответствующей напору водяного столба $\frac{p_{ar}}{\rho g}=10{,}33$ м. Поэтому максимальная теоретически возможная высота всасывания из открытого в атмосферу резервуара (на уровне моря), будет равна 10,33 м.

Если напор $\frac{\rho_x}{\rho g}$ в цилиндре насоса в период всасывания становится меньше нуля, то это свидетельствует об отрыве жидкости от поршня, что по своим последствиям недопустимо. Математически получить отрицательную величину $\frac{\rho_x}{\rho g}$ наиболее вероятно в начале входа всасывания x=0.

высоту всасывания насоса z_1 следует определять из критических условий работы насоса, т. е. из условия (15.23). Но отрыв жидкости от поршня возможен даже ранее, чем

Поэтому, чтобы предотвратить отрыв жидкости от поршня,

 $\frac{p_x}{\varrho g}$ станет меньше нуля, если давление в цилиндре насоса окажется меньше давления паров жидкости $\varrho g h_t$ при температуре

жется меньше давления паров жидкости $\rho g n_t$ при температуре перекачивания. В случае, если $\frac{p_x}{\rho g} < h_t$, происходит интенсивное

выделение паров жидкости, ее вскипание. При этом между поршнем и жидкостью образуется пространство, занятое паром. Чтобы этого не случилось, необходимо выполнить условие

 $\frac{p_x}{
ho g} > h_t$ или, в крайнем случае, $\frac{p_x}{
ho g} = h_t$. С учетом изложенного, уравнение (15.22) может быть пред-

С учетом изложенного, уравнение (15.22) может быть представлено в виде

 $h_t = \frac{p_0}{\rho g} - \left[z_1 + \frac{L_x}{g} \omega^2 r + k \right], \qquad (15.27)$

откуда

$$z_1 \leqslant rac{p_0}{
ho \, g} - rac{L_x}{g} \, \omega^2 \, r - h_t - k.$$
 (15.28)
Если при подстановке в правую часть уравнения (15.28) дей-

Если при подстановке в правую часть уравнения (15.28) действительных значений величин его составляющих окажется, что $z_1 < 0$, то в таком случае насос должен быть установлен ниже поверхности жидкости в резервуаре на высоту, равную абсолютному значению z_1 .

Следует заметить, что гидравлическое сопротивление всасывающего трубопровода существенно зависит от вязкости жидкости. Однако в наиболее опасном, с точки зрения отрыва жидкости от поршня, положении работы насоса при x=0 гидравлические сопротивления на давление в цилиндре насоса влияния

не оказывает. В ряде отраслей пищевой промышленности, например, сахарной, пивоваренной и других, насосами перекачиваются, главным образом, горячие жидкости, для которых h_t составляет относительно большую величину. Поэтому наиболее часто z_t оказываются отрицательной величиной. Как следствие этого, насосы всегда устанавливаются на первом этаже, а технологическая аппаратура — на втором или даже на специальных пло-

ПРЕДЕЛЬНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ КРИВОШИПНОГО ВАЛА

шадках, располагаемых выше.

Наиболее опасным положением, в смысле отрыва жидкости от поршня в период всасывания, является его начальное положение. В процессе нагнетания также возможен отрыв жидкости от поршня. Наиболее опасное положение поршня оказывается в конце его хода при x=2r.
 Рассуждая аналогично тому, как это было сделано при выводе уравнения (15.27), условие предотвращения отрыва жид-

воде уравнения (15.27), условие предотвращения отрыва жидкости от поршня в процессе нагнетания можно представить в форме $L_{\rm Y}$

$$h_t = \frac{p_H}{\rho g} + z_2 - \frac{L_V}{g} \omega^2 r + k. \tag{15.28a}$$

Формулы (15.27) и (15.28) были получены в предположении, что шатун кривошипно-шатунного механизма имеет бесконечно большую дину. В действительности отношение $5 < \frac{1}{2} \ll \infty$

большую длину. В действительности, отношение $5 < \frac{t}{r} \ll \infty$.

Поэтому в расчетах для того, чтобы заведомо выполнялись

условия (15.27) и (15.28), члены уравнений, выражающие инерцию жидкости во всасывающем и нагнетательном трубопроводах увеличивают на 20% Следовательно, окончательные условия предотвращения отрыва струи от поршня принимают вид: пля всасывания

$$h_t = \frac{p_0}{\varrho g} - \left[z_1 + 1.2 \frac{L_x}{g} \omega^2 r + k \right];$$
 (15..9)

для нагнетания

$$h_t = \frac{p_H}{\rho g} + z_2 - 1.2 \frac{L_y}{\rho} \omega^2 r + k.$$
 (15.30)

бопроводах существенно зависит от угловой скорости кривошилного вала $\omega = \frac{\pi n}{30}$. Следовательно, частота вращения кривошилного вала оказывает значительное влияние на условия работы поршневого насоса. Причем с увеличением n увеличивается опасность отрыва жидкости от поршня.

Инерция жидкости во всасывающем и нагнетательном тру-

Аналитически можно отыскать такие частоты вращения n (в общем случае неодинаковые для всасывания и нагнетания), которые при данных значениях отдельных величин, входящих в формулы (15.29) и (15.30), обеспечат условия безотрывности жидкости от поршня. Такие частоты вращения кривошипного

вала называются предельными. Подставив в уравнения (15.29) и (15.30) значение угловой скорости, а затем определив из них частоты вращения n, найдем предельные частоты вращения из условий предотвращения отрыва жидкости от поршня

в процессе всасывания

$$n_{\rm B} = \sqrt{\frac{150g}{L_{\rm r} s} \left(\frac{p_0}{\rho g} - h_t - z_1 - k\right)}; \tag{15.31}$$

$$n_{\rm H} = \sqrt{\frac{150g}{L_{\rm y} s} \left(\frac{p_{\rm H}}{\rho g} - h_t + z_2 + k \right)}$$
 (15.32)

В практике при перекачке воды придерживаются соотношений допускаемой высоты всасывания в зависимости от температуры и частоты вращения (табл. 27).

Таблица 27

Зависимость допускаемой высоты всасывания, м, от температуры и частоты вращения

Частота вращения л. мин—1	Температура, ° С						
	0	20	30	40	50	60	70
50 60 90 120 150 180	7,0 6,5 5,5 4,5 3,5 2,5	6,5 6,0 5,0 4,0 3,0 2,0	5,0 5,5 4,5 3,5 2,5 1,5	5.5 5,0 4,0 3,0 2,0 1,0	4,0 3,5 2,5 1,5 0,5 0,0	2,5 2,0 1,0 0,5 0,0 0,0	0 0 0 0 0

Следует заметить, что поршневые насосы практически уже при 70°C не всасывают и должны работать под заливом.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА ВОЗДУШНЫХ КОЛПАКОВ

Движение жидкости в цилиндре поршневого насоса и трубопроводах, связанных с ним, является неустановившимся. Это обусловливает возникновение инерционных сил, практически приводящих к различного рода отрицательным явлениям, которые усугубляются с ростом частоты вращения *n* и увеличением длины трубопроводов.

Для преобразования неустановившегося инерционного движения жидкости в установившееся применяют воздушные колпаки. Сущность нормализации работы поршневых насосов с помощью воздушных колпаков заключается в следующем. В непосредственной близости к насосу на всасывающей и нагнетательной линиях устанавливаются резервуары достаточно больщой емкости (рис. 143). Жидкость, всасываемая насосом из резервуара, попадает первоначально во всасывающий воздушный колпак А. В верхней части колпака находится воздух, амортизирующий толчки жидкости, происходящие вследствие ее неравномерного поступления. Колпак должен быть таким, чтобы порции жидкости, поступающие к насосу за один ход всасывания, составляли незначительную долю его объема. Тогда изме-

нения объема воздуха в колпаке будут незначительными. Следовательно, незначительными будут и изменения давления.

Аналогичные процессы происходят и на нагнетании при наличии воздушного колпака достаточных размеров. Неустановившееся движение жидкости происходит на коротких участках трубопроводов, соединяющих насос с одной стороны со всасывающим воздушным колпаком A и, с другой стороны,— с на-

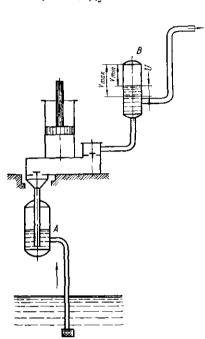


Рис. 143. Схема установки воздушных колпаков.

гнетательным воздушным колпаком В. Основные же части трубопроводов от резервуара на всасывании до воздушного колпака В на нагнетании до конца нагнетательного трубопровода работают в условиях установившегося движения жидкости.

Рассматривая работу нагнетательного воздушного колпака, следует заметить, что при максимальной подаче жидкости насосом объем воздуха в воздушном колпаке уменьшится до V_{\min} , а при минимальной подаче жидкости — увеличится до V_{\max} .

Разность $V_{\rm max} - V_{\rm min}$, очевидно, представляет собой объем жидкости U, воспринимаемый воздушным колпаком за один нагнетательный ход поршня

$$U = V_{\text{max}} - V_{\text{min}}.$$
 (15.33)

Если насос двойного, тройного или четверного действия, то величина U относится к периоду полного оборота кривошипного вала.

Столь же очевидно, что при возрастающей подаче жидкости насосом давление в нагнетательном колпаке повышается до p_{\max} , а при уменьшении подачи — снизится до p_{\min} . Назовем средним давлением в колпаке величину

$$p_{\rm cp} = \frac{p_{\rm max} - p_{\rm min}}{2} ,$$

а средним объемом воздуха

$$V_{\rm cp} = \frac{V_{\rm max} - V_{\rm min}}{2} .$$

Если принять процесс расширения и сжатия воздуха в колпаке изотермическим, то

$$p_{\max} V_{\min} = p_{\min} V_{\max} = p_{\rm cp} V_{\rm cp}.$$

Степень неравномерности работы колпака определяется отношением объема U жидкости, воспринимаемого колпаком за один оборот кривошипного вала, к среднему объему воздуха в колпаке:

$$\frac{V_{\text{max}} - V_{\text{mln}}}{V_{\text{cp}}} = \frac{U}{V_{\text{cp}}} = \delta, \qquad (15.34)$$

откуда

$$V_{\rm cp} = \frac{U}{\delta} \ . \tag{15.35}$$

Полагая, что жидкость должна занимать одну треть полного объема V воздушного колпака, получим

$$V = \frac{3}{2} V_{cp}. {(15.36)}$$

Практикой установлено, что при степени неравномерности $\delta \le 0,025$ поршневой насос работает достаточно равномерно, если длина всасывающего или нагнетательного трубопровода не превышает 100 м.

В зависимости от длины трубопроводов, связанных с насосом, допустимая степень неравномерности может изменяться в сторону уменьшения или увеличения. Причем меньшим значениям степени неравномерности соответствует большая длина трубопровода:

Длина трубо- прово- да, м	До 100	100-500	500—1000	1000—2000	2000—3000	30005000
δ	0,025	0,02	0,01	0,005	0,004	0,003

Как видно из зависимости (15.35), для определения объема воздушных колпаков необходимо знать объем жидкости, воспринимаемый воздушными колпаками за один оборот кривошипного вала. Величина объема жидкости зависит от кратности действия насоса.

Для насоса одинарного действия объем жидкости определяется следующим образом. Строится диаграмма подачи (рис. 144). Она представляет собой синусоиду. Площадь, ограниченная кривой и осью абсцисс, графически выражает собой подачу насоса за один оборот кривошипного вала. На том же

рисунке строится прямоугольник adkl, площадь которого равновелика площади, заключенной между осью абсцисс и кривой sin ф. Высота прямоугольника m выражает собой среднюю подача жидкости в случае равномерной работы насоса.

Очевидно, верхняя заштрихованная часть синусоиды ebf выражает собой тот объем жидкости U, который воспринимается воздущным колпаком при подачах насоса, превышающих среднюю m

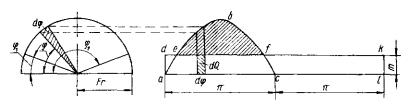


Рис 144 Диаграмма действия воздушного колпака

Считаем, что кривошипный вал насоса повернут на произвольный угол ϕ . Очевидно, при его дальнейшем повороте на угол $d\phi$ за время dt насос подаст элементарное количество жидкости dQ_1 . В соответствии c формулой (15.10) находим

$$dQ_1 = Fr \sin \varphi \, d \, \varphi.$$

На графике величина dQ_1 выражена площадью элементарного прямоугольника с основанием $d\varphi$.

За то же время dt при средней подаче Q из колпака вытекает количество жидкости, равное $dQ_2 = Qdt$. Следовательно, за время dt в колпаке задерживается количество жидкости

$$dU = dQ_1 - dQ_2 = Fr \sin \varphi \, d \, \varphi - Q dt.$$

Этот объем на графике представлен верхней частью заштрихованного элементарного прямоугольника. Угловая скорость вращения вала

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{\pi n}{30} ,$$

$$dt = \frac{30}{\pi n} d\varphi .$$

откуда

Поэтому

$$dU = Fr \sin \varphi \, d \varphi - \frac{30Q}{\pi \, n} \, d \varphi.$$

Но подача поршневого насоса одинарного действия без учета его КПД согласно зависимости (15.1) равна

$$Q = \frac{Fsn}{60} = \frac{Frn}{30},$$

 $dU = Fr \sin \varphi \, d\varphi - \frac{Frn}{30} \cdot \frac{30d\varphi}{\pi \, n} = Fr \left(\sin \varphi - \frac{1}{\pi} \right) d\varphi. \quad (15.37)$ Чтобы графически определить объем жидкости \emph{U} , аккумулируемый воздушным колпаком насоса одинарного действия, необходимо задать значение углов ϕ_1 и ϕ_2 . Отметим, что при углах φ_1 и φ_2 в точках e и f dU = 0. Тогда из формулы (15.37) получаем $0 = Fr \left(\sin \varphi_1 - \frac{1}{\pi} \right) d\varphi$ и, учитывая, что $Fr \neq 0$ и $d\phi \neq 0$, находим $\sin \phi = \frac{1}{\pi} = 0.3183$, т. е. $\phi_1 = 18^{\circ}34' =$

следовательно,

$$=0,323$$
 радиан. Угол $\phi_2=180^\circ$ — $\phi_1=161^\circ 26'=2,817$ радиан. Поэтому
$$U=Fr\int_{\phi_1}^{\phi_2}\left(\sin\varphi-\frac{1}{\pi}\right)d\varphi=Fr\left[-\cos\varphi-\frac{\varphi}{\pi}\right]_{0,323}^{2,817}=$$
 $=1,1Fr=0,55Fs.$ (15.38) Пользуясь графиком подачи насосов двойного, тройного и четверного действия и выполнив аналогичные расчеты, получим:

для насоса двойного действия $U_{(2)} = 0.21Fs$: (15.39)для насоса тройного действия $U_{(3)} = 0.009Fs$; (15.40)для насоса четверного действия

 $U_{(4)} = 0.042Fs$. (15.41)Выше была принята наибольщая степень неравномерности работы поршневых насосов $\delta = 0.025$. Используя это значение,

можно найти средний объем воздуха, который должен быть в воздушном колпаке для нормальной работы насоса. Так, по формуле (15.35) $V_{\sf cp} = \frac{U}{z}$. Следовательно, для насоса одинарного

муле (15.35)
$$V_{\rm cp} = \frac{U}{\delta}$$
. Следовательно, для насоса одинарного действия
$$V_{\rm cp} = \frac{U_{(1)}}{\delta} = \frac{0.55Fs}{0.0000} = 22Fs; \tag{15.42}$$

 $V_{\rm cp} = \frac{U_{(1)}}{\delta} = \frac{0.55Fs}{0.025} = 22Fs;$ (15.42)

$$V_{cp} = \frac{1}{\delta} - \frac{1}{0,025} = 2273;$$
 (10.12)
для насоса двойного действия
$$V_{cp} = \frac{U_{(2)}}{\delta} = \frac{0.21Fs}{0.025} = 9Fs;$$
 (15.43)

 $V_{cp} = \frac{U_{(2)}}{r} = \frac{0.21 Fs}{0.025} = 9 Fs;$

для насоса тройного действия $V_{\rm cp} = \frac{U_{(3)}}{\lambda} = \frac{0.009Fs}{0.025} = 0.5Fs;$

(15.43)

(15.44)для насоса четверного действия $V_{\rm cp} = \frac{U_{(4)}}{\frac{2}{3}} = \frac{0.042Fs}{0.025} = 2Fs.$

(15.45)

Такой объем воздуха в колпаке следует считать минимально допустимым при коротких трубопроводах на всасывающей и нагнетательной линиях.

Устройство воздушных колпаков должно быть таким, чтобы они могли преобразовывать неустановившееся инерционное движение жидкости в установившееся безынерционное. Поэтому к воздушным колпакам и их установке предъявляются следующие основные требования:

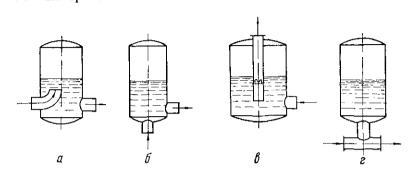


Рис. 145. Схемы устройства воздушных колпаков.

- а) должны иметь достаточный объем в соответствии с зависимостью (15.36);
 - б) должны устанавливаться как можно ближе к насосу;
- в) через воздушный колпак должна проходить вся перекачиваемая жидкость, причем ее направление должно в колпаке изменяться, а скорость уменьшаться;
- г) должны быть оборудованы манометрами или вакуумметрами; нагнетательные колпаки предохранительными клапанами и воздушными кранами.

Очень желательно иметь у воздушных колпаков указатели уровня типа водомерных стекол или другие.

На рис. 145 показаны схемы воздушных колпаков различной конструкции.

Схемы a, b и b соответствуют предъявляемым требованиям, причем схема b может быть рекомендована для использования в качестве всасывающего колпака. Схема b не может быть рекомендована, так как она не отвечает требованиям пункта b.

В связи с тем, что во всасывающем колпаке вследствие пониженного давления возможно чрезмерное выделение паров и газов, центральная труба, отводящая жидкость к насосу, на необходимой высоте снабжается отверстиями, предотвращающими переполнение колпака парами и газами.

Следует отметить, что нормальные условия работы воздушных колпаков устанавливаются через некоторое время после пуска насоса.

В момент пуска инерционные силы в системе, особенно при длинных трубопроводах, велики и являются причиной значительного повышения давления. Поэтому воздушные колпаки на нагнетании подлежат специальному расчету на прочность. Это относится, главным образом, к колпакам, не оборудованным предохранительными клапанами.

Если поршневой насос оборудуется воздушным колпаком в форме вертикального цилиндрического сосуда, то его диаметр приближенно может быть определен по формуле

$$D = 0.97 \sqrt[3]{V},$$

а высота

$$H = 1.36 \sqrt[3]{V}$$

где V — полный объем колпака, рассчитанный по формуле (15.36).

КЛАПАНЫ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

панных коробках, которые непосредственно примыкают к насосным цилиндрам и конструктивно являются их частью. В клапанной коробке на пути от трубопровода к рабочей полости цилиндра имеется отверстие, конструктивно оформленное в виде гнезда, которое прикрывается клапаном при его посадке. Так происходит разобщение цилиндра от примыкающего к нему всасывающего или нагнетательного трубопровода.

Клапаны поршневых насосов размещаются в специальных кла-

При подъеме клапана рабочая полость цилиндра сообщается с нагнетательным или всасывающим трубопроводом.

Теоретически предполагается, что подъем или опускание соответственных клапанов происходит мгновенно при достижении поршнем крайних (мертвых) положений поршня.

Практически для нормальной работы клапанного устройства насоса необходимо, чтобы клапан свободно подымался и опускался на седло без удара и защемления в направляющем приспособлении; инерция клапана должна быть минимальной; поэтому клапан стремятся сделать легким, компенсируя массу клапана действием пружины. Форма клапана должна быть обтекаемой для уменьшения гидравлического сопротивления. В закрытом положении клапан должен плотно садиться на гнездо, герметизируя его.

В настоящее время применяются почти исключительно самодействующие клапаны, т. е. клапаны, подымающиеся и опускающиеся только под действием разности давлений жидкости по обе стороны клапана и под действием силы тяжести.

При необходимости могут быть применены клапаны принудительного действия, обладающие механическим приводом, работающим согласованно с движением поршня.

Конструкция клапанов в зависимости от назначения насосов,

их подачи и условий применения бывает различной.

На рис. 146, а показан простейший тарельчатый клапан 1 с нижними направляющими ребрами 2 и гнездом 3. Наиболее подходящим материалом для изготовления таких клапанов является бронза, допускающая тщательную притирку клапана к гнезду и их соприкосновение по одной линии, что обеспечивает достаточную герметизацию клапана.

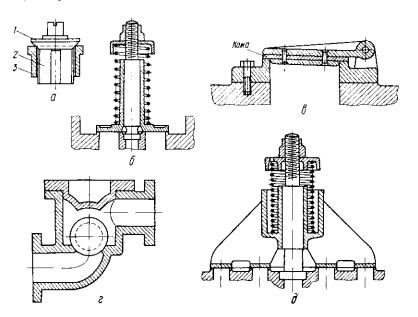


Рис. 146. Устройство клапанов.

Тарельчатый клапан с верхней направляющей колонкой и нажимной пружиной показан на рис. 146, б. Клапанная пружина применяется для того, чтобы тщательно прижимать к седлу клапан, имеющий относительно небольшую массу и, следовательно, обладающий малой инерцией. При перекачке загрязненных жидкостей опорная плоскость тарельчатого клапана снабжается резиновой или кожаной прокладкой.

Разновидностью тарельчатого клапана является откидной или шарнирный клапан, показанный на рис. 146, в; он применяется в насосах с небольшой частотой вращения кривошипного вала при перекачке, главным образом, загрязненных жидкостей. Такие клапаны изготовляются с кожаными или резиновыми прокладками.

Насосы для перекачки вязких, густых жидкостей снабжаются шаровыми клапанами, показанными на рис. 146, г. Шаровые

клапаны малых размеров изготовляются из стали и чугуна или бронзы, а шары больших размеров делаются полыми из металла или из резины с металлическим сердечником.

Для перекачки больших количеств жидкости применяются групповые клапаны, т. е. вместо одного большого клапана устанавливается несколько малых,

навливается несколько малых, или же один двухкольцевой клапан (рис. 146, д).

Чтобы судить о работе клапанов, необходимо уметь хотя бы приближенно определять зависимость основных параметров их работы от положения поршня в цилиндре насоса. Этой цели служит элементарная теория клапанов, с помощью которой приближенно определяется зависимость высоты подъема клапана h, скорости его подъема U и ускоре-

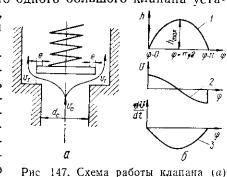


Рис 147. Схема работы клапана (а) и диаграммы подъема скірости и vcкорения клапана (б).

ния $\frac{dU}{dt}$ в функции скорости поршня и положения его в цилиндре. При рассмотрении работы клапана примем следующие обо-

значения: d_x — внешний диаметр тарельчатого клапана; h — подъем клапана; v_r — теоретическая скорость жидкости в щели клапана; $f_{\rm m}$ — площадь сечения щели; μ — коэффициент расхода жидкости через щель; f_c — площадь свободного сечения седла клапана; v_c — скорость жидкости при движении через седло; G — сила тяжести, соответствующая массе клапана; R — натяжение пружины; p — давление жидкости под клапаном.

На рис. 147, a показано, что жидкость движется из цилиндра насоса через седло клапана и щель между седлом и клапаном под давлением p, которое остается постоянным:

$$p = (G + R)/f_c.$$
 (15.46)

Теоретическая скорость жидкости в щели клапана

$$v_{\rm r} = \sqrt{\frac{2g - \rho}{\rho g}} = \sqrt{2 \cdot \frac{G + R}{\rho f_{\rm tot}}}. \tag{15.47}$$

Считая непрерывным поток жидкости, проходящий через цилиндр насоса, седло клапана и щель между седлом и клапаном, можно записать уравнение

$$Fv = f_c v_c = \mu \pi \, d_{\mathbf{k}} h v_{\mathbf{r}}, \tag{15.49}$$

откуда

$$h = \frac{Fv}{\mu\pi \ d_{\kappa}v_{\tau}} \ . \tag{15.50}$$

Так как скорость поршня и следующей за ним жидкости в цилиндре насоса определяется зависимостью $v = \omega r \sin \phi$, то

$$h = \frac{F \omega r}{\mu \pi d_{\nu} v_{\tau}} \sin \varphi. \tag{15.51}$$

Следовательно, подъем клапана является функцией угла ф поворота кривошипа и закон изменения подъема клапана графически представляет собой участок синусоиды (рис. 147, б, график 1). Из рисунка и формулы (15.51) видно, что максимальный подъем клапана

$$h_{\max} = \frac{F \omega r}{\mu \pi d_{\kappa} v_{\tau}} . \qquad (15.52)$$

Скорость подъема клапана определится производной

$$U = \frac{dh}{dt} = \frac{F \omega r}{\mu \pi d_{\kappa} v_{\tau}} \cdot \cos \varphi \frac{d \varphi}{dt} = \frac{F \omega^{2} r}{\mu \pi d_{\kappa} v_{\tau}} \cos \varphi. \quad (15.53)$$

Таким образом, величина U является функцией угла ϕ поворота кривошипа и графически изменение скорости подъема клапана выражается косинусоидой, показанной на рис. 147, δ (график 2). Минимальной, равной нулю, скорость U оказывается в средине хода поршня. Наибольшей скоростью клапан обладает в крайних положениях поршня при x=0 и $x=\pi$. Причем в первой половине хода при подъеме клапана скорость положительна, а во второй половине, когда клапан опускается, скорость имеет отрицательный знак.

Ускорение клапана определяется производной

$$\frac{dU}{dt} = -\frac{F\omega^2 r}{\mu\pi d_{\kappa} v_{\tau}} \cdot \sin\varphi \frac{d\varphi}{dt} = -\frac{F\omega^3 r}{\mu\pi d_{\kappa} v_{\tau}} \cdot \sin\varphi = -\omega^2 h. \quad (15.54)$$

Из уравнения видно, что ускорение клапана графически выражается участком синусоиды, показанной в виде графика 3 на рис. 147, б. Она имеет отрицательные ординаты и указывает, что в крайних положениях поршня ускорение клапана равно нулю. Такое обстоятельство противоречит графику скорости клапана.

Так, в соответствии с этим графиком скорость U клапана уже в начальный момент его открытия имеет конечное значение. Теоретически это должно было бы привести к появлению бесконечно большого ускорения. Практически такое противоречие объясняется лишь тем, что процесс поднятия клапана в точности не соответствует теоретическим положениям, а также принятым допущениям и фактически отстает от теоретического графика 1 .

¹ См. специальную литературу.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ НЕКОТОРЫХ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

Для перекачки чистых жидкостей различной вязкости или с небольшим количеством твердых примесей могут быть нены горизонтальные плунжерные насосы двойного действия (табл. 28). Уплотнение плунжера обычно осуществляется внут-

Таблица 28

Техническая характеристика горизонтальных плунжерных насосов

Подача Q, л мин	Днаметр пиличдра Д, мм	Ход поршия в, мм	Диаметр всасываю- щих и нагнетатель ных патрубков, мм
180—240	125	300	100
260—350	150	300	100
350—450	175	300	125
450—600	200	300	125
600—800	200	400	140
750—1000	220	400	160
900—1200	210	400	160
1000—1700	260	400	175
1400—1800	300	400	175

Примечания: 1. Частота вращения кривошипного вала составляет 30—40 мин^{—1}. 2 Напор составляет 60 м.

ренним сальником (рис. 148). Регулирование уплотнения производится снаружи нажимным болтом, воздействующим на фонарь (полый внутренний цилиндо).

Для перекачки вязких и густых жидкостей, а также жидких суспензий с содержанием значительного количества взвешенных твердых частиц, применяются

вертикальные одно- и двухцилиндровые плунжерные насо-

Рис. 148. Схема уплотнения плунжера внутренним сальником:

ные плунжерные насосы (табл. 30).

движное упорное кольцо. сы одинарного действия с шаровыми клапанами (табл. 29). Для подачи известкового молока, мезги, крахмального молока, паток и сиропов могут быть использованы вертикальные и горизонталь-

10 5-2898 289

 ^{1 —} нажимной винт;
 2 — нажимной фонарь;
 3 — резиновые кольца уплотнения;
 4 — непо-

Техническая характеристика вертикальных плунжерных насосов

Подача <i>Q.</i> л/ч	Диаметр цилиндра Д, мм	Ход порш- ия s, мм	Число циливдров	Частота вращения <i>п.</i> криво-шипного вала, мин—	Напор <i>Н</i> , м	Объемный КПД դ	Раскод мощности <i>N</i> , кВт
2950 5050 7900 9450 5900 10 100 15 800 18 200 38 600	100 120 150 150 100 120 150 150 200	150 200 200 250 150 200 200 250 300	1 1 1 2 2 2 2 2	60 50 50 45 60 50 50 45 40	65 55 45 45 65 55 45 45	0,7 0,75 0,74 0,8 0,7 0,75 0,75 0,8 0,85	1,5 1,85 2,2 3,0 1,85 2,6 3,7 4,5

Таблица 30

Техническая характеристика поршневых (плунжерных) приводных насосов

Перекачиваемая жидкость	Марка насоса	Подача Q, м³/ч	Напор Н, м	Частота враще- ния кривошипис го вала п, мин	Расходуемая мощность <i>N</i> , кВт	Днаметр ци- линдра D , мм	Ход поршня s, мм	Число цилиндро
		В	ерти	каль	ные			
Мезга, известковое молоко, патока, си-		0,45— 0,9	40	62,5	1,0	55	85	1
роп Мезга, крахмаль- ное молоко	CH-1	2,4	20	50	0,5	100	126	1
То же Известковое моло-	СН-3 НП-10/16	7,8 9,8	20 83	45 60	0,75 3,43	150 120	200 150	1 2
ко, патока То же Мезга, крахмаль-	AHB-125 CH-4	12,8 10,8	63 20	55 45	4,5 1,0	125 170	160 200	$\frac{2}{1}$
ное молоко То же Известковое моло- ко, патока	CH-5 AHB-125	15,6 16,3	20 50	45 55	1,75 4,5	200 125	250 250	1 2
		Го	ризо	нталі	ьные			
Вода и крахмаль- ное молоко	K-18	4-6	3 0	34—50	2,2	100	150	1
То же	K-21 KH-165330 KH-200400		30 30 30	2045 43 40	3,8 2,6 4,4	150 165 203	200 330 406	1 1 1

НАСОСЫ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

Прямодействующим насосом или насосом прямого действия называется такой насос, перемещение поршня которого в цилиндре осуществляется непосредственно при помощи паровой машины. При этом поршень насоса находится на одном штоке с поршнем паровой машины (рис. 149).

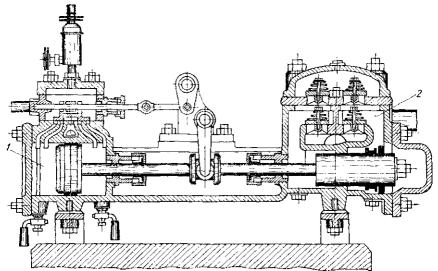


Рис. 149. Паровой насос прямого действия.

Такие насосы представляют собой единую конструкцию, в которой паровой цилиндр 1 и цилиндр собственно насоса 2 устанавливаются на одной фундаментной плите.

Паровые прямодействующие насосы изготовляются в виде одноцилиндровых насосов двойного действия или чаще всего в виде сдвоенных цилиндров двойного действия, т. е. в виде насосов четверного действия. Последние также монтируются на одной фундаментной плите в виде единого блока.

Преимущество двухцилиндровой конструкции сказывается в упрощении привода золотников парораспределения. Для большей компактности клапанное устройство расположено над цилиндром насоса в два яруса (рис. 150). Ниже располагаются всасывающие клапаны, а над ними — нагнетательные. Золотниковое парораспределение располагается над паровым цилиндром. Перемещение золотников по золотниковому зеркалу осуществляется при помощи золотниковых тяг. Парораспределение любого из цилиндров управляется рычажной системой, связанной со штоком соседнего цилиндра.

Так, при движении штока 1 левого цилиндра (рис. 150), на котором жестко сидит кулачек 2, поворачивается рычаг 3, свя-

10*

занная с ним ось 4 и кривошип 5. При повороте кривошипа 5 передвигается тяга и шток 6 золотника правого цилиндра. В свою очередь, шток 7 правого цилиндра приводит в движение рычажную систему перемещения золотника левого цилиндра.

Следует отметить, что поршень парового цилиндра, приближаясь к левому или правому крайнему положению (см. рис. 149),

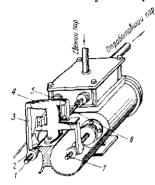


Рис. 150. Схема нарораспределения нарового насоса прямого действия.

му краннему положению (см. рис. 143), перекрывает каналы золотника, служащие для выпуска пара. Вследствие этого пар, оказавшись замкнутым во вредном пространстве, создает противодавление и обеспечивает более плавную остановку поршня в крайнем положении. Все это благоприятно сказывается на работе насоса, а особенно на работе клапанов.

Объемный КПД прямодействующего насоса при подаче воды невысокой температуры, довольно велик и достигает значений $\eta_0 = 0.95$; а общий КПД насоса (водяного цилиндра) обычно бывает $\eta = 0.75 - 0.85$.

Работа прямодействующего насоса легко регулируется вручную открыти-

ем вентиля на паропроводе, подводящем свежий пар к золотниковому устройству. Максимальное число циклов (число двойных ходов поршня) зависит от давления свежего (острого) пара.

Обычно в промышленности применяются насосы прямого действия с числом циклов в пределах 30—50 в минуту. Подача насосов прямого действия колеблется в широких пределах. Отечественные заводы выпускают двухцилиндровые насосы с подачей от 0,5 до 100 м³/ч и более в широкой области давлений p=0,5—5,0 МПа.

В цилиндре прямодействующего насоса, как и во всяком насосе двойного действия с одной стороны цилиндра происходит всасывание, а с другой — нагнетание жидкости. Чтобы поршень водяного цилиндра перемещался в нем, нагнетая жидкость, необходимо, чтобы усилие, оказываемое паром на поршень в паровом цилиндре, было больше усилия, оказываемого на жидкость насосным поршнем. Но, так как давление нагнетания в насосе практически постоянно по ходу поршня, то и давление пара в паровом цилиндре должно быть также постояным.

Отсюда следует, что паровая машина в данном случае должна работать без расширения пара, т. е. с полным наполнением цилиндра свежим паром и выпускать его из цилиндра с тем же давлением. Вследствие этого КПД паровой машины невелик, а расход пара достигает 50—90 кг на киловатт-час.

Несмотря на явную неэкономичность работы, прямодействующие насосы имеют относительно широкое применение, благода-

ря простоте устройства и надежности в работе в различных отраслях пищевой промышленности, где необходимо строгое регулирование подачи, например, в спиртовой промышленности

при перекачке бражки и др.

Часто такие насосы применяются в небольших котельных для питания котлов, так как по правилам техники безопасности питательные насосы должны иметь самостоятельный привод. Паровой цилиндр такого насоса питается паром из котла, в который должна подаваться вода насосным цилиндром того же насоса с некоторым избытком давления по сравнению с давлением в котле. Поэтому в таких насосах диаметр парового цилиндра $D_{\rm n}$ и соответственно диаметр поршня всегда больше диаметра водяного цилиндра $D_{\rm b}$. Расход пара на насос прямого действия определяется по общим формулам для расхода пара паровой машиной с учетом 100% наполнения цилиндра.

Техническая характеристика насосов прямого действия, которые применяются в пищевой промышленности, приведены в табл. 31.

Таблица 31

Техническая характеристика прямодействующих двухцилиндровых насосов двойного действия

7.								
Типоразмер	Подача Q, м³/ч	Напор Н, м	Давление свеже- го пара р, МПа	Противодавле- пне, МПа	цилинд	метр ра, мм гидрав- личес- кого	Ход поршня s, мм	Число двойных ходов в минуту
БНП НПН-3 ПДГ6/4	0,25—0,75 11—12 6	120 200 40	0,59 1,18 1,1	0,05 0,05 0,05	80 190	35 130 —	125 250	30—90 17—34 115
ПДГ6/2 0 ПДГ60/ 20	6 60	200 200	1,1 1,0	0,05 0,05		<u>-</u>	_	100 50

Глава шестнадцатая

РОТАЦИОННЫЕ И НЕКОТОРЫЕ СПЕЦИАЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ НАСОСОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

В различных отраслях пищевой промышленности для перекачки жидкостей с повышенной вязкостью и жидких густых масс применяют ротационные насосы, относящиеся к объемным нагнетателям, так как их работа основана на принципе вытеснения.

Ротационные насосы отличаются надежностью в работе. Их подача при сохранении неизменного давления легко регулируется изменением числа оборотов. Равномерное движение вытеснителей — роторов обусловливает практически непрерывную подачу и исключает необходимость установки воздушных колпаков.

Указанные особенности ротационных насосов обеспечили им широкое применение в пищевой промышленности. Например, в консервной промышленности ротационные насосы различных типов применяются для перекачки яблочных и томатных пюре, соусов и других жидкостей и смесей, с которыми связано производство овощных, рыбных, мясных и других консервов.

водство овощных, рыоных, мясных и других консервов. В кондитерской промышленности ротационными насосами пользуются для подачи фруктово-ягодных начинок к различным производственным станциям, для автоматического наполнения начинкой карамельных батонов и др. Ротационные насосы применяются также в молочной промышленности, в маслобойном производстве, в спиртовой промышленности для заторов, барды и др.

Для перекачки жидкостей или суспензий, содержащих абра-

зивные частицы, такие насосы непригодны.

ШЕСТЕРЕНЧАТЫЕ НАСОСЫ

Основными рабочими органами шестеренчатого насоса являются две шестерни. Одна из них жестко посажена на приводном валу, а другая — вращается (рис. 151). Жидкость переносится

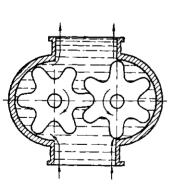


Рис. 151. Схема шестеренчатого насоса. со всасывающей стороны на нагнетательную во впадинах между зубьями шестерен, плотно охватываемых кожухом насоса. Для большей эффективности работы такого насоса необходимо, чтобы зацепление шестерен было плотным. В противном случае жидкость будет переходить из области нагнетания в область всасывания. Поэтому по мере износа зубчатых колес объемный КПД насоса падает. Подача шестеренчатых насосов может быть определена зависимостью

$$Q = \frac{qzn}{30} \eta_0, \tag{16.1}$$

где q — объем впадины между зубьями;

г — количество впадин на одной шестерне;

n — частота вращения;

η₀ — объемный КПД (обычно равен 0,7—0,8).

Шестеренчатые насосы часто устанавливаются с приводом от электродвигателя через редуктор (рис. 152). Такие насосы, например, в спиртовой промышленности применяются для транспортировки заторов, картофельной массы. На сахарных заводах такими насосами перекачиваются патоки.

Технические характеристики шестеренчатых насосов, применяемых в пищевой промышленности, приведены в табл. 32.

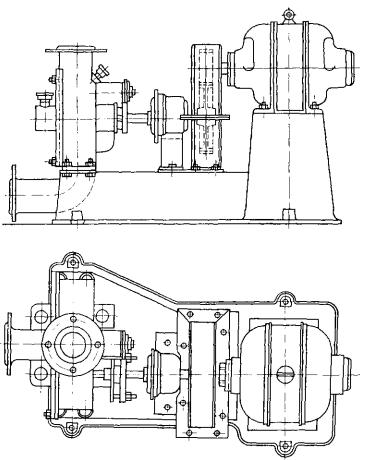


Рис. 152. Установка шестеренчатого насоса для перекачки картофельной массы.

Шестеренчатые насосы широко применяются в молочной промышленности для перекачивания цельного молока и сгущенных вязких молочных продуктов [5, 22].

Шестеренчатый насос модели НШМ-10 показан на рис. 153.

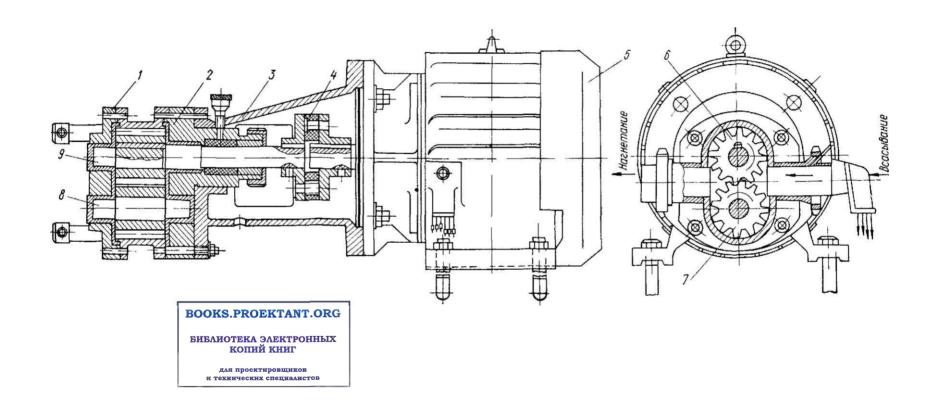


Рис 153 Устройство шестеренчатого насоса НШМ 10

1 — крышка насоса передняя, 2 — крышка задняя 3 — промежуточный опорный стакан 4 — муфта упругая 5 — электродвигатель 6 — шестерня ведущая, 7 — шестерня ведомая 8 — вал ведомый, 9 — вал ведущий

Техническая характеристика шестеренчатых насосов

Типоразмер	Подача Q, м³/ч	Напор <i>Н</i> , ж	Расход мощности <i>N</i> , кВт	Частота враще- ния вала насоса п, мин—1	Частота враще- ния электродви- гателей, мин—1	Перекачиваемая жидкость
ншп—20—59	22	50	10	415	1450	Патока вязкостью до v=665cСт
НШҚ—18,5	2,3	36	3	51	95 0	Сироп, патоки и дру-
ншм—10	10	20	2,8	950	950	гие вязкие продукты Вязкие молочные про- дукты
P3—3 P3—4.5	0,85 2,55	45 33	1,1 0,9	— 1 4 50	— 1450	Патоки, густые сиро-
,-	'	_	'	1 100	1100	пы, начинки и др.
РЗ—7,5 НУК—10	3,85 7—10	30 2 0	1,35 2,8	92	950	Кисломолочные и другие вязкие молочные продукты

КУЛАЧКОВЫЕ РОТАЦИОННЫЕ НАСОСЫ

В пищевой промышленности применяются ротационные насосы, работающие по принципу шестеренчатых, у которых для вытеснения жидкости служат специально профилированные сопрягающиеся лопасти. Такие насосы обычно называют коловратнырис. 154 работы кулачкового с Ha показана схема трехзубчатым ротором насоса, который применяется для перекачки вязких молочных продуктов и сиропов.

Преимуществом таких насосов перед шестеренчатыми является то, что их роторы силовой нагрузки не несут. Силовая нагрузка воспринимается синхронизирующими шестернями, жестко посаженными на валах роторов. Наряду с этим следует отметить, что равномерность подачи жидкости в нагнетательный трубопровод у кулачковых насосов меньшая по сравнению с ше-

стеренчатыми.

Техническая характеристика насоса модели НРМ-5 следующая:

Подача, м ⁸			-									5
Напор, м												30
Частота вращ	ения р	ото	ров,	MHH-1								930
Диаметр всас	ываюш	ero	ин	агнетат	ель	ног	οп	атр	убко	в, м	IM	36
Мощность эле	ектроді	вига	теля	а. кВт								1,7
Частота вран					าต	ми	r 1					930

Для перекачивания высоковязких, пастообразных молочных и других продуктов применяются ротационные насосы модели НРТ, имеющие два ротора. На каждом из роторов смонтированы две специально профилированные лопасти-вытеснители, которые, перемещаясь, делят проточную часть насоса на замкнутые камеры. Вал одного из роторов является ведущим. Передача движения к ведомому валу осуществляется с помощью синхронизирующих шестерен, жестко посаженных на роторные

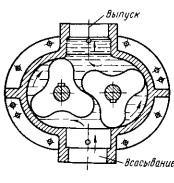


Рис. 154. Схема кулачкового насоса с трехзубчатым ротором.

pora $\eta_0 = 0.15$.

о -- плотность продукта;

валы. Все детали насоса, соприкасающиеся с перекачиваемым продуктом, изготовляются из нержавеющей стали.

За полный оборот вала четыре порции продукта переносятся к нагнетательному патрубку насоса и вытесняются в нагнетательный трубопровод.

Зная объем одной камеры (межлопастного пространства), можно определить массовую подачу такого насоса:

$$Q = 4.60 n V \rho g \eta_0,$$
 (16.2)
где n — частота вращения роторов;

V — объем одной камеры;

η₀ — объемный КПД. Следует заметить, что объемный КПД этого насоса сильно зависит от консистенции подаваемого продукта. Так, для тво-

Техническая характеристика насоса модели НРТ, имеющего редуктор и вариатор частоты вращения, следующая:

ПЛАСТИНЧАТЫЕ ИЛИ ШИБЕРНЫЕ РОТАЦИОННЫЕ НАСОСЫ

В консервном, плодово-овощном, крахмало-паточном, жировом и молочном производствах для перекачки густых вязких и даже пластичных продуктов применяют ротационные пластинчатые насосы.

Насос состоит из корпуса 6, у которого имеется верхняя съемная крышка 1, закрепляющаяся специальными гайками с рукоятками 3. Снизу имеется крышка 5. Нагнетательный патрубок 4 расположен справа, а всасывающий патрубок — слева (рис. 155). В корпусе 6 насоса смонтирована гильза 7, по внутренней поверхности которой перемещаются выдвижные лопасти 8 ротора 9, жестко посаженного на вал 2. Ротор насоса делается

меньшего диаметра, чем диаметр статора, и располагается в нем с некоторым эксцентриситетом. В роторе 9 сделаны радиальные пазы, в которых свободно перемещаются пластины 8. В тех случаях, когда центробежной силы недостаточно для выхода пла-

стин из пазов (при малой частоте вращения ротора), внутри пазов с тыльной стороны пластин устанавливаются выталкивающие пружины.

При вращении ротора (рис. 155) против часовой стрелки, вследствие эксцентричного расположения, в статоре образуется серповидное простран-CTBO, разделяемое движными лопастями на несколько камер. Камеры ограничиваются с внешней стороны внутренней поверхностью гильзы, внутренней стороны -- наружной поверхностью ротора, а с боков — выдвижными лопастями. Объем камер при вращении ротора в левой верхней

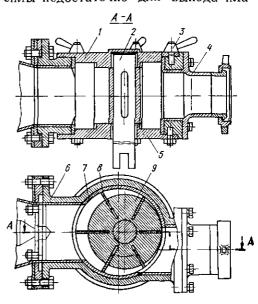


Рис 155 Насос ротационный шиберный.

части увеличивается, а затем при переходе в нижнюю правую часть уменьшается. Со стороны камеры с максимальным объемом в гильзе статора делается окно, соединяющее эту камеру со всасывающим патрубком насоса. Аналогично со стороны камеры с минимальным объемом в гильзе статора делается окно, соединяющее эту камеру с нагнетательным патрубком. Соответственно, в левой части происходит всасывание перекачиваемого продукта, а в правой — его нагнетание в нагнетательный патрубок.

При перекачке кашеобразных и пластичных, т.е. малотекучих продуктов, последние подаются во всасывающий патрубок насоса принудительно при помощи специального шнека.

Подача пластинчатых ротационных насосов колеблется в больших пределах (от 1 до 30 м³/ч и более). Напор насосов, которые применяются в пищевой промышленности, обычно составляет 20—30 м.

Для определения подачи пластинчатого ротационного насоса с эксцентричным расположением ротора можно пользоваться с $Q = [\pi (D-d) eb - 2bcze] 60n \, \varphi_0 \, \eta_0, \qquad (16.3)$

достаточной для практики точностью формулой [5, 22]:

e — эксцентриситет, м; b — длина ротора или пластины, м; c — толщина пластины, м; z — число пластин; n — частота вращения ротора, мин $^{-1}$; ϕ_0 — коэффициент, учитывающий уменьшение объема межлопастного пространства в результате смещения зоны всасывания от максимальной щели всасывания, $\phi_0 \approx 0.95$;

где D — внутренний диаметр гильзы статора, м;

d — диаметр ротора, м;

Число пластин, шт.

¬0 — объемный КПД, зависящий от качества выполнения насоса, давления, вязкости перекачиваемого продукта и способа подвода его к всасывающему патрубку насоса; для нормальных условий ¬0 = 0,8—0,9.

Техническая характеристика пластинчатого насоса, применяемого для перекачки густых молочных продуктов, следующая:

Подача, л/ч	,				1000
Напор, м					20
Частота вращения ротора, мин-1 .					40
Внутренний диаметр гильзы статора, мм	[162
Эксцентриситет, мм					12
Длина ротора, мм			_	_	130

ВОДОКОЛЬЦЕВЫЕ НАСОСЫК ротационным насосам относятся и водокольцевые, очень простые по устройству. Эти насосы в пищевой промышленности при-

меняются, главным образом, как вакуум-насосы, реже как воздуходувки с давлением до 0,15—0,17 МПа. Принцип действия водокольцевого вакуум-насоса состоит в следующем (рис. 156, a). Ротор с несколькими лопастями вра-

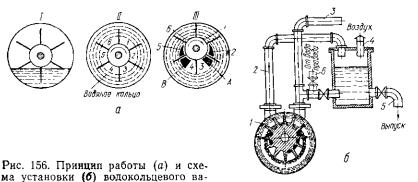
Принцип действия водокольцевого вакуум-насоса состоит в следующем (рис. 156, a). Ротор с несколькими лопастями вращается в кожухе, в котором находится некоторое количество жидкости (рис. 156, a, I).

Если ротор заставить вращаться с достаточно большой угловой скоростью, то под действием центробежных сил вокруг ротора у стенок замкнутого кожуха образуется водяное кольцо и ряд одинаковых по объему незаполненных жидкостью каналов 1, 2, 3, 4, 5, 6, разделенных лопастями ротора (рис. 156, а, 11).

При эксцентричном расположении ротора по отношению к кожуху (рис. 156, a, III) при вращении ротора каналы, разделенные лопастями, уже не будут одинаковыми по объему. При вращении ротора по часовой стрелке объем каналов 1, 2, 3 сначала увеличивается, а затем уменьшается — 4, 5, 6. Если в торцевой крышке кожуха сделать отверстия A и B, то через первое из них должно происходить всасывание воздуха вследствие уве-

личения объема каналов, а через второе — нагнетание воздуха вследствие уменьшения объема каналов.

При этом для разобщения области всасывания от области нагнетания насоса водяное кольцо должно в верхней части касаться поверхности ступицы ротора, а в нижней — лопасть насоса своим внешним концом (по вертикали) должна быть надежно погружена во внутренние слои водяного кольца. Для повышения



ма установки (б) водокольцевого вакуум-насоса.

качества вакуум-насоса целесообразно всасывающее отверстие A выполнять больших размеров, чем нагнетательное отверстие B.

Кроме этого, должны быть приняты меры к устранению неплотностей у торцевых стенок, так как малейшая неплотность отрицательно сказывается на работе насоса, снижает его КПД.

На рис. 156, б показана схема установки водокольцевого насоса. В установку входят: собственно насос 1 со всасывающим и нагнетательным патрубками; всасывающая труба 3, соединяющая всасывающий патрубок насоса с емкостью, из которой отсасывается воздух; нагнетательная труба 2, соединяющая нагнетательный патрубок насоса с верхней полостью приемного бака, в который выбрасывается из трубопровода 2 откачиваемый воздух и отработанная вода. Приемный бак снабжен выхлопным патрубком 4 для выпуска воздуха. Имеется также патрубок 6 для подвода свежей водопроводной воды и сливной патрубок 5 для выпуска воды из приемного бака.

Объемный КПД водокольцевых насосов при достаточном охлаждении довольно велик и достигает 70%, но общий КПД их мал и составляет 22-40%.

Тем не менее, водокольцевые насосы широко применяются в промышленности, так как они дают возможность обеспечить значительный вакуум до 96%, не требуя очистки поступающего в них воздуха, а также допускают попадание в насос жидкости вместе с засасываемым воздухом. Преимуществом водокольцевых насосов является и то, что ротор насоса может вращаться с

той же частотой вращения, что и электродвигатель, т. е. отпадает необходимость установки редуктора. В пишевой промышленности применяются почти исключительно насосы типа ВВН (РМК) — ротационные мокровоздуш-

ные компрессоры (табл. 33), в качестве вакуум-насосов и ВК (ГРМК) в качестве газодувок и воздуходувок (табл. 34). Таблица 33

L. J.

Техническая характеристика водокольцевых вакуум-насосов

Типоразмер	Подача Q, м ⁸ /мин	Нормаль- ный ва- куум, %	Максималь- ный ва- куум, %	Мощность двигателя N. кВт	частога вращения n, мин—1	Расход воды, л/мин
ввн-3 (Рмк-2)	0.1 0,6 1,4 1,9 3,6		92	10	1450	20
ВВН-12 (РМК-3)	1,0 2,0 4,5 6,8 11,5 2,0 5,0	90 80 60 40 90 80	96	30	980	60
РМК-4	11,0 17,5	$\left. egin{array}{c} 60 \ 40 \ 70 \end{array} ight\}$	96	7 5	720	100
BBH-25 BBH-50	27,0 25,0 50,0	70 70 70	96 95	55 100	— 49 0	1 00

Таблица 34

(газ- и воздуходувок)	стика водоколь	COBIA ROMITEC	соров	
Типоразмер	Подача Q, м [#] /мин	Давление наг- нетания, МПа (максимальное)	Ітатсая И. кВт	Частота враще- ния л, мин—1
ВК-3 (ГРМК-2) ВК-12 (ГРМК-3)	3,6 11,5	0,14 0,21	14 40	1450 980
ВК-12 (ГРМК-4)	27,0	0.21	75	720
BK-25 BK-50	25,0 50,0	$0,15 \\ 0.15$	75 200	_

СТРУЙНЫЕ АППАРАТЫ

Принцип применения высоконапорной струи для подъема, перемещения и нагнетания различных материалов известен во мно-

гих отраслях промышленности. Струйные аппараты широко применяются в случаях: откач-

ки грязных вод из затопляемых шахт, подземных помещений и подвалов; производства земляных работ и разработок торфа способом гидромеханизации; транспортировки кусковых материалов; подъема и транспортировки рыбы при разгрузке из орудий улова и корабельных трюмов на разгрузочные причалы; смешения холодной и горячей воды теплофикационных сетей и подачи смеси в калориферы; нагнетания воды при питании паровых котлов; сжатия и последующего использования тепла низкого потенциала экстрапаров выпар-

ных станций и др.
В настоящее время предложен ряд струйных аппаратов для высококачественной отмывки сахарной свеклы и других корнеклубнеплодов.

Широкое применение струйных аппаратов и особенно водоструйных насосов объясняется, главным обра-

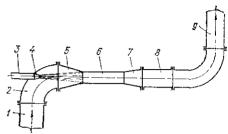


Рис. 157. Схема водоструйного насоса.

объясняется, главным образом, простотой их конструкции, отсутствием подвижных частей. Для установки струйных аппаратов не нужны громоздкие фундаменты, они могут устанавливаться в самых неудобных местах.

Принцип устройства водоструйного насоса простейшего типа заключается в следующем (рис. 157). Вода под давлением (рабочая вода) от насоса, который может быть установлен на значительном расстоянии от струйного аппарата, подается через трубопровод 3 к соплу 4. Через это сопло вода с большой скоростью в виде мощной струи попадает в комбинированную смесительную камеру, которая состоит из колена 2, конфузора 5 и цилиндрической горловины 6. Назначение смесительной камеры — смешение высоконапорной струи рабочей воды, обладающей большой скоростью, со всасываемым потоком, поступающим из приемника через трубу 1.

 \dot{M} з цилиндрической горловины 6 смесь рабочей и всасываемой воды поступает в диффузор 7, а из него в нагнетательный трубопровод 8.

Всасывание воды или какой-либо смеси с ней из приемника через трубу *1* водоструйного насоса происходит следующим образом. Струя высоконапорной воды, выходя из сопла, имеет большую скорость, т. е. обладает большой удельной кинетической энергией, которую она передает жидкости с малой скоростью, находящейся в смесительной камере. Таким образом, струя рабочей воды увлекает за собой воду и воздух из смесительной камеры, создает в ней разрежение, благодаря которому во всасывающую трубу поступает вода из приемника, откуда ее надо откачать.

Принцип работы водоструйного насоса состоит в следующем. Насос рабочей воды подает воду под большим давлением, т. е. с большим запасом потенциальной энергии по трубопроводу 3

скоростью струи. Кинетическая энергия струи в смесительной камере поглощается потоком всасываемой жидкости, обладающей малой скоростью. Предполагается, что к концу цилиндрической горловины 6 перед диффузором 7 происходит полное смешение Резервуар [Резервуар [[[70 ды. При достаточном энергии рабочей воды в конце *водоструйный*

к соплу 4. При выходе из сопла 4 потенциальная энергия преобразуется в кинетическую энергию выбрасываемой с большой

Рис. 158. Схема установки водоструйного насоса.

Резервуар <u>I</u>I

струи рабочей воды с потоком всасываемой воды и выравнивание скорости течения за счет снижения скорости частиц рабочей воды и увеличения скорости частиц всасываемой возапасе

смесительной камеры создается избыточное давление, недальнейшей обходимое ДЛЯ транспортировки смешанного потока воды по трубе 8 и ее подъема по трубе 9. Преобразованию кинетической энергии смешанного потока в потенциальную энергию давления способ-

ствует диффузор 7. Как установлено теорией [13, 30] и практикой эксплуатации

водоструйных насосов, гидравлические процессы, происходящие в водоструйных аппаратах, связаны со значительными потерями энергии. Поэтому КПД струйных аппаратов невелик - порядка 0,15—0,3. Рассмотрим схему установки водоструйного насоса (рис. 158).

Напор, создаваемый насосом рабочей воды перед соплом H_0 , а также напор, создаваемый водоструйным насосом H_1 , соответствуют уровням жидкости в резервуарах I и III.

Обозначим через $Q_{\rm вc}$ — количество всасываемой и поднимаемой струйным насосом воды; $Q_{\rm pa6}$ — количество рабочей воды, подводимой к соплу водоструйного насоса; $q = \frac{Q_{\rm nc}}{Q_{\rm na6}}$ — коэффи-

циент полсасывания.

Очевидно, что $H = H_2 + H_1$ — полная высота подъема всасываемой воды, а $h = H_0 - H_1$ — рабочий напор, затрачиваемый струйным аппаратом.

Коэффициент полезного действия струйного аппарата η можно определить как отношение полезной мощности $N_{\rm nor}$, создаваемой насосом, к мощности $N_{\text{затр}}$, затрачиваемой насосом.

Водоструйный насос поднимает количество всасываемой воды $Q_{\rm BC}$ на высоту $H_2 + H_1$. Следовательно, полезная мощность насоса определяется величиной

 $N_{\text{пол}} = Q_{\text{вс}} \rho g (H_2 + H_1) = \rho g Q_{\text{вс}} H.$

При этом затрачиваемая мощность $N_{\text{затр}} = Q_{\text{раб}} \rho g (H_0 - H_1) = \rho g Q_{\text{naf}} h.$

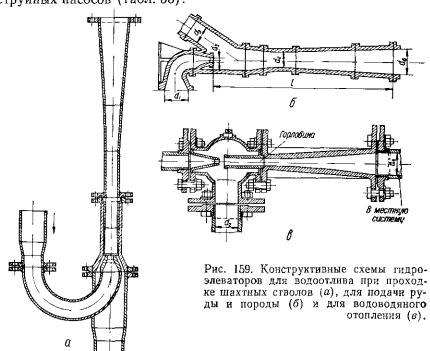
Поэтому

$$\eta = \frac{N_{\text{non}}}{N_{\text{3arp}}} = \frac{Q_{\text{BC}}H}{Q_{\text{pa6}h}} = q \frac{H}{h} .$$
(16.4)

Как видно из полученного выражения, КПД струйного аппарата зависит от относительных количеств подымаемой воды q, а также от относительной высоты подъема H/h.

Установлено, что напор, развиваемый водоструйным насосом, тем больше, чем больше скорость истечения рабочей воды из сопла и чем меньше отношение сечений горловины $F_{\rm rop}$ и сопла $F_{\rm con}$. КПД струйных насосов с увеличением размеров при прочих равных условиях увеличивается. Наиболее часто применяются водоструйные насосы с отношением $m = \frac{F_{\rm rop}}{F_{\rm con}} = 4 - 10$.

В. И. Турк [30] приводит значения отношений $F_{\rm rop}/F_{\rm con}$ H/H_0 и $Q_{\rm Bc}/Q_{\rm pa6}$, отвечающие наивыгоднейшим условиям работы водоструйных насосов (табл. 35).



Струйные аппараты, предназначенные для подъема жидкости или жидких смесей, называются гидроэлеваторами. Несколько промышленных конструкций гидроэлеваторов показано на рис. 159, *a*, *б*, *в*.

Оптимальные соотношения параметров водоструйных насосов

$\frac{F_{\text{rop}}}{F_{\text{con}}}$	$\frac{H}{H_0}$	$\frac{Q_{\mathrm{BC}}}{Q_{\mathrm{pafi}}}$	η	$\frac{F_{10p}}{F_{con}}$	<u>H</u> H ₀	$\frac{Q_{\rm BC}}{Q_{\rm pa6}}$	μţ
4 5 6 7	0,225 0,185 0,150 0,125	1,0 1,2 1,37 1,62	0,22 0,22 0,21 0,21	8 9 10	0,120 0,110 0,100	1,75 1,82 2,00	0,21 0,20 0,20

ВОЗДУШНО-ВОДЯНЫЕ ПОДЪЕМНИКИ (МАМУТ-НАСОСЫ)

Действие воздушно-водяных подъемников основано на создании разности плотностей жидкости или жидких смесей в двух сообщающихся сосудах [10, 30].

Подъемник представляет собой U-образную трубу, одно из колен которой почти в два раза длиннее другого (рис. 160). Труба состоит из трех частей: всасывающей 1, опорной 5 и нагне-

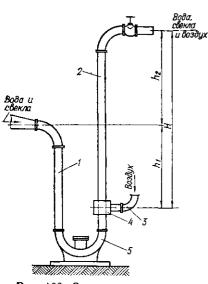


Рис 160 Схема воздушно-водяного подъемника (мамут-насоса).

тательной 2. В нижней части трубы монтируется кольцевая коробка 4, охватывающая трубу. В этой части трубы сделаны прорези для поступления воздуха под давлением внутрь трубы. К кольцевой коробке сжатый воздух от компрессора подводится через патрубок 3.

Всю конструкцию помещают в специально сооружаемую бетонную шахту такой глубины, чтобы открытый конец всасывающего колена трубы 1 был сопряжен с внутренней поверхностью гидравлического транспортера, доставляющего свекло-водяную смесь к мамут-насосу.

Верхний конец выбрасывающего колена подводится к наклонному решетчатому желобу, по которому свекла, освобожденная от воды, направляется в моечный аппарат. Всасывающая

и выбрасывающая трубы — стальные сварные. Опорная часть 5 отливается из чугуна.

Работа подъемника заключается в следующем. Смесь воды из гидротранспортера поступает в более короткое всасывающее

колено насоса и поднимается по закону сообщающихся сосудов в выбрасывающем длинном колене до того же уровня. Так как снизу выбрасывающего колена подается компрессором сжатый воздух, то плотность смеси свеклы, воды и воздуха в этой трубе становится меньше, чем во всасывающем колене. Поэтому уровень смеси в выбрасывающей части мамут-насоса поднимается в соответствии с уменьшением плотности смеси.

Как известно, уровни жидкости h_1 и H в сообщающихся сосудах установятся обратно пропорционально плотностям ρ_1 и ρ_2 .

$$\frac{H}{h} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \,. \tag{16.5}$$

На работу подъемника, кроме указанного статического эффекта, оказывает влияние также динамический эффект. При подъеме пузырьков воздуха вверх давление в них падает и при выходе достигает атмосферного. Поэтому объем пузырьков увеличивается. Расширяясь, они действуют выталкивающе, как поршни, и этим способствуют подъему свекло-водяной смеси в выбрасывающем колене подъемника:

 \hat{M} амут-насосом можно подавать свекло-водяную или другую жидкую смесь на значительную высоту. Существенным препятствием является лишь необходимость углублять шахту на глубину, равную примерно высоте подъема \hbar_2 . Иначе смесь может вырываться через короткое всасывающее колено.

Рассмотрим работу подъемника свекло-водяной смеси.

Подъем свеклы или других корнеклубнеплодов при помощи мамут-насосов имеет следующие преимущества: простота устройства, отсутствие подвижных частей, попутная хорошая отмывка перемещаемого материала, так как корни свеклы, клубни картофеля и др. находятся в быстром движении и взаимном трении. Недостатком применения мамут-насосов является необходи-

мость значительного заглубления и сооружения компрессорной станции сжатого воздуха.

Подачу подъемника рассчитывают, исходя из скорости сме-

подачу подъемника рассчитывают, исходи из скорости смеси во всасывающем колене $v=1\,$ м/с. Расход Q свекло-водяной смеси в единицу времени определяют по формуле

$$Q = \frac{q(1+m)}{1000}, \qquad (16.6)$$

где q — количество свеклы, подаваемой насосом в единицу вре-

m — коэффициент кратности, показывающий, во сколько раз больше в смеси содержится воды по сравнению со свеклой. Величина m по нормативам промышленности составляет m=5,5-6,5 и даже более при сильной загрязненности свеклы.

С другой стороны,

$$Q = v \frac{\pi D^2}{4}$$
,

где D — диаметр всасывающей трубы подъемника.

Глубина погружения подъемника в колодец h_1 выражается обычно в процентах от общего подъема H:

$$arepsilon = rac{m{h}_1}{H} 100.$$
мальных условий составляет 50

(16.7)

Эта величина для оптимальных условий составляет 50-60%. Если задан действительный подъем h_2 , то $h_1+h_2=H$. Подставляя это значение в формулу (16.7) и определяя из нее h_1 , получим

$$h_1 = -\frac{\varepsilon h_2}{100 - \varepsilon}$$
 . (16.8)

Объемный КПД подъемника определяют по эмпирической формуле в зависимости от глубины погружения є и высоты подъема H, считая от воздушной коробки

$$\eta_0 = \frac{134\epsilon - 0.68\epsilon^2}{10\,000 + 75H}$$
. (16.9)

Секундный расход воздуха при атмосферном давлении определяют по формуле, известной из теории воздушных подъемников:

$$V_{1} = \frac{h_{1}Q}{21\tau_{0}\lg\frac{10+h_{1}}{10}} . (16.10)$$

Абсолютное давление в компрессоре при нагнетании с учетом сопротивлений в воздухопроводе можно принять, МПа:

$$p_{\kappa} = \left(\frac{10 + h_1}{10} + 0.2\right) 0.1. \tag{16.11}$$

Необходимая затрата мощности на компрессор, кВт

$$N = \frac{98\,100 \cdot 2,303 V_{1}}{1000 \eta_{\text{B3}}} \cdot \lg \frac{p_{\text{K}}}{p_{\text{B}}} \,, \tag{16.12}$$

где $\eta_{из}$ — изотермический КПД компрессора, который может быть принят 0,6.

КПД всей установки

$$\eta = rac{1000 Q \cdot h_2}{102 N} \; .$$

Пример. Рассчитать мамут-насос для сахарного завода производительностью 3000 т свеклы в сутки при высоте подъема $h_2 = 10$ м. Принимаем количество транспортной воды 700% по весу свеклы (m=7).

Количество свеклы, перерабатываемой в единицу времени,

$$q = \frac{3000 \cdot 1000}{24 \cdot 3600} \text{ kg/c} = 34,6 \text{ kg/c}.$$

Расход свекло-водяной смеси в единицу времени

$$Q = \frac{34.6(1+7)}{1000} \text{ m}^3/\text{c} = 0.278 \text{ m}^3/\text{c}.$$

 $\Gamma_{\pi \nu}$ бина погружения подъемника принимается $\varepsilon = 55\%$, тогда заглубление насоса до воздушной коробки

$$h_1 = \frac{55 \cdot 10}{100 - 55} \text{ m} = 12,2 \text{ m}.$$

Общий подъем, считая от воздушной коробки,

 $H = h_1 + h_2 = 12.2 \text{ m} + 10 \text{ m} = 22.2 \text{ m}.$

Объемный КПД

 $\eta_0 = \frac{134 \cdot 55 - 0.68 \cdot 55^2}{10.000 + 75.22 \cdot 2} = 0.455.$ Расход воздуха на подъемник в единицу времени при атмосферном давле-

$$V_1 = \frac{12,2.0,278}{21\cdot 0,455\cdot \lg \frac{22\cdot 2}{10}} \approx 1$$
 м³/с.

Давление на компрессоре
$$p_{\kappa}=0$$
, 1 $\left(\frac{10+12,2}{10}+0,2\right)=0.24\,$ МПа.

Абсолютное давление при всасывании

 $p_{\rm B} = 0.09 \, \text{M}\Pi a.$ Потребная мощность на компрессор

 $N = \frac{98100 \cdot 2,303 \cdot 1}{1000 \cdot 0.6} \text{ Ig } \frac{0,24}{0.09} \text{ kBt} = 167 \text{ kBt}.$

Для

$$\eta = \frac{1000 \cdot 0,278 \cdot 10}{102 \cdot 167} = 0,163.$$

 $Q = v \frac{\pi D^2}{I}$ где D — диаметр трубы подъемника, а v — скорость смеси, равная v = 1 м/с.

определения диаметра трубы подъемника пользуются зависимостью

Следовательно,
$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.278}{3.14.1}} \text{ M} = 0.595 \text{ M}$$

Глава семнадцатая

КОМПРЕССОРЫ

Компрессорами называются нагнетатели, служащие для подачи сжатого воздуха или газа под избыточным давлением более 0,2-0,3 МПа. Повышенная степень сжатия в компрессорах обусловливает изменение термодинамических условий состояния воздуха или газов.

По конструктивным особенностям и принципу действия (схема 4) компрессоры, применяемые в пищевой промышленности,

Классификация компрессоров



подразделяются на поршневые и центробежные. Применяются также ротационные компрессоры, которые конструктивно и поспособу привода сходны с центробежными машинами, однако по принципу действия (вытеснение) они относятся к поршневым машинам.

Области применения поршневых и центробежных компрессоров различны и соответствуют особенностям этих машин. Так, поршневые компрессоры, воздействующие с помощью поршня на определенный замкнутый объем воздуха в цилиндре в период нагнетания, могут создавать значительную степень сжатия p_2/p_1 при относительно ограниченной подаче воздуха или газа. Поршневые компрессоры обладают высоким коэффициентом полезного действия и применение их наиболее целесообразно при давлениях более 1 МПа и при малых подачах (не более $100-150 \text{ m}^3/\text{мин}$).

Центробежные компрессоры (турбокомпрессоры) конструктивно и по принципу действия сходны с многоступенчатыми центробежными насосами. Отличие заключается в том, что рабочим телом является сжимаемый газ и поэтому имеют место

тепловые процессы. Использование центробежных компрессоров наиболее целесообразно при подаче больших количеств воздуха (не менее $50 \text{ м}^3/\text{мин}$) при сравнительно невысоком давлении (0.7-0.8 MHa).

У каждого из типов компрессорных машин имеются свои преимущества и недостатки, которые должны быть учтены при выборе установки в каждом конкретном случае.

Центробежные машины имеют ряд существенных преимуществ перед поршневыми. У центробежных машин отсутствуют быстро изнашивающиеся части — поршни, клапаны и т. д. Они не требуют внутренней смазки и поэтому не загрязняют сжатый воздух или газ, что очень важно в пищевых производствах. Благодаря большой частоте вращения роторов центробежных компрессоров их можно непосредственно соединять с электродвигателями или паровыми турбинами.

Установки с трубокомпрессорами более компактны — они имеют меньший вес, занимают меньшую производственную площадь. Так как воздух или газ проходит равномерно через компрессор в одном направлении, отпадает необходимость установки рессиверов между отдельными ступенями. При работе турбокомпрессоров не возникают инерционные усилия, а поэтому их фундаменты легче, чем фундаменты поршневых компрессоров.

Существенным недостатком турбокомпрессоров является их меньший КПД и невозможность получения высоких давлений при относительно малых подачах.

ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Принцип действия поршневого компрессора такой же, как и поршневого насоса. Отличием является только то, что поршень насоса выталкивает жидкость в течение всего нагнетательного хода, а компрессор выталкивает воздух или газ лишь после того, как давление в цилиндре компрессора превысит давление в нагнетательной линии.

В зависимости от способа действия поршневые компрессоры бывают простого и двойного действия. По расположению цилиндров подразделяются на горизонтальные, вертикальные и с наклонными цилиндрами; по числу ступеней сжатия подразделяются на одно-, двух- и многоступенчатые, а по способу охлаждения — с воздушным (небольшие компрессоры) и водяным охлаждением.

По своему назначению различают компрессоры воздушные, кислородные, аммиачные, углекислотные и др. В пищевых предприятиях применяются стационарные и передвижные компрессоры.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА

Для анализа процессов, происходящих при работе компрессора, рассмотрим теоретический рабочий процесс. Теоретическим этот процесс называется потому, что при его изучении не учитывают целый ряд факторов, сопутствующих действительному рабочему процессу. Так, например, не учитывают гидравлическое и механическое сопротивление клапанов, трения поршня в цилиндре. Полагают, что в газосборнике на нагнетании поддерживается постоянное давление, а поэтому принимают, что нагнетание происходит при постоянном давлении. Также принимают, что давление и температура всасываемого воздуха или газа в процессе работы не меняются. Считают, что после нагнетательного хода поршня в цилиндре не остается воздуха или газа. Обычно предполагают, что процесс сжатия происходит без теплообмена с внешней средой, т. е. без охлаждения, следовательно, температура воздуха или газа повышается.

Теоретический рабочий процесс рассмотрим на примере поршневого компрессора двойного действия (рис. 161). Проведем анализ диаграммы для левой полости цилиндра.

При движении поршня вправо из крайнего левого положения \hat{I} всасывающий клапан $\hat{k_1}$ открыт и воздух всасывается в цилиндр. Давление на протяжении всего хода всасывания 1-2

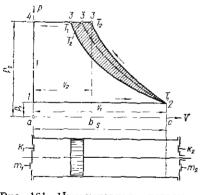


Рис. 161. Индикаторная диаграмма адиабатического, политропического и изотермического процессов сжатия для поршневого компресcopa

постоянно и равно атмосферному. Поэтому линия всасывания 1-2 параллельна оси абсцисс.

При ходе поршня от крайнего правого положения 2 влево всасывающий клапан k_1 закрывается и газ, замкнутый в левой полости цилиндра сжимается. Изменение давления в цилиндре при сжатии происходит в зависимости термодинамических сжатия. Если процесс сжатия происходит без теплообмена с внешней средой, т. е. без охлаждения, то температура газа или воздуха повысится от температуры T_1 в точке 2 до температуры T_2 в точке 3. В этом случае изменение давления газа при сжатии на диаграмме представится в виде адиабаты — кривой 2-3.

При достижении давления p_2 , равного давлению газа в нагнетательном сборнике, открывается нагнетательный клапан m_1 , и газ будет выталкиваться из цилиндра при постоянном давлении p_2 . Линия 3-4 на диаграмме, параллельная оси абсцисс, называется линией нагнетания. По окончании нагнетания, если при-

При этом должно произойти мгновенное давления от p_2 до p_1 по линии 4-1 на диаграмме, Положения поршня, соответствующие точкам 1 и 2 на диаграмме, называются крайними или мертвыми, так как скорость поршня в этих точках равна нулю.

нять полное опорожнение цилиндра от газа, начнется снова вса-

Если построить индикаторную диаграмму давления для правой полости цилиндра компрессора двойного действия, то полу-

чится такая же диаграмма, как и для левой полости, повернутая на 180° относительно оси ординат. Площадь индикаторной диаграммы 1—2—3—4—1 (рис. 161)

представляет собой работу, затраченную компрессором на один цикл, т. е. на всасывание, сжатие и нагнетание (выталкивание) газа поршнем в левой полости цилиндра компрессора в услови-

Указанную площадь (1-2-3-4-1), эквивалентную работе компрессора, можно выразить по элементам так:

$$L = \text{пл.} (b-c-2-3) + \text{пл.} (b-3-4-a) -$$

- пл. (1-2-c-a). (17.1)Для того чтобы определить работу, затраченную компрес-

сором в условиях адиабатического процесса в течение одного цикла, необходимо воспользоваться некоторыми зависимостями из термодинамики, а именно:

уравнением состояния газа pv = RT

ях адиабатического процесса.

ском процессе

 uv_2 ;

уравнением адиабатического процесса
$$pv^k = \text{const}, \tag{17.3}$$
 где

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$
 — (17.4)

показатель адиабаты, уравнениями работы сжатия в адиабатиче-

 $L_{\text{cж ad}} = \frac{c_v}{A} \left(T_2 - T_1 \right)$ (17.5)

$$L_{
m cw}$$
 ад $= rac{1}{A}$ (I_2 — и теплоемкости при постоянном объеме

 $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}.$ (17.7)

В этих формулах приняты обозначения: p, p_1, p_2 — абсолютные давления газа соответственно для абсолютных температур T, T_1 и T_2 при удельном объеме v, v_1

 $c_v = \frac{AR}{h-1}$,

(17.2)

(17.6)

A — механический эквивалент тепла ($A = 4180 \, \text{Дж}$);

R — газовая постоянная; c_p — теплоемкость газа при постоянном давлении

Пользуясь приведенными термодинамическими характеристиками, выразим работу компрессора за один цикл при адиабатическом процессе в соответствии с формулой (17.1), счигая работу, совершаемую поршнем при сжатии газа, положительной, а при расширении — отрицательной:

$$L_{ax} = \frac{c_v}{A} (T_2 - T_1) + p_2 v_2 - p_1 v_1. \tag{17.8}$$

В этой формуле первое слагаемое $\frac{c_v}{A}$ (T_2 — T_1) выражает работу адиабатического сжатия, которой эквивалентна площадь

ооту адиаоатического сжатия, которои эквивалентна площадь (b-c-2-3) диаграммы. Второе слагаемое p_2v_2 выражает работу нагнетания, которой эквивалентна площадь (b-3-4-a). Третье слагаемое — p_1v_1 выражает работу всасывания, которой эквивалентна площадь (1-2-c-a).

Учитывая, что

 $p_2v_2 \neq p_1v_1; \;\; p_1v_1 = RT_1; \;\; p_2v_2 = RT_2,$ уравнение (17.8) может быть записано в виде

$$L_{ax} = \frac{c_v}{A} (T_2 - T_1) + RT_2 - RT_1 = \left(\frac{c_v}{A} + R\right) (T_2 - T_1).$$

Если в полученную зависимость подставить значение c_v из формулы (17.6), получим

$$L_{\text{all}} = \frac{k}{k-1} R T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)$$

и, наконец, на основании формул (172) и (17.7) находим

$$L_{\mathrm{a}\mathbf{x}} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{r_2}{n_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Как известно для политропического процесса

$$pv^n = \text{const}, \tag{17.10}$$

(17.9)

где

$$1 < n < k$$
.

Поэтому, если сжатие в поршневом компрессоре происходит по политропе 2-3', то площадь политропического сжатия b-c-2-3' на диаграмме эквивалентна работе политропического сжатия:

$$L_{\text{сж пол}} = \frac{c_v}{A} \, (T_2^1 - T_1)$$
, где $T_2^1 < T_2$.

При политропическом процессе сжатия, пользуясь теми же рассуждениями, можно определить работу компрессора за один цикл по аналогии с формулой (17.9):

$$L_{\text{non}} = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$
 (17.11)

При изотермическом сжатии:

$$T_2 = T_1 \quad \text{if} \quad p_2 v_2 = p_1 v_1.$$

Работа изотермического сжатия, которой на диаграмме эквивалентна площадь b-c-2-3'', как известно из термодинамики определяется величиной

$$L_{
m cw~us} = p_1 v_1 \ln rac{p_2}{p_1} \ .$$
Следовательно, работа всего изотермического цикла компрес-

Следовательно, работа всего изотермического цикла компрессора определится выражением

$$L_{\text{H3}} = \text{пл.} (b-c-2-3'') + \text{пл.} (3''-4-a-b) -$$

$$-\text{пл.} (I-2-c-a) = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} + p_2 v_2 - p_1 v_1;$$

но так как $p_1v_1 = p_2v_2$, то:

$$L_{\text{H3}} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = 2.303 p_1 v_1 \lg \frac{p_2}{p_1}. \tag{17.12}$$

Как видно из pv — диаграммы поршневого компрессора наибольшая работа затрачивается в случае адиабатического процесса сжатия, т. е. когда в процессе сжатия тепло от компрессора не отводится. Этому случаю на графике соответствует наиболее крутая кривая адиабатического сжатия 2-3 и, следовательно, наибольшая площадь диаграммы процесса — площадь (1-2-3-4-1).

Если процесс сжатия происходит при полном отводе тепла, то температура газа при сжатии не повышается $(T_2=T_1)$. Процесс происходит изотермически и описывается на графике наиболее пологой кривой — изотермой 2-3". Этому случаю соответствует наименьшая площадь диаграммы процесса — площадь (1-2-3)"—4-1).

Итак, наибольшая работа затрачивается компрессором при адиабатическом сжатии газа, когда тепло, выделяющееся при сжатии газа, не отводится. Наименьшая работа затрачивается компрессором при изотермическом процессе сжатия, когда тепло, выделяющееся при сжатии, полностью отводится от компрессора системой охлаждения. Экономия в работе компрессора при переходе процесса адиабатического сжатия к изотермическому характеризуется площадью (2—3—3"—2).

Практически тепло отводится от компрессора при помощи охлаждающей воды, циркулирующей в водяной рубашке цилинд-

ра, и процесс сжатия происходит по некоторой политропе, приближающейся к изотерме, так как показатель политропы уменьшается до n=1,25-1,2.

Дальнейшее приближение к изотермическому процессу оказывается невозможным из-за ограниченной поверхности цилиндра компрессора в пределах целесообразного расхода охлаждающей воды. Обычно принимается разность между температурой выходящей и входящей воды 5—10° С. Если разность температур оказывается более высокой, то увеличивают приток охлаждающей воды.

Следует отметить, что охлаждение цилиндра не только уменьшает расход мощности, но и улучшает условия его эксплуатации, так как при более низкой температуре смазка не выгорает и создаются более благоприятные условия для работы поршня, цилиндра и других элементов установки.

Для сопоставления энергии, затрачиваемой компрессором на сжатие газа в трех процессах: изотермическом, политропическом выходящей и входящей воды 5—10° С. Если разность температур газа после сжатия рассмотрим пример, составленный Г. М. Знаменским [9].

Пример. Определить работу сжатия 1 кг воздуха при изменении давления от $p_1 = 0,1$ МПа до давления $p_2 = 1,0$ МПа в трех процессах: изотермическом, политропическом (n=1,25) и адиабатическом. Кроме того, необходимо выяс-

нить конечные температуры, если начальная температура $t_1 = 20^{\circ}$ С. Известно, что при $t_1 = 20^{\circ}$ С плотность воздуха $\rho = 1,186$ кг/м³. Поэтому объем I кг воздуха при $t_1 = 20^{\circ}$ C равен

$$v = \frac{1}{1.186} \text{ m}^3/\text{kr} = 0.843 \text{ m}^3/\text{kr}.$$

При изотермическом сжатии

$$L_{\text{вз}} = 98100 \cdot 0.843 \text{ n} \cdot \frac{1.0}{0.1} \quad \text{Дж} = 0.191 \quad \text{МДж}.$$

Конечная температура в этом случае такая же, как и начальная:

$$t_2 = t_1 = 20^{\circ}$$
C.

При политропическом сжатии

$$L_{\text{пол}} = \frac{1.25}{1.25 - 1}$$
 98100·0,843 $\left[\left(\frac{1.0}{0.1} \right)^{\frac{1.20 - 1}{1.25}} - 1 \right] = 0,244$ МДж.

Конечная температура

$$T_2 = (273 + 20) \left(\frac{1.0}{0.1}\right)^{\frac{1.25-1}{1.25}} = 465$$
K; $t_2 = 192$ °C.

При адиабатическом сжатии

$$L_{\text{ад}} = \frac{1.405}{1.405 - 1}$$
 98100·0,843 $\left[\left(\frac{1.0}{0.1} \right)^{\frac{1.405 - 1}{1.405}} - 1 \right] = 0.272$ МДж.

Конечная температура

$$T_2 = (273 + 20) \left(\frac{1.0}{0.1}\right)^{\frac{1.405 - 1}{1.405}} = 570$$
K; $t_2 = 297$ °C.

РАСХОД МОЩНОСТИ И КПД КОМПРЕССОРА

Расход мощности на валу компрессора при изотермическом процессе может быть определен в виде

$$N=rac{N_{
m M3}}{r_{
m iM3}}$$
 ,

где

$$N_{\rm H3} = 10^{-3} \, L_{\rm H3}.$$

С учетом формулы (17.12) расход мощности на валу компрессора при изотермическом процессе можно представить выражением

$$N = \frac{L_{\text{H3}}}{1000 \cdot \eta_{\text{H3}}} = \frac{p_1 v_1 \ln p_2 / p_1}{1000 \cdot \eta_{\text{H3}}}, \qquad (17.13)$$

где v_1 — объем газа, всасываемого компрессором в единицу времени.

Если известно, что сжатие газа в компрессоре происходит по политропе и известен показатель политропы n, то при определении расхода мощности на валу N можно исходить из следующих соображений. Работа на валу компрессора отличается от работы политропического процесса на величину механических потерь и может быть определена с учетом формулы (17.11) как

$$L = \frac{L_{\text{non}}}{\eta_{\text{Mex}}}$$
.

Следовательно,

$$N = \frac{L}{1000} = \frac{L_{\text{ROJ}}}{1000 \eta_{\text{Mex}}} = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{p_1 v_1}{1000 \eta_{\text{Mex}}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (17.14)$$

Обычно КПД компрессоров, которые наиболее часто применяются на практике, находятся в пределах $\eta_{\text{из}} = 0,55 - 0,75$; $\eta_{\text{мех}} = -0,8 - 0,9$.

Можно показать, что расход мощности компрессора с отводом тепла при политропическом сжатии газа практически может приближаться к расходу мощности, соответствующему изотермическому процессу.

Пример. Пусть газовый насос сахарного завода всасывает $v_1=1$ м³/с сатурационного газа при давлении $p_1=0.08$ МПа и сжимает его до $p_2=0.16$ МПа. Определим расход мощности на насос, если $\eta_{\mu_3}=0.75$, $\eta_{\rm mex}=0.8$ и n=1.3.

Если исходить из изотермического процесса, то

$$N = \frac{80\,000 \cdot 1 \cdot 2,303}{1000 \cdot 0,75} \, \lg \, \frac{0,16}{0.08} = 72,2 \, \text{kBt}.$$

Если исходить из политропического процесса, то

$$N = \frac{1,3}{1,3-1} \cdot \frac{80\,000}{1000 \cdot 0.8} \left[\left(\frac{0.16}{0.08} \right)^{\frac{1.3-1}{1.3}} - 1 \right] = 72,2 \text{ kBt.}$$

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В ОДНОСТУПЕНЧАТОМ КОМПРЕССОРЕ

Действительный рабочий процесс в компрессоре и действительная индикаторная диаграмма отличаются от теоретического процесса и диаграммы (рис. 161) по ряду причин. Эти причины перечислены при рассмотрении термодинамических основ работы компрессора и определении теоретического процесса. Отличительной чертой теоретического процесса является предположение, что после нагнетательного хода поршня в цилиндре не остается газа.

В действительности в пространстве между поршнем и крышкой цилиндра, включая каналы до плоскости клапанов, остается газ или воздух в то время, когда поршень достигает своего крайнего положения. Это положение называют мертвым, а объем пространства, в котором задерживается газ, называется вредным пространством. Объем вредного пространства может быть измерен количеством залитой в него воды, так как непосредственное определение вредного пространства оказывается затруднительным из-за сложности каналов. Обычно объем вредного пространства составляет от 2 до 7% рабочего объема цилиндра V_1 .

Рассмотрим диаграмму действительной работы компрессора. Обозначим объем вредного пространства (рис. 162) через V_0 .

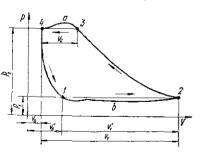


Рис. 162. Диаграмма действительной работы компрессора.

Вследствие того, что во вредном пространстве газ оказывается сжатым до давления p_2 , всасывание его в цилиндр начнется не тогда, когда поршень сдвинется с мертвой точки, а только после того, когда газ расширится в цилиндре, заняв объем V_0 , и давление его снизится до p_1 . Только после этого в точке I начнется всасывание.

Отсюда видно, что вредное пространство отрицательно ска-

зывается на подаче компрессора, так как фактически засасываемый объем V_1' газа не менее объема V_1 . Отношение

$$\lambda_0 = \frac{V_1'}{V_1} \tag{17.15}$$

прессора. Так как $V_1 = Fs$, а $V_1 = Fs_1$, то объемный КПД можно представить как

называют объемным коэффициентом полезного действия ком-

 $\lambda_0 = \frac{s_1}{s_1} ,$ (17.16)

всасывание газа. Объем вредного пространства V_0 можно выразить в долях

хода поршия, приняв условный ход поршия, соответствующий вредному пространству $s_0 = \frac{V_0}{F}$. (17.17)

хода порщия определится отнощением $E=\frac{s_0}{s}$. (17.18)

Объемный КПД λ_0 , который, в конечном итоге, характеризует собой влияние вредного пространства на подачу компрессора, определяется из таких соображений.

Объем сжатого газа во вредном пространстве $V_0 = Fs_0$

Объем этого же газа при расширении до давления p_1 $V_0' = Fs + Fs_0 - Fs_1 = F(s + s_0 - s_1).$

Отношение объемов

$$\frac{V_0'}{V_0} = \frac{s + s_0 - s_1}{s_1}.$$

Умножив обе части этого равенства на $E = \frac{s_0}{c}$ и произведя

необходимые преобразования, получаем

$$E\frac{V_0'}{V_0} = 1 + E - \lambda_0$$

или

$$\lambda_0 = 1 - E\left(\frac{v_0'}{v} - 1\right).$$

При изотермическом процессе $\frac{V_0'}{V_0} = \frac{\rho_2}{2}$, а потому

$$\lambda_0 = 1 - E\left(\frac{\rho_2}{\rho_1} - 1\right). \tag{17.19}$$

В общем случае при политропическом процессе

$$\lambda_0 = 1 - E\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} - 1\right]. \tag{17.20}$$

Из этих зависимостей видно, что объемный КПД компрессора тем меньше, чем больше вредное пространство E и степень сжатия p_2/p_1 .

Следует заметить, что вредное пространство можно считать действительно вредным только с точки зрения снижения подачи компрессора.

С точки зрения энергетической оно не является вредным, так как энергия, затрачиваемая на сжатие газа во вредном пространстве, почти вся возвращается при его расширении в течение всасывающего хода поршня.

В связи с тем, что в реальном компрессоре подъем клапанов и движение газа в соединительных каналах связано с преодолением соответствующих гидравлических сопротивлений, фактическое давление газа при всасывании снижается до давления меньшего, чем p_1 , а при нагнетании давление повышается больше, чем до p_2 . Поэтому фактически линия всасывания 1-b-2 проходит ниже линии атмосферного давления 1-2, а линия нагнетания 3-a-4 проходит выше линии 3-4 конечного сжатия газа.

При неправильной работе компрессора происходит искажение его нормальной индикаторной диаграммы. Определение дефекта в работе компрессора производится путем сравнения полученной диаграммы с нормальной.

Действительный рабочий процесс на всасывании компрессора связан не только с преодолением гидравлических сопротивлений, но и с утечкой и нагревом газа при его движении через всасывающие клапаны. Вследствие этого действительная степень наполнения λ цилиндра компрессора меньше его объемного КПД λ_0 .

Отношение объема газа, поданного компрессором и приведенного к начальным условиям, к объему, описанному поршнем, называется степенью наполнения λ , которая обычно составляет 92—98% объемного КПД. Часто принимают $\lambda = \lambda_0 - 0.04$.

Из всего сказанного выше следует, что подача компрессора, отпесенная к условиям всасывания, определяется по зависимостям, аналогичным тем, которые применяются для определения подачи поршневых насосов. Так, подача компрессора одинарного действия определяется зависимостью:

$$Q=\frac{Fsn}{60}\lambda,$$

а подача компрессора двойного действия

$$Q=(2F-f)\frac{sn}{60}\lambda.$$

цесс изотермическим, $\lambda_0 = 1 - 0.05 \left(\frac{0.16}{0.08} - 1 \right) = 0.95;$ степень наполнения $\lambda = \lambda_0 - 0.04 = 0.95 - 0.04 = 0.91;$ площадь поршня $F = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.5^2}{4} \text{ m}^2 = 0.196 \text{ m}^2;$ площадь штока $f = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,125^2}{4} = 0,012 \text{ m}^2;$

Пример. Насос двойного действия для подачи сатурационного газа на сахарном заводе имеет размеры: диаметр цилиндра D = 500 мм; ход поршия s=800 мм; диаметр штока d=125 мм; частота вращения n=90 мин⁻¹, давление всасывания $p_1 = 0.08$ МПа, давление нагнетания $p_2 = 0.16$ МПа; вредное

Решение. Определяем: объемный КПД по формуле (17.19), считая про-

пространство E = 0.05. Определить подачу газового насоса.

МНОГОСТУПЕНЧАТОЕ СЖАТИЕ

подачу насоса

111, 5-2898

При необходимости получения газа под высоким давлением возникает вопрос о целесообразности его сжатия в одной ступени или распределения общего повышения давления на две или не-

 $Q = (2.0,196 - 0,012) \frac{0.8 \cdot 90}{60} \cdot 0.91 \text{ m}^3/\text{c} = 0.415 \text{ m}^3/\text{c}.$

сколько последовательно работающих ступеней компрессора. Рассмотрим этот вопрос. При увеличении степени сжатия p_2/p_1 газа в соответствии с

формулами (17.19) и (17.20) даже при минимальном объеме вредного пространства ($E\!=\!0,05$) объемный КПД компрессора уменьшается. При достижении некоторой степени сжатия p_2/p_1 объемный ΚΠД λο может стать равным нулю. В этом случае сильно сжатый газ во вредном пространстве до давления p_2 будет расширяться в цилиндре в течение всего (всасывающего) хода поршня и только к концу его давление снизится до p_1 . Компрессор в этом случае не всасывает газ и работает вхолостую. Предельную степень сжатия для изотермического процесса компрессора найдем по формуле (17.19)

 $0 = 1 - 0.05 \left(\frac{p_2}{p_1} - 1 \right)$ откуда

 $\frac{p_2}{p_1} = 21.$ Если принять $\lambda_0 = 0.7$ приемлемым для работы компрессора,

то получим: $0.7 = 1 - 0.05 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} - 1 \right)$, откуда $\frac{\rho_2}{\rho_1} = 7$. Следовательно, приемлемое значение объемного КПД, обусловленное наличием вредного пространства, органичено степенью сжатия $\frac{p_1}{m}=7.$

321

Сжатие газа связано с повышением температуры, которая при адиабатическом процессе может быть найдена по формуле

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Так например, конечная температура, °С, полученная при различных степенях сжатия воздуха с начальной температурой 20°С и подсчитанная для адиабатического процесса, равна:

Предельная температура вспышки обычно применяемых компрессорных смазочных масел колеблется в пределах 220—240°С. Из приведенного следует, что для предотвращения вспышки масла в цилиндре компрессора или образования взрывоопасного нагара на его стенках, максимальной степенью сжатия можно

считать
$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = 6$$
 или $\frac{\rho_2}{\rho_1} = 7$.

При одноступенчатом сжатии с увеличением отношения давлений $\frac{p_2}{p_1}$ адиабата все больше расходится с изотермой. Вслед-

ствие этого избыток работы в адиабатическом цикле по сравне-

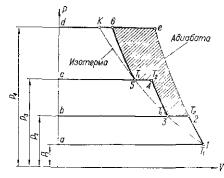


Рис 163 Диаграмма сжатия в многоступенчатом компрессоре.

нию с изотермическим значительно возрастает. Самое тщательное охлаждение цилиндра не приближает существенно процесса сжатия к изотермическому. Для обеспечения более высокой экономичности процесса применяют двух- и многоступенчатое сжатие газа с промежуточным охлаждением между ступенями.

Это следует из теоретической pV диаграммы рабочего процесса в трехступенчатом компрессоре (рис. 163).

Рассмотрим первую ступень. Процесс всасывания происходит по линии a-1. В связи с тем, что давление газа еще небольшое, допускается адиабатический процесс сжатия по линии 1-2.

Нагнетание газа из первой ступени компрессора в промежуточный холодильник производится по линии 2-b. Вследствие охлаждения газа после первой ступени до началь-

ной температуры, объем его (b-2) уменьшается до значения, определяемого отрезком между точками b-3 при том же давлении p_2 . Следовательно, отрезок 2-3 показывает изменение объе-

ма газа при охлаждении под постоянным давлением.

Процесс всасывания во второй ступени происходит по линии b-3 при давлении p_2 . Вследствие отвода части тепла охлаждением сжатие газа во второй ступени происходит по политропе 3-4 до давления p_3 . Нагнетание газа из второй ступени в промежуточный холодильник происходит по линии 4-с. При этом объем сжатого газа до промежуточного охлаждения определя-

туры при постоянном давлении p_3 объем газа уменьшается и может быть определен отрезком c-5. Следовательно, отрезок 4-5показывает изменение объема газа при p_3 =const в холодильнике после второй ступени. Процесс всасывания на третьей ступени происходит по линии c-5, при давлении p_3 . Вследствие охлаждения компрессора сжа-

ется отрезком c-4. После охлаждения до начальной темпера-

тие газа до p_4 в третьей ступени происходит по политропе 5--6. Нагнетание газа в сборник происходит по линии 6-d при постоянном давлении ра. Для обеспечения нормальной работы многоступенчатого ком-

прессора должны быть удовлетворены такие требования: а) газ во всех холодильниках должен охлаждаться до на-

- чальной температуры всасывания в первой ступени; б) конечные температуры сжатия во всех ступенях должны
- быть одинаковыми.

Обычно степень сжатия є в каждом цилиндре многоступенчатого компрессора принимается одинаковой, так как при этом

расход мощности на каждую ступень будет одинаковым, а это

удобно из конструктивных соображений и условий прочности. При соблюдении этих условий выполняются равенства:

$$\varepsilon_1 = \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}; \quad \varepsilon_2 = \frac{p_3}{p_2} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k-1}{k}};$$

$$\varepsilon_3 = \frac{p_4}{p_4} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{и} \quad \varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3,$$

откуда для трехступенчатого компрессора находим
$$p_{x}$$
 p_{y} p_{y} p_{y} p_{y} p_{y} p_{y}

 $\varepsilon_1 \varepsilon_2 \varepsilon_3 = \varepsilon^3 = \frac{r_2}{p_1} \cdot \frac{p_3}{p_2} \cdot \frac{p_4}{p_3} = \frac{p_4}{p_1} = \frac{p_{\text{KOH}}}{p_{\text{HAV}}} \,.$

Для компрессора с г ступенями можно по аналогии записать

 $\varepsilon^z = \frac{p_{z+1}}{p_1} \; ,$

где p_{z+1} — давление на выходе компрессора.

Отсюда степень сжатия

$$\varepsilon = \sqrt[z]{\frac{\rho_{z+1}}{\rho_1}}, \qquad (17.21)$$

число ступеней z выбирается такий, чтобы степень сжатия в каждой из них не превышала $\varepsilon=4$. Это относится к крупным компрессорам. При такой степени сжатия температуры, возникающие в цилиндрах компрессора, не слишком высоки и надежная смазка обеспечена. Только в малых компрессорах допускается больщая степень сжатия.

Для компрессоров, применяемых в пищевой промышленности, обычно количество ступеней принимают равным: одну ступень при сжатии воздуха или газа до 0,5—0,7 МПа; две ступени — до 2,5 МПа и три ступени — до 12,5 МПа. Свыше 12,5 МПа принимают четыре ступени и более.

Так, например, при необходимости сжать воздух до 6,4 МПа принимают три ступени компрессора. В таком случае степень сжатия будет $\varepsilon = \sqrt[3]{\frac{6.4}{0.1}} = 4$ и, следовательно, в первой ступени воздух будет сжат до 0,4, во второй — до 1,6, а в третьей — до 6.4 МПа.

Так как в каждой последующей ступени объем газа уменьшается, то объем цилиндров компрессора для каждой последующей ступени должен быть меньшим во столько раз, во сколько раз сжимается газ, а именно:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{V_2}{V_3} = \frac{V_3}{V_4} = \varepsilon.$$

Из диаграммы процесса многоступенчатого сжатия (рис. 163) видно, что если бы сжатие газа было произведено в один прием по линии сжатия 1-e, то площадь диаграммы (a-1-e-d-a)

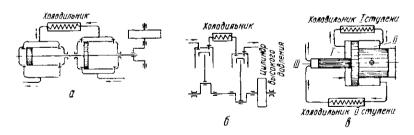


Рис. 164. Схемы установки многоступенчатых компрессоров.

была бы большей, чем площадь диаграммы многоступенчатого сжатия (a-1-2-3-4-5-6-d-a). Поэтому работа, затраченная при многоступенчатом сжатии,— меньше, чем при одноступенчатом. Выигрыш в затрате работы от многоступенчатого сжатия на диаграмме показан заштрихованной площадью. Он

может быть довольно значительным. Из диаграммы также видно, что с увеличением числа ступеней компрессора процесс сдвигается ближе к изотерме, что с точки зрения затраты энергии более выгодно. Однако с прибавлением новой ступени усложняется конструкция компрессора.

компрессоры Двух- и многоступенчатые могут полнены в виде: двух или нескольких последовательно распо-

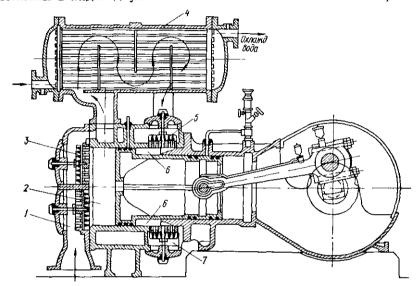


Рис. 165. Устройство горизонтального двухступенчатого компрессора:

 — всасывающий клапан ступени низкого давления; 2 — цилиндр низкого давления; 3 — нагнетательный клапан ступени низкого давления; 4 — промежуточный холодильник, 5— всасывающий клапан ступени высокого давления; 6— цилиндр высокого давления, 7— нагнетательный клапан высокого давления

ложенных цилиндров (рис. 164, а); с двумя или несколькими параллельно расположенными цилиндрами (рис. 164, б) и с дифференциальным поршнем (рис. 164, в). На практике часто применяется конструкция двухступенчатого компрессора с дифференциальным поршнем (рис. 165). В промежуточном холодильнике между двумя ступенями газ движется в межтрубном пространстве, а охлаждающая вода внутри труб.

Пример. Для производственных процессов завода необходим сжатый воздух давлением 18 МПа. Определить число ступеней компрессора и установить распределение давлений в каждой ступени, учитывая, что начальное давление $p_1 = 0.1 \ \text{М} \Pi a$

Решение. Число ступеней выбирается равным 4, исходя из ранее ука-

занных рациональных условий сжатия в каждой ступени.

При одинаковой степени сжатия є во всех ступенях, по формуле (17.21), получаем

$$\varepsilon = \sqrt[4]{\frac{-18^-}{0.1}} = 3.66.$$

Следовательно, распределение давлений в ступенях должно быть таким.

	На всасывании	На нагнетании
Первая ступень	$p_1 = 0.1 \text{ M}\Pi a;$	$p_2 = 0.366 \text{ M}\Pi a;$
Вторая »	$p_2 = 0.366 \text{ M}\Pi a;$	$\rho_3 = 1.34 \text{ M}\Pi a$;
Третья »	$p = 1.34 \text{ M}\Pi a$,	$p_4 = 4.9 \text{ M}\Pi a$;
Четвертая »	$\rho_4 = 4.9 \text{ M}\Pi a;$	$p_{s} = 18.0 \text{ M}\Pi a.$

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДАЧИ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Расход сжатого газа обычно не вполне соответствует расчетному. Он может меняться в значительных пределах в зависимости от характера и условий работы потребителей. Поэтому давление в газосборнике меняется, так как объем его рассчитывается, главным образом, из условий выравнивания неравномерностей подачи газа поршнем, движущимся с переменной скоростью.

Только весьма кратковременное несоответствие между подачей компрессора и расходом может быть компенсировано воздухосборником (рессивером), который при возрастании давления принимает избыток газа, а при снижении — его отдает. Обычно же с уменьшением расхода газа потребителями давление в газосборнике увеличивается и может превысить пределы допустимого. Как известно, при подборе компрессора стремятся к тому, чтобы его номинальная подача немного превышала расход потребителя. Поэтому практически регулирование подачи, т. е. приведение подачи компрессора в соответствие с расходом газа потребителями, сводится к снижению подачи компрессора ниже номинальной.

Наиболее простым и удобным способом регулирования является изменение частоты вращения приводного вала компрессора. Однако этот способ применим только в том случае, если привод осуществляется от паровой машины или двигателя внутреннего сгорания.

При электроприводе, наиболее распространенном современном способе привода компрессоров, регулирование изменением частоты вращения оказывается неприемлемым как с конструктивных, так и с энергетических соображений. Если приводной двигатель работает с постоянной частотой вращения, то регулирование подачи компрессора может быть осуществлено следующими способами.

Регулирование за счет полного или частичного принудительного открытия всасывающих клапанов. Это приводит к полному или частичному переводу компрессора на холостой ход.

При полном открытии всасывающих клапанов сжатие газа в цилиндре не происходит и засасываемый газ снова выталкивается во всасывающую трубу. Если всасывающие клапаны закрываются неполностью или только на части хода поршня, то, подача газа уменьшается. В практике предпочтительнее, как из конструктивных, так и энергетических условий, применять полное открытие всасывающих клапанов на части хода поршня.

Регулирование за счет перепуска газа из нагнетательного трубопровола во всасывающий. Такой перепуск может быть свободным или дроссельным. При последнем способе регулирования происходит более плавное изменение подачи компрессора, но без уменьшения потребляемой мощности. Поэтому в практике чаще применяется более простой и более экономичный способ — свободный перепуск с помощью байпасного вентиля.

Регулирование за счет дросселирования во всасывающем трубопроводе. Дросселирование вызывает падение давления p_1 при всасывании компрессора. Следовательно, при неизменном давлении нагнетания степень сжатия $\epsilon = \frac{p_2}{2}$ будет увеличиваться, а

объемный КПД будет уменьшаться. Естественно, при этом будет уменьшаться и подача компрессора. Но в соответствии с зависимостями (17.13) и (17.14) вследствие повышения степени сжатия $\frac{p_z}{p_1}$ будет увеличиваться расход энергии на каждый килограмм сжатого газа. Поэтому применение указанного способа регулирования является неэкономичным.

Регулирование за счет подключения дополнительного вредного пространства. Если крышки цилиндра компрессора сделать пустотельми и разделить полости на несколько ячеек, подключаемых к вредному пространству, или каким-либо иным путем подключить к вредному пространству некоторый регулируемый объем, то общий объем вредного пространства будет переменным. В этом случае регулирование объема вредного пространства будет заключаться в подключении или отключении части или всего дополнительного вредного пространства.

Увеличение объема вредного пространства E, как это видно из зависимостей (17.19) и (17.20), ведет к уменьшению объемного КПД и, следовательно, к уменьшению подачи компрессора. Однако при этом удельный расход энергии, как было показано ранее, не увеличивается. Такой способ регулирования является наиболее целесообразным.

Каждый из приведенных способов регулирования подачи компрессоров конструктивно разработан и может вводиться в действие вручную или автоматически с помощью различных устройств. В настоящее время автоматические способы регулирования разработаны с достаточной надежностью и поэтому ручное регулирование подачи компрессоров постепенно уступает место автоматическому.

ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ

Обычная компрессорная установка производственного назначения должна обладать также некоторым вспомогательным оборудованием, необходимым для нормальной работы компрессора (рис. 166).

Непосредственно за воздушным компрессором обычно устанавливают газосборник. Его назначение — выравнивать неравномерную синусоидальную подачу воздуха поршнем компрессора. Газосборник должен быть оборудован приспособлениями для улавливания масла и отделения сконденсировавшейся влаги. Газосборник — это закрытый резервуар 5, чаще всего цилиндрический, оборудованный предохранительным клапаном 4 и

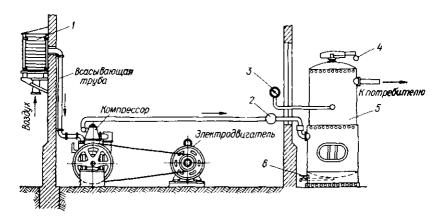


Рис. 166. Схема установки воздушного поршневого компрессора.

спускным краном 6, а также манометром 3. По правилам техники безопасности газосборник должен устанавливаться вне помещения компрессорной. При нагревании смазки, подаваемой в цилиндр компрессора, наиболее летучие фракции ее испаряются и поступают с воздухом в газосборник, в результате чего может образовываться взрывчатая смесь, которая представляет особую опасность при недостаточном охлаждении компрессора.

Между компрессором и газосборником устанавливают обратный клапан 2 для предотвращения обратного течения газа в случае разрыва труб у компрессора. Перед воздушным поршневым компрессором обязательно устанавливают фильтр 1 (обычно масляного типа) для очистки всасываемого снаружи воздуха. Попадание в компрессор запыленного загрязненного воздуха приводит к быстрому загоранию и износу цилиндра.

Установки поршневых компрессоров отличаются многообразием схем выполнения и компоновки. В значительной степени это обусловлено различием:

- а) подачи, которая колеблется в пределах от 1-2 л/мин до 500 м^3 /мин:
- б) давлений, которые изменяются в пределах от сотых долей М Π а до 150 М Π а:
- в) расхода мощности, которая зависит от подачи и давления и меняется от десятых долей киловатт до 7000 кВт и более.

Установки поршневых компрессоров отличаются, кроме того, по своему назначению и условиям эксплуатации. Так, например, воздушные компрессоры не пригодны для сжатия кислорода. Даже компрессоры холодильных установок имеют существенные конструктивные отличия в зависимости от того, на каком хладоагенте они работают: аммиаке или фреоне.

Установки поршневых компрессоров, применяемые в некоторых технологических схемах пищевых производств и фармацевтической промышленности, выполняются в виде специальных конструкций, действующих без смазки цилиндров. Смазка цилиндров минеральным маслом часто оказывается нежелательной или вовсе недопустимой.

Поршневые компрессоры, работающие без смазки цилиндров, выпускаются с графитовым уплотнением, с лабиринтным уплотнением и мембранного типа.

Более подробно эти вопросы рассмотрены в специальной литературе [9, 24].

ПОРШНЕВЫЕ ВАКУУМ-НАСОСЫ

Насосы, всасывающие газ или воздух при давлении ниже атмосферного и выталкивающие их в атмосферу, называются вакуумнасосами.

В пищевой промышленности вакуум-насосы применяются, главным образом, для отсасывания несконденсировавшихся паров и газов в выпарных станциях, варочных станциях заводов и фабрик, оборудованных вакуум-аппаратами, а также для создания вакуума в секциях вакуум-фильтров. Чаще применяются вакуум-насосы низкого вакуума, которые создают у своего всасывающего патрубка вакуум до 93,3—96 кПа, т. е. до 92—95% от атмосферного давления (абсолютный вакуум 101,3 кПа).

По принципу действия вакуум-насосы являются компрессорами, всасывающими газ при пониженном дазлении, сжимающими, а затем и нагнетающими его. Хотя практически давление нагнетания не намного превышает атмосферное, степень сжатия p_2/p_1 в вакуум-насосах оказывается значительно большей, нежели в обычных компрессорах.

Действительно, если принять давление выхлопа в атмосферу $p_2 = 0.11$ МПа и абсолютное давление, создаваемое насосом у всасывающего патрубка $p_1 = 0.008$ МПа, то степень сжатия воздуха в таком вакуум-насосе составит

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} = \frac{0.11}{0.008} = 13.75.$$

При такой высокой степени сжатия очевидно объемный КПД будет небольшим. Приняв, как обычно, относительный объем вредного пространства равным 5%, получим

$$\lambda_0 = 1 - E(\varepsilon - 1) = 1 - 0.05(13.75 - 1) = 0.36.$$

основным способом борьбы с отрицательным влиянием вредного пространства является выравнивание давления в нем с давлением во всасывающей полости цилиндра. Этот способ заключается в том, что в мертвом положении поршня вредное пространство соединяется с полостью цилиндра, где происходит всасывание. Для того, чтобы это осуществить, в теле цилиндра делают 6—8 канавок глубиной 3—4 мм и шириной 10—12 мм.

Канавки располагаются равномерно по окружности цилиндра так, чтобы в мертвом положении поршня они соединяли мертвое пространство насоса со всасывающей полостью цилиндра. Дли-

Для повышения объемного КПД снижают насколько возможно объем вредного пространства, доводя его до 2—3%, что легче всего удается с помощью золотникового распределения. Но

на канавок должна превышать толщину поршня. В таком случае, когда поршень достигает своего крайнего (мертвого) положения, сжатый до высокой степени газ или воздух во вредном пространстве, прорывается через канавки в область всасывания. При этом давление во вредном пространстве снижается почти до давления всасывания, а в полости всасывания давление практически не повышается, так как объем газа, перешедшего из вредного пространства, невелик по сравнению с

объемом цилиндра. Следует отметить, что способ выравнивания давлений очень эффективен. С его помощью достигается высокий объемный КПД $\lambda_0 = 0.95$.

Принимая во внимание высокую степень сжатия для охлаждения цилиндров вакуум-насосов обязательно применяют водя-

ные рубашки. Причем, охлаждение является достаточно эффективным вследствие малого количества подаваемого воздуха. При нормальной работе водяной рубашки

показатель политропы может быть принят n = 1,2-1,25. практике необходимо знать, как зависит работа или мощность, затрачиваемая вакуум-насосом, от изменения давления р1 на всасывании. Если принять, что процесс сжа-

тия осуществляется политропиче-

Рис. 167. График зависимости $L_{\text{пол}} = f(p_1)$ для поршневого вакуум-насоса.

 $L_{\text{non}} = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$ следует, что в момент пуска вакуум-насоса, когда $p_1 = p_2$, $L_{\text{пол}} = 0$.

ски, то из формулы

В какой-то момент работы вакуум-насоса, когда в резервуаре создан абсолютный нуль давления, т. е. $p_1 = 0$, то $L_{\text{пол}} = 0$.

Между этими двумя крайними точками работа и, соответственно, мощность, затрачиваемая вакуум-насосом, изменяется

по некоторому закону, -- вначале увеличиваясь, а затем уменьшаясь Для выяснения этого закона и определения максимального значения затрачиваемой работы найдем первую производную и приравняем ее нулю

Проанализировав результат и положив n=1,25, а $p_2=-0,11$ МПа, получаем, что $p_1=0,037$ МПа (рис. 167) (вакуум

28 см рт ст.).

 dp_1

Поэтому при выборе двигателя для вакуум-насоса необходимо брать в расчет наибольшее значение мощности в соответствии с графиком $L_{\text{пол}} = f_1(p_1)$.

Пример. Определить подачу и наибольший расход мощности горизонталь ного вакуум-насоса двойного действия, если известны суммарная рабочая площадь поршня $F = F_1 + F_2 = 0.21$ м², ход поршня s = 0.3 м, частота вращения

n=180 мин $^{-1}$, вредное пространство E=2%, насос работает при вакууме 90%(91,3 кПа) τ е $p_1 = 10$ кПа = 0.01 МПа Определить также возможность использования насоса для вакуум фильтраглонно у установки на сахариом заводе производительностью 2500 т свеклы

в сутки если завод имеет отдельный конденсатор для вакуум-фильтров

Вычислим, прежде всего, объем, описываемый порщнем, воспользовавшись выражением

 $V = \frac{Fsn}{60} = \frac{0.21 \cdot 0.3 \cdot 180}{60} = 0.189 \text{ m}^3/c$

$$\lambda_0 = 1 - E\left[\left(\frac{r_{\bullet}}{\rho_1}\right)^{\frac{1}{n}} - 1\right],$$

полагая, что при достаточной степени охлаждения показатель n=1, и принимая $p_2 = 0.11 \ \text{МПа}$ Тогда

$$\lambda_0 = 1 - 0.02 \left(\frac{0.11}{0.01} - 1 \right) = 1 - 0.02 \ 10 = 0 \ 8$$

Следовательно, подача компрессора по всасываемому воздуху

$$Q = V \lambda_0 = 0$$
, 189 $0.8 = 0$, 151 м 3 /с $= 9.06$ м 3 /мин.

Соответствующую мощность компрессора, исходя из политропического процесса, определяем по формуле

$$N = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{p_1 v_1}{1000 r_{\text{trans}}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Пусть показатель политропы n=1.25 и $\eta_{\text{мех}}=0.92$, а $Q=v_1=0.151$ м³/с, так как в приведенной формуле v_1 — объем всасываемого газа в единицу времени при давлении p_1 , тогда

$$N = \frac{1,25}{1,25-1} - \frac{9810 \cdot 0,151}{1000 \cdot 0,92} \left[\left(\frac{0,11}{0,01} \right)^{\frac{1/27-\epsilon}{1,25}} - 1 \right] = 4,92 \text{ kBr}$$

Максимальная мощность определится из следующих условий: n=1,25; $p_1=0,037$ МПа; $p_2=0,11$ МПа; $\eta_{\text{мех}}=0,92$. Количество всасываемого воздуха v_1 огределяется для момента, когда развивается максимальная мощность насоса при $p_1 = 0.037$ МПа. Для этих условий объемный КПД $\lambda_0 = 1 - 0.02 \left(\frac{0.11}{0.037} \right)$

$$-1$$
)=0,96.
Следовательно, $v_1 = V\lambda_0 = 0,189 \cdot 0,96 = 0,181$ м³/с. Тогда

$$N_{\text{max}} = \frac{1,25}{1,25-1} \cdot \frac{37000 + 0,181 + 0.0000}{1000 \cdot 0.0000} \left[\left(\frac{0.11}{0.037} \right)^{\frac{1,25-1}{1.25}} - 1 \right] = 8,55 \text{ кВт.}$$

Применимость данного вакуум-насоса для вакуум-фильтрационной установки, указанного в условии сахарного завода, может быть определена из сопоставления количества паровоздушной смеси, которую должен отсасывать насос из конденсатора, с подачей вакуум-насоса, а также из сравнения вакуума, создаваемого насосом, с требуемым для работы вакуум-фильтров.

По существующим нормативам [6, 8] при нормальных условиях, т. е. при температуре порядка 25°С и разрежении — 89,3 кПа (670 мм рт. ст.) расчетная формула для определения количества паро-воздушной смеси, откачиваемой вакуум-насосом из конденсатора, в м³, на 100 кг перерабатываемой свеклы, принимает вид

$$a = 0,288a_{\rm n}$$

где a_n – количество пара, поступающего в конденсатор, % к весу свеклы.

Если имеется отдельный конденсатор для вакуум-фильтров, количество пара, поступающего в конденсатор, составляет a_{π} = =2%. Поэтому количество паровоздушной смеси, отсасываемой вакуум-насосом из конденсатора, составляет

$$a = 0.288 \cdot 2 = 0.456$$
 м³ на 100 кг свеклы.

Так как в 1 с завод перерабатывает $\frac{2500\ 1000}{24\cdot3600}=29$ кг свеклы,

то количество паровоздушной смеси, отсасываемой вакуум-насосом, составит

$$Q=a\frac{29}{100}=0,456\cdot0,29=0,132 \text{ m}^3/\text{c}.$$

Следовательно, вакуум-насос по созданному вакууму 91,3 кПа $(760 \cdot 0.9 = 685 \text{ мм рт. ст.})$ и по подаче $Q = 0.151 \text{ м}^3/\text{с}$ соответствует требованиям завода.

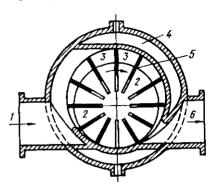
РОТАЦИОННЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Ротационные компрессоры работают по тому же принципу, что и поршневые машины, т. е. по принципу вытеснения. Основная часть энергии, передаваемой газу, сообщается при непосредственном сжатии.

Сущность действия ротационного компрессора (рис. 168) заключается в том, что, независимо от его конструктивных особенностей, всасывание газа или воздуха производится той полостью компрессора, объем которой увеличивается при вращении ротора. Засосанный газ попадает в замкнутую камеру, объем которой, перемещаясь при вращении ротора, уменьшается. Сжатие за счет уменьшения объема при-

тательный патрубок. Ротационные нагнетатели. развивающие избыточное давление до 0,28-0,3 МПа (при атмосферном давлении на входе), называются воздуходувками, а создающие более высодавление — компрессорами. Ротационные компрессоры и воздуходувки имеют ряд преимуществ перед поршневыми: уравновешенный ход из-за отсутствия возвратно-поступательного движения: возмож-

водит к увеличению давления и выталкиванию газа в нагне-



уравновещенный ход из-за от рис. 168. Ротационный пластинчатый сутствия возвратно-поступательного движения; возможность непосредственного соединения с электродвигателем; равно-

мерная подача газа; меньший вес конструкции, отсутствие клапанов и т. д.

Вместе с тем, по сравнению с поршневыми, ротационные компрессоры имеют более низкий механический КПД, развивают

прессоры имеют более низкий механический КПД, развивают более низкое давление, требуют более высокой точности изготовления.

Наибольшее распространение в различных отраслях пищевой промышленности получили два типа ротационных машин: пластинчатые и с двумя вращающимися поршнями. Оба типа машин применяются как компрессоры или воздуходувки, а также как вакуум-насосы.

Для создания относительно высокого давления (0,3—0,4 МПа) применяют одноцилиндровые пластинчатые компрессоры. Если установить последовательно два ротационных пластинчатых компрессора с промежуточным охлаждением воздуха, то можно обеспечить давление до 0,7 МПа и более.

Одноступенчатый пластинчатый компрессор, работая как вакуум-насос, может создавать вакуум до 90%, а при особой тщательности изготовления и монтажа — до 95%.

Как низконапорные воздуходувки с избыточным давлением 0,06—0,08 МПа широко применяются ротационные машины с двумя вращающимися поршнями. Такой компрессор, работая как вакуум-насос, создает вакуум до 70%.

Рассмотрим схему ротационного пластинчатого компрессора (рис. 168). Обычно ротор компрессора 2 расположен эксцентрично в цилиндре. В роторе сделаны радиальные прорези, в которых свободно перемещаются пластины 5. Вокруг цилиндра расположена водяная рубашка 4 для охлаждения компрессора. При вращении ротора по часовой стрелке через патрубок 1 происходит всасывание, а через патрубок 6 — нагнетание газа.

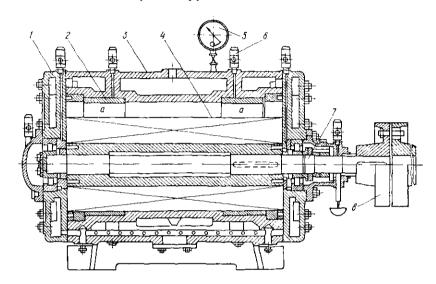
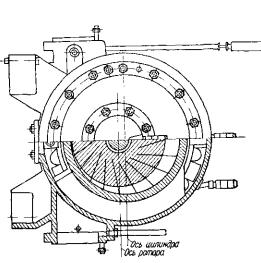


Рис. 169. Пластинчатый компрессор 1 — крышки компрессора; 2 — разгрузочные кольца; 3 — корпус. 4 — пластины; 5 — маносоединительная

Благодаря эксцентричному расположению ротора при его вращении образуется серповидное пространство, разделенное пластинами на отдельные камеры. Пластины выходят из пазов ротора вследствие действия центробежной силы и прижимаются к стенкам цилиндра. Так как крышки компрессора примыкают к торцевым поверхностям ротора с малым зазором, отдельные камеры, на которые делится серповидное пространство, оказываются изолированными, увеличивающимися до некоторого объема 3, а затем уменьшающимися.

Вследствие того, что объем газа в камерах левой части серповидного пространства увеличивается, всасывание происходит через патрубок l, а нагнетание через патрубок l, так как при дальнейшем перемещении ротора происходит уменьшение объема газа в камерах и выталкивание его.

На рис. 169 показан пластинчатый компрессор сумского машиностроительного завода им. М. В. Фрунзе. Для уменьшения трения центробежная сила пластин воспринимается двумя разгрузочными кольцами 2, которые охватывают пластины и свободно вращаются в цилиндре. В зазор между внешней поверхностью разгрузочных колец и внутренней поверхностью выточек в цилиндре через отверстия подается масло. Число пластин в таких компрессорах обычно бывает не менее двадцати, чтобы уменьшить перепад давления между камерами и этим ослабить перетекание газа и увеличить объемныи КПД.



метр, 6 — масленки, 7 — вал ротора, 8 —

предотвращения чрезмерного износа линдра и пластин, окружная скорость на внешней кромке пластин должна быть не больше 10-12 м/с Для обеспечения плотного прилегания пластин к внутренней поверхности цилиндра необходимо, чтобы минимальная окружная скорость была в пределах 7-7,5 м/с. Поэтому изменение частоты вращения ротационных компрессоров допустимо только в определенных пределах.

Отечественная промышленность изготовляет ротационные пластинчатые компрессоры с подачей до 50—70 м³/мин.
Подача пластинчатого

компрессора определяется по формуле

$$Q = l(\pi D - sz) 2z \frac{n}{60} \lambda, \qquad (17.22)$$

где Q — подача пластинчатого компрессора, ${\rm M}^3/{\rm c};$

l — длина ротора, принимается равной (1,2—2) D, м;

D — диаметр цилиндра, м;

s — толщина пластины 0,001—0,004 м;

z — число пластин,

с разгрузочными кольцами

 ε — эксцентриситет, принимается равным (0,05—0,1) D, м;

n — частота вращения, мин $^{-1}$;

λ — коэффициент подачи, принимается равным 0,6—0,8.

В качестве воздуходувок чаще всего применяются ротационные компрессоры с двумя вращающимися поршнями (рис. 170). Такие компрессоры могут также применяться и как вакуум-насосы, например, во всасывающих системах пневмотранспорта зерна и солода на пивоваренных и спиртовых заводах и др.

Конструкция такого компрессора состоит из корпуса 3, в котором вращаются в противоположных направлениях два поршня 4, профилированных в виде восьмерок с циклоидальным зацеплением. Привод осуществляется с помощью зубчатой передачи. В процессе вращения поршни непрерывно соприкасаются, разделяя объем корпуса на отдельные камеры. Воздух всасыва-

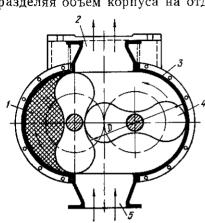


Рис. 170. Принцип работы ротационной воздуходувки с вращающимися поршнями.

ется через патрубок 5, а затем при повороте роторов он попадает в замкнутую камеру 1 (заштрихованную на рисунке) и, не меняя объема, перемещается к нагнетательному патрубку 2, через который выталкивается в нагнетательный трубопровод или наружу. Следовательно, сжатие происходит только в самом конце цикла в момент сообщения замкнутой камеры с воздухом в нагнетательном патрубке воздухолувки.

Недостатками ротационных компрессоров с двумя вращающимися поршнями считают существенное уменьшение объе-

много КПД при малейшем увеличении зазоров; сильный шум, который создают воздуходувки во время работы.

Подача воздуходувки с двумя вращающимися поршнями определяется по формуле

$$Q = 2Fl \frac{n}{60} \lambda, \tag{17.23}$$

где $F \approx \frac{1}{3} \pi \frac{D^2}{4}$ площадь, сметаемая одним поршнем (заштрихованная на рис. 170); l — длина роторов, м; λ — коэффициент подачи; n — частота вращения, мин $^{-1}$.

Потребляемую мощность ротационного компрессора определяем так же, как и поршневого, по формуле (17.13). Изотермический коэффициент полезного действия принимаем равным $\eta_{w3} = 0.55 - 0.65$.

Паз — 0,03 — 0,03. Потребляемую мощность ротационной воздуходувки низкого давления определяем так же, как и центробежного вентилятора, по формуле

$$N = \frac{Qp}{1000n} \,,$$

где Q — подача воздуходувки по всасываемому воздуху, м³/с; p — избыточное давление, создаваемое воздуходувкой, Па;

n — коэффициент полезного действия, равный 0,65—0,75. Ротационные воздуходувки, компрессоры и вакуум-насосы подбираем по соответствующим каталогам-справочникам.

ТУРБОКОМПРЕССОРЫ

Турбокомпрессоры — это центробежные компрессорные машины, работающие по такой же схеме, как центробежные насосы. Применяют их преимущественно при подаче относительно больших количеств газа или воздуха под небольшим давлением (0,15— $1.0 \text{ M}\Pi a$).

Основное уравнение турбовоздуходувок и турбокомпрессоров аналогично уравнению (14.10), полученному для центробежных насосов при $\alpha_1 = 90^\circ$:

$$H_{\rm T} = \frac{u_2 c_2}{g} \cos \alpha_2,$$

где H_{τ} — напор, развиваемый турбокомпрессором.

Ввиду того, что плотность воздуха значительно меньше плотности капельных жидкостей, степень сжатия p_2/p_1 в одной ступени турбокомпрессора не превышает значений 1,2—1,3 при обычно применяемых окружных скоростях на ободе рабочих колес $u_2 = 150 - 200$ м/с. Пля получения более высоких степеней сжатия 1,6—1,8 не-

обходимо довести окружную скорость до 400 м/с, что связано с применением стали высокого качества для изготовления рабочих колес. Часто для увеличения степени сжатия воздуха применяют многоступенчатые машины с сохранением обычных окружных скоростей.

В многоступенчатых машинах устанавливают на одном валу несколько последовательно работающих колес, разделенных диафрагмами. Число ступеней турбовоздуходувки или турбокомпрессора можно определить из следующих соображений.

Пусть степень сжатия газа во всех ступенях одинакова.

Тогда

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{p_2}{p_3} = \frac{p_3}{p_4} = \frac{p_4}{p_5} = \frac{p_7}{p_K} = \varepsilon_1,$$

где p_{κ} — конечное давление после последней ступени; ε₁ — степень сжатия в одной ступени.

Перемножив полученные отношения, найдем полную степень повышения давления

$$\frac{p_1}{p_{\kappa}} = \varepsilon = \varepsilon_1^z, \tag{17.24}$$

где z -- число ступеней.

Логарифмируя это выражение, получим $z \lg \varepsilon_1 = \lg p_1 - \lg p_k$, откуда

$$z=rac{\lg p_1-\lg p_{\scriptscriptstyle K}}{\lg arepsilon_1}$$
 или $z=rac{\lg arepsilon}{\lg arepsilon_1}$. (17.25)
Центробежные компрессорные машины, сжимающие газ до

0,3 МПа, называют турбовоздуходувками. Число ступеней в таких машинах не превышает z=3-4. Специальное охлаждение турбовоздуходувок обычно не применяют. Машины, служащие для создания более высокого давления, называют турбокомпрессорами. Число ступеней в них достигает десяти, а иногда и больше. В турбокомпрессорах при достижении сжатия более четырех целесообразно применять промежуточное охлаждение. Охлаждение газа дает возможность увеличить его плотность при том же напоре и увеличить конечное давление сжатого газа. Кроме того, уменьшается расход энергии вследствие приближения процесса

Вследствие того, что воздуходувки работают без охлаждения. можно считать, что процесс сжатия в них происходит по аднабате. Принято считать, что и в турбокомпрессорах при обычно несовершенном способе отвода тепла, происходит адиабатическое сжатие газа, так как интенсивное выделение тепла при сжатии усугубляется дополнительным выделением тепла от интенсивного трения рабочих колес, вращающихся с большой скоростью в атмосфере газа. Поэтому мощность на валу турбовоздуходувки или турбокомпрессора определяется, исходя из адиабатического процесса

$$N = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1 v_1}{1000 \tau_{\text{out}}} \left(\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \tag{17.26}$$

где v_1 — подача по всасываемому газу, \mathbf{m}^3/\mathbf{c} ;

степень сжатия компрессора;

 η_{aa} — полный адиабатический КПД, представляющий собой адиабатической работы сжатия к работе на валу

компрессора. В табл. 36 приведены технические данные турбовоздуходувок

ТВ и турбогазодувок ТГ, применяющихся на сахарных заводах

Таблица 36

сжатия к изотермическому.

Технические данные турбокомпрессоров

Компрессор	<i>п</i> , мнн ⁻¹	Q, м ³ /мин	<i>H</i> , м
3-80-1,6	2900	85	6,0
3801,8	2900	85	8,0 6,0
Γ—80—1,6 Γ—80—1,8	2900 2900	85 85	6,0 8,0

и в других отраслях пищевой промышленности. Они отличаются друг от друга, главным образом, антикоррозионной устойчивостью материалов, из которых изготовляются ротор и детали проточной части турбокомпрессоров.

Глава восемнадцатая

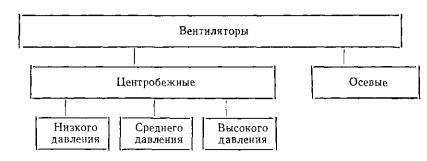
ВЕНТИЛЯТОРЫ

Вентиляторами называются нагнетатели вращательного типа, предназначенные для подачи газов или воздуха при небольшом напоре, примерно до 15 кПа, при плотности газа $\rho \approx 1.2 \text{ кг/м}^3$.

Классификация вентиляторов приведена на схеме 5.

Схема 5

Классификация вентиляторов



Обычно различают центробежные и осевые вентиляторы.

Центробежные вентиляторы применяются для подачи воздуха или газа при относительно большом давлении, а осевые — когда необходимо перемещать большое количество воздуха при малом давлении.

В связи с тем, что давление, создаваемое вентиляторами, невелико, сжимаемостью газов в вентиляторах можно пренебречь. Поэтому теоретические основы работы лопастных насосов применимы и для вентиляторов.

Для создания даже небольших напоров газа или воздуха при их малой плотности, по сравнению с капельными жидкостями, приходится прибегать к большим скоростям вращения рабочих колес вентиляторов. Это обусловливает особые требования к конструкции и материалам, из которых изготовляются рабочие колеса.

Применение больших скоростей связано также с возникновением шума, что обусловливает необходимость выполнения

специальных противошумных мероприятий и тщательного монтажа вентиляторной установки. В некоторых случаях для снижения шума приходится ограничивать скорость вращения рабочих колес вентиляторов. Так, в системах вентиляции жилых домов, школ, больниц и т. д. не рекомендуется применять вентиляторы с окружными скоростями на внешнем ободе рабочих колес более 25 м/с.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

Наиболее широкое распространение в практике получили центробежные вентиляторы, которые применяются в разветвленных вентиляционных установках, в системах пневматического транспорта, в котельных установках в качестве тяго-дутьевых устройств и т. п.

Рассмотрим конструктивную схему центробежного вентилятора (рис. 171). Воздух в вентилятор поступает через входной патрубок 1 и направляется в рабочее колесо 2, которое состоит из: ступицы 5, ведущего диска 7, лопастей и (ведомого) покрывного кольцевого диска 9. Обычно рабочее колесо приводится во вращение при помощи ступицы 5, насаженной на рабочий вал 6, который передает движение непосредственно от двигателя или с помощью трансмиссионной передачи. На ступице смонтирован ведущий диск, к которому прикреплены лопасти рабочего колеса. Со стороны входа на лопастях рабочего колеса крепится покрывной кольцевой диск 9.

Вращающееся рабочее колесо помещается в неподвижный спиральный кожух 8, имеющий на выходе расширяющийся па-

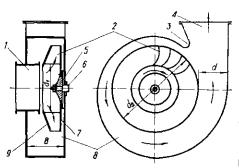


Рис. 171. Схема центробежного вентилятора.

трубок 4. Воздух или газ, попадающий через входной патрубок 1 в рабочее колесо 2, лопастями отбрасывается с большой скоростью к периферии. Передача энергии воздуху завершается в рабочем колесе. Часть этой энергии вследствие силового воздействия лопастей рабочего колеса получается в виде потенциальной энергии давления. Другая часть, в зависимости от степени реактивности рабочего колеса,

получается в виде кинетической энергии (скоростного напора). Воздух, поступающий с большой скоростью из рабочего колеса, тормозится в кожухе вентилятора. При этом скоростной напор преобразуется в потенциальную энергию давления. Спиральная форма кожуха способствует этому процессу. Избыток

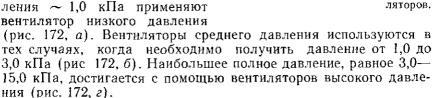
давления на выходе из вентилятора в патрубке 4 идет на преодоление сопротивлений и противодавления в нагнетательной системе трубопроводов.

Чтобы избежать утечки воздуха, который был подвергнут сжатию в вентиляторе, устанавливают различного типа уплот-

нения и осуществляют сопряжение входного патрубка вентилятора и входнои рабочего колеса с минимальным зазором ~ 1 мм. С этой же целью язык 3 спиральной камеры подводят как можно ближе к внешнему ободу рабочего колеса.

Центробежные вентиляторы различаются по создаваемому ими полному давлению (сумме статического и динамического давлений) при подаче нормального атмосферного воздуха (плотность воздуха входе в вентилятор о= $=1.2 \text{ kg/m}^3$).

Для создания полного давления ~ 1.0 кПа применяют вентилятор низкого давления



Однако приведенное разделение вентиляторов на типы следует считать условным. Например, недостаточно определить тип вентилятора только по одному давлению без указания подачи. Более удобно вентиляторы, как и насосы, разделять по значению удельной быстроходности при оптимальном режиме работы.

Удельную быстроходность или коэффициент быстроходности n_s вентилятора определяют в зависимости от его подачи Q, давления р, частоты вращения n:

$$n_s = cn V \overline{Q} \left(\frac{p}{p_{\rm cr}}\right)^{-3},$$

где $\rho_{c\tau}$ — стандартная плотность воздуха, равная 1,2 кг/м³ при нормальном абсолютном давлении $p_0 = 101.3$ кПа, температуре t = 20°C и относительной влажности $\varphi = 50\%$.

По данным ЦАГИ, коэффициент c = 0.87, т. е.

$$n_s = 0.87n V \overline{Q} \left(\frac{p}{\rho_{\rm CT}}\right)^{-3/4}. \tag{18.1}$$

Рис 172 Типы центробежных венти-

Ориентировочно при $n_s < 100$ обычно используют центробежные вентиляторы, а при $n_s > 100$ — осевые.

Отечественная промышленность выпускает вентиляторы различных размеров. Номер вентилятора указывает диаметр его рабочего колеса в дециметрах. Пылевые вентиляторы изготовляются из наиболее износоустойчивых материалов с утолщенными лопатками (рис. 172, в). Иногда лопатки рабочего колеса наваривают твердыми сплавами.

Центробежные вентиляторы, применяемые как дымососы, имеют некоторые особенности. Они изготовляются из более прочных температуроустойчивых материалов. Кожух, подшипники, а иногда вал и рабочее колесо дымососа охлаждаются водой. В спиральном кожухе дымососов устраиваются люки для ревизии и чистки. Рабочие колеса дымососов являются тихоходными и изготовляются с малым числом лопаток. Для увеличения срока службы дымососов перед ними устанавливают золоуловители различных конструкций.

ПОДАЧА, ДАВЛЕНИЕ, РАСХОДУЕМАЯ МОЩНОСТЬ И КПД ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Подача Q центробежного вентилятора — это объемное количество воздуха или газа, подаваемое вентилятором в единицу времени. В практике обычно подачу вентилятора определяют по действительным условиям всасывания или нагнетания. Она может быть также приведена к стандартным техническим условиям: температуре 20°C, абсолютному давлению 101,3 кПа (760 мм рт. ст.), плотности $\rho_{\rm cr} = 1.2 \ {\rm кг/m^3}$ и относительной влажности $\varphi = 50$.

В технике полное давление p, создаваемое вентилятором, и его статическую составляющую p_{cr} отсчитывают от атмосферного давления, а не от абсолютного нуля. Таким образом, p и p_{cr} представляют собой разности между истинным значением рассматриваемого давления и атмосферным давлением 101,3 кПа. Вследствие этого, если вентилятор создает избыточное давление, то p и $p_{\rm cr}$ будут иметь положительные значения, а при вакууме отрицательные. Динамическое давление ρ_{π} всегда положительно.

Между давлением p и напором газа H существует соот-

ношение:

 $p = \varrho gH$

причем,

$$p = p_{\rm cr} + p_{\rm a}. \tag{18.2}$$

В свою очередь, статическое давление складывается из вакуума, создаваемого вентилятором на всасывании $p_{\rm B}$, и давления р, создаваемого на нагнетании:

$$p_{\rm cr} = p_{\rm B} = p_{\rm s}. \tag{18.3}$$

Динамическое давление определяется по скорости газа или воздуха c в выходном патрубке вентилятора:

$$p_{\rm A} = \frac{\rho c^2}{2} . \tag{18.4}$$

Следовательно, полное давление вентилятора определяется зависимостью

$$p = p_{\rm B} + p_{\rm H} + \frac{\rho c^2}{2} . \tag{18.5}$$

Если всасывающий патрубок вентилятора открыт непосредственно в атмосферу ($p_{\rm B}=0$), то такой вентилятор называется нагнетательным и

$$p = p_{\rm H} + \frac{\rho c^2}{2} \,. \tag{18.6}$$

Если нагнетательный патрубок вентилятора открыт в атмосферу, го

 $p_{\scriptscriptstyle \mathrm{H}}=0$ и тогда

$$p=p_{\scriptscriptstyle \mathrm{B}}+rac{\mathsf{p}\;c^2}{2}$$
 .

Такой вентилятор называется всасывающим.

В случае, когда вентилятор установлен так, что он только перемещает воздух, не создавая разрежения на всасывании и напора на нагнетании, то $p_{\rm B} = 0$ и $p_{\rm H} = 0$. Такой вентилятор называется безнапорным. Он не создает статического напора, а его энергия затрачивается только на создание скорости перемещаемого воздуха:

$$p = \frac{o c^2}{2} . {18.8}$$

Полный напор, создаваемый вентилятором, может быть определен по аналогии с напором центробежного насоса по формуле

$$H = \frac{u_2 c_{\mathrm{T}}}{g} k \, \eta_{\mathrm{r}},\tag{18.9}$$

где H — напор вентилятора;

k — коэффициент, учитывающий конечное число лопастей рабочего колеса вентилятора; значение k находится в пределах 0,8—0,85 и тем больше, чем больше число лопастей; $\eta_{\rm r}$ — гидравлический КПД вентилятора, обычно равный 0,7—0,85.

Мощность, потребляемая вентилятором, определяется по подаче Q и создаваемому полному давлению p.

Исходя из значений Q и p, действительная мощность, потребляемая вентилятором, определится величиной

$$N = \frac{Qp}{1000\eta} \ . \tag{18.10}$$

(18.7)

собой вентиляторов представляют Характеристики функциональной зависимости полного давления р, расхода мощности N и КПД η от подачи Q вентилятора. Такие графики получают в процессе испытания вентиляторов при частоте враще-

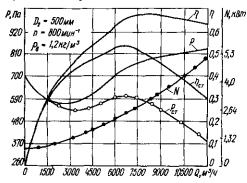


Рис. 173. Индивидуальная размерная харакцентробежного теристика вентилятора ВНИИСТО серии ВРС № 5.

ния n = const и называют индивидуальными размерными характеристиками. Например, индивидуальная размерная характеристика центробежного вниисто вентилятора серии BPĈ № 5 приведена на рис. 173.

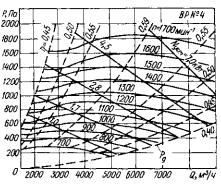
Зависимость является результирующей суммарной кривой статического и динамического каждой давления пля опытной точки.

Чтобы такими характеристиками можно было

пользоваться без дополнительных вычислений, на график нанесены кривые КПД по статическому и полному давлению: η_{cr} = =f(Q) u n=f(Q).

Испытывая вентилятор при нескольких частотах вращения или пересчитав по формулам испытания при одной несколько crore n = constна различных ее значений, можпостроить универсальную обезличенную размерную рактеристику для нескольких частот вращения. Такая характеристика показна на рис. 174 для центробежного вентилятора серии ВР № 4.

Используя характеристики вентилятора, следует иметь в что по существующим ГОСТ не допускается применение вентиляторов на расчетном режиме при ΚПД чем 0,9 η тах.



пропорциональности результаты

Рис. 174. Универсальная обезличенная размерная характеристика центробежного вентилятора серии ВР № 4.

Для серии геометрически подобных вентиляторов при условии сохранения подобия режимов работы можно построить типовые безразмерные характеристики. На основе теории подобия центробежных машин в ЦАГИ разработан метод построения типовых безразмерных характеристик, заключающийся в следующем.

На осях координат откладываются характерные безразмерные значения величин \overline{Q} , \overline{p} , \overline{N} , в качестве которых принимаются:

а) коэффициент подачи

$$\overline{Q} = \frac{Q}{nD_2^3} = \frac{Q}{F_2 u_2} \; ; \tag{18.11}$$

б) коэффициент полного давления

$$\overline{p} = \frac{p}{\rho u_2^2}; \tag{18.12}$$

в) коэффициент статического давления

$$\bar{p}_{e\tau} = \frac{p_{e\tau}}{\rho u_0^2};$$
 (18.13)

г) коэффициент потребляемой мощности $\overline{N} = \frac{1000N}{\rho \; u_0^3 \, F_2} \; .$

$$\overline{N} = \frac{1000N}{p \, u_0^3 \, F_0} \,. \tag{18.14}$$

Предполагая, что коэффициенты полезного действия для серии подобных вентиляторов одинаковы, можно нанести на график соответствующие значения:

а) КПД по полному давлению

$$\eta = \frac{\overline{Q}\,\overline{p}}{\overline{N}} = \frac{Qp}{1000N} \; ; \tag{18.15}$$

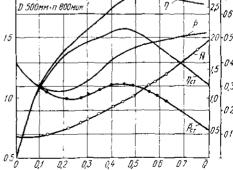
б) КПД по статическому давлению

$$\eta = \frac{\overline{Q p_{cr}}}{\overline{N}} = \frac{Q p_{cr}}{1000 N} . \tag{18.16}$$

Для иллюстрации на рис. 175 приведена безразмерная характеристика центробежных вентиляторов ВНИИСТО серии ВРС

(по данным испытаний рацаги). Преимущество типовых безразмерных характеристик заключается в том, 15 что вместо множества индивидуальных характеристик,

Рис. 175. Безразмерная характеристика центробежных вентиляторов ВНИИСТО серии ВРС (по данным испытаний ЦАГИ).



относящихся к различным частотам вращения и размерам вентиляторов одной серии, можно обойтись одной характеристикой, отражающей все свойства рассматриваемой серии машин.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДАЧИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Методы регулирования подачи центробежных вентиляторов в принципе мало отличаются от методов регулирования центробежных насосов. Наиболее простым и широко применяемым в практике является метод регулирования подачи задвижкой или заслонкой, установленной на нагнетательной линии вентилятора. В этом случае регулирование возможно только в сторону уменьшения подачи. Прикрывание задвижки ведет к увеличению сопротивления сети, к изменению ее Q-p характеристики.

Другим способом регулирования подачи вентилятора является изменение частоты вращения его рабочего колеса. Этот способ регулирования применим не только для уменьшения подачи, но и для ее увеличения. Он не влечет за собой бесполезной затраты энергии, так как отсутствует искусственно создаваемое сопротивление сети.

Однако способ регулирования подачи вентилятора путем изменения частоты вращения, несмотря на свои преимущества, реже применяется в практике, так как пока отсутствуют достаточно удобные и экономичные способы изменения частоты вращения применяемых для привода электродвигателей.

Кроме указанных способов иногда используется метод регулирования подачи вентилятора с помощью направляющего аппарата, устанавливаемого в непосредственной близости от входа в рабочее колесо. Конструктивно такой аппарат представляет собой осевую или радиально расположенную решетку с поворотными лопастями, которые изменяют направление всасываемого потока, сокращают количество поступающего газа или воздуха в рабочее колесо или полностью прекращают всасывание.

Анализ изменения расхода мощности вентилятором при регулировании его подачи задвижкой на нагнетании и с помощью поворотных лопастей на всасывании при $n=\mathrm{const}$ подтверждает преимущество последнего.

В заключение следует заметить, что при любой постоянной частоте вращения рабочего колеса центробежного вентилятора, расход мощности увеличивается с увеличением подачи. Поэтому для предотвращения перегрузки электродвигателя включение в работу вентилятора должно производиться при закрытой задвижке (Q=0).

ПОДБОР ВЕНТИЛЯТОРА ДЛЯ ЗАДАННЫХ УСЛОВИЙ РАБОТЫ

Для подбора вентилятора необходимо знать его максимальные значения подачи и давления в рабочих условиях. Кроме того, необходимо знать назначение вентилятора, т. е. условия, в которых он должен эксплуатироваться: температуру газа или воздуха, химическую агрессивность, наличие механических примесей.

Зная подачу и давление, которое должен создавать вентилятор, его можно подобрать по таблицам, содержащим сведения о технических данных вентиляционных установок, выпускаемых промышленностью. Можно также воспользоваться характеристиками вентиляторов, которые приводятся в каталогах и справочниках [12, 24].

Подбор вентилятора по таблицам не требует каких-либо дополнительных пояснений. При использовании индивидуальных характеристик (рис. 173) или обезличенных размерных характеристик (рис. 174) необходимо найти рабочую точку вентилятора. Эта точка находится на пересечении вертикальной линии, проведенной через ось абсцисс в точке принятой подачи Q и горизонтали, проведенной через ось ординат в точке принятого давления p. По рабочей точке на графике можно определить КПД вентилятора. Если КПД в выбранном режиме меньше $0.9\,\eta_{\rm max}$, необходимо изменить условия работы вентилятора (изменяя частоту вращения n) или перейти к подбору другого типа вентилятора. Следует помнить, что данные таблиц и характеристики относятся к стандартным условиям.

При выборе пылевого вентилятора или дымососа необходимо иметь в виду, что скорость воздуха или газа в проточной части должна быть не меньше скорости транспортирования твердых частиц максимально возможного размера, в противном случае будет происходить оседание частиц и занос каналов.

ОСЕВЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

Вентилятор, конструкция которого обеспечивает продольное перемещение воздуха вдоль его оси, называется осевым. Наиболее простой осевой вентилятор (рис. 176) состоит из следующих ча-

стей: осевого лопастного рабочего колеса 1, цилиндрического кожуха 6, входного коллектора 7, имеющего очертания плавного раструба. На выходе устанавливается диффузор 2 с выходным отверстием 5. Передняя торцевая часть втулки лопастного колеса и электродвигатель 4 вентилятора закрыты обтекателями 8 и 3.

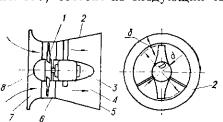


Рис. 176. Схема устройства осевого вентилятора.

Лопастное колесо монтируется непосредственно на валу электродвигателя или на специальной втулке, жестко посаженной на вал электродвигателя, который находится в центре воздушного потока соосно с кожухом вентилятора.

При быстром вращении лопастного колеса воздух всасывается через коллектор 7, проходит через кожух 6, диффузор 2 и

выбрасывается через выходное отверстие 5. Диффузор 7 используется для преобразования части кинетической энергии воздуха в давление. Поэтому давление воздуха за лопастным колесом в диффузоре больше, чем в кожухе вентилятора.

Чтобы предотвратить перетекание воздуха из области более высокого давления (диффузора) в область всасывания (коллектор) зазор δ между внешними кромками лопастей и кожухом вентилятора делают минимальным, не превышающим 1,5% длины лопатки, т. е.

$$\delta \leqslant 0.015 \, \frac{D-d}{2} \, .$$
 (18.17)

Лопастное колесо вентилятора состоит из втулки относительно большого размера (от 40 до 70% диаметра колеса) с центральным отверстием для вала. На втулке в специальных пазах закреплены лопасти. Иногда лопасти крепятся на специальном ободе, который монтируется на внешней поверхности втулки. Лопасти могут быть поворотными или закреплены наглухо. Количество лопастей колеблется от 2 до 16, в зависимости от назначения вентилятора.

В крупных вентиляторах лопасти для облегчения делают пустотелыми, а для удобства регулирования — поворотными. В этом случае регулирование достигается установкой лопастей под разным углом к илоскости вращения. Такой способ регулирования осевого вентилятора, а также способ регулирования поворотом лопастей направляющего аппарата (если такой имеется) являются наиболее целесообразными, так как позволяют изменить характеристику вентилятора в нужном направлении, что является преимуществом перед способами регулирования задвижкой или изменением частоты вращения лопастного колеса.

В настоящее время широкое распространение получили вентиляторы ЦАГИ серии МЦ (низконапорные с цилиндрическими лопастями). Вентиляторы серии МЦ выпускаются от № 4 до № 12 и применяются для вентиляции гражданских и промышленных зданий. Полный КПД таких вентиляторов достигает 65%. Так, например, при n=960 мин $^{-1}$ вентилятор серии МЦ № 4 создает максимальный расход Q=1200 м 3 /ч при давлении p=40 Па, а № 12 может создать максимальный расход $Q=65\,000$ м 3 /ч при давлении p=200 Па. При n=1450 мин $^{-1}$ вентилятор серии МЦ № 4 создает минимальный расход Q=1800 м 3 /ч при давлении p=90 Па, а вентилятор № 8 — максимальный расход $Q=30\,000$ м 3 /ч при давлении p=200 Па.

Выпускаются и более совершенные осевые вентиляторы ЦАГИ серии ЦЗ-04, максимальный КПД которых достигает 76%. Вентиляторы № 5, 6 и 10 этой серии при n=960 мин⁻¹ создают расход от Q=3100 м³/ч при давлении p=65 Па (венти-

лятор № 5) до $Q\!=\!45\,000\,$ м³/ч при давлении $p\!=\!100\,$ Па (вентилятор № 10).

При n=1450 мин $^{-1}$ вентилятор № 4 этой серии создает расход Q=2500 м 3 /ч при давлении p=100 Па, а вентилятор

№ 8 — Q = 36 000 м³/ч при давлении <math>p = 140 Па.

Из сравнения осевых вентиляторов с центробежными следует, что осевые вентиляторы при равных эксплуатационных условиях менее громоздки, занимают меньшую площадь, конструктивно более просты и при больших подачах воздуха значительно экономичнее. Они развивают относительно меньшее давление (40—400 Па), но способны перемещать большие количества воздуха — до нескольких десятков тысяч метров кубических в час. Поэтому осевые вентиляторы применяются в вентиляционных системах с большой подачей воздуха, где отсутствуют значительные сопротивления.

Хотя обычно осевые вентиляторы применяются в системах с давлением до p=200—300 Па, встречаются установки с последовательно работающими осевыми вентиляторами, создающими общее давление до p=1000 Па. Такие установки называются высоконапорными.

Изучение характеристик осевых вентиляторов показывает, что наибольший расход мощности у осевых вентиляторов получается при закрытой задвижке (Q=0). Затем с увеличением подачи происходит значительное и резкое падение давления и расхода мощности. Поэтому пуск осевого вентилятора в работу должен производиться при открытой задвижке.

Одним из преимуществ осевых вентиляторов является их быстроходность. Вследствие этого они допускают непосредственное соединение с быстроходными электродвигателями и паровыми турбинами. В зависимости от конструкции лопастей допускается доводить окружную скорость до значений 100—200 м/с.

Подачу осевых вентиляторов Q, давление p и расход мощности N рассчитывают по приведенным формулам для центробежных вентиляторов.

В производственных условиях иногда приходится перемещать большие количества воздуха высокой влажности с примесями химически агрессивного характера. В таких случаях установка элекгродвигателя в центре потока недопустима, а потому применяются вентиляторы с электродвигателями, вынесенными из потока.

Работа вентиляторов связана с сильным шумом, переходящим иногда в гудение. Это значительный их недостаток. Для уменьшения шума рекомендуется: металлический кожух вентилятора заменять железобетонным; изолировать фундамент вентилятора от частей здания, стыки воздуховодов выполнять со вставками из плотной парусины и брезента; сооружагь вентиляторы в деревянных футлярах, обитых войлоком.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ И ПОДБОРА НАСОСОВ

Приведем примеры полного гидравлического расчета трубопроводов для отдельных станций пищевого производства и методику подбора насосов, обслуживающих систему трубопроводов.

В качестве примеров рассмотрим реальные задачи расчета отдельных станций свеклосахарного завода. Эти примеры достаточно универсальны и могут быть использованы в других отраслях пищевого производства.

Пример 1. Рассчитать систему трубопроводов и подобрать насос для откачки густого сиропа из концентратора выпарной станции свеклосахарного завода на сульфитатор. Производительность завода 3000 т свеклы в сутки. Схема установки показана на рис. 177.

Решение. В соответствии с нормативами принимаем количество густого сиропа из выпарки a=27% по массе перерабатываемой свеклы. Тогда расход густого сиропа, поступающего из выпарки составит

$$Q = \frac{Aa}{100 \cdot 24 \cdot 3600p} \; ,$$

где A — производительность завода, тонн свеклы в сутки; ρ — плотность сиропа, равная 1,3 т/м³. Следовательно.

Q =
$$\frac{3000 \cdot 27}{100 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 1,3} = 0,0072$$
 м³/с.

Если принять степень неравномерности поступления сиропа из выпарки 1,3, то расчет трубопроводов и подбор насоса следует вести на расход:

$$Q = 1.3 \cdot 0.0072 = 0.0094 \text{ m}^3/\text{c}.$$

Характеристика всасывающей линии. Учитывая, что рекомендуемая скорость сиропа во всасывающем трубопроводе по нормативам равна 0,5—0,7 м/с

и принимая для расчета $v_1 = 0.6$ м/с, из выражения $Q = v_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$ находим диаметр трубопровода

$$d_{\rm i} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{\rm i}}} = \sqrt{\frac{1,275 \cdot 0.0094}{0,6}} = 0,141 \text{ m.}$$

Округляя диаметр до ближайшего значения $d_1 = 150\,$ мм, уточним действительную скорость сиропа во всасывающем трубопроводе

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2} = \frac{0.0094 \cdot 4}{3.14 \cdot 0.15^2} = 0.53$$
 m/c.

В соответствии со схемой установки длины t_i всасывающего трубопровода составляет

$$l_1 = 0.6 + 3.5 + 3.6 + 8.5 + 1.1 = 17.3 \text{ M}.$$

На всасывающей линии имеются следующие местные гидравлические сопротивления: два входа в трубу; три поворота на 90° с закруглением; две задвижки;

два выхода из труб.

Данные по нагнетательной линии. В соответствии с нормативами, рекомендуемая скорость сиропа в нагнетательном трубопроводе составляет 0,8—1,0 м/с. Принимая v_2 =0,9 м/с, находим

$$d_2 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_2}} = \sqrt{\frac{1.275 \cdot 0.0094}{0.9}} = 0.115 \text{ m}.$$

Примем $d_2 \! = \! 125$ мм и определим действительную скорость в нагнетательном трубопроводе

$$v_2 = \frac{Q4}{\pi d_2^2} = \frac{0.0094 \cdot 1.275}{0.125^2} = 0.77 \text{ M/c}.$$

В соответствии со схемой установки длина l_2 нагнетательного трубопровода составляет:

$$I_2 = 2 + 2.9 + 18.5 + 5.1 + 1.5 = 30 \text{ m}.$$

На нагнетательной линии имеются следующие местные гидравлические сопротивления: вход в трубу; восемь поворотов на 90° с закруглением; задвижка и выход из трубы.

Для построения характеристики трубопровода, подбора насоса и последующего определения рабочей точки при работе центробежного насоса на данную систему трубопроводов необходимо определить манометрический напор $H_{\rm M}$.

Как известно, манометрический напор, создаваемый насосом, затрачивается на преодоление геометрической высоты всасывания z_1 , высоты нагнета-

ния z_2 , разности напоров на концах трубопровода $\frac{p_2-p_1}{arphi g}$, гидравлических со-

противлений на всасывающей линии $h_w^{'}$ и гидравлических сопротивлений на нагнетательной линии $h_w^{'}$, т. е.

$$H_{\rm M} = z_1 + z_2 + \frac{p_2 - p_1}{p_2 \sigma} + h_w' + h_w''$$

Преобразуем эту зависимость, выразив величины h_w' и h_w'' через расход Q. Тогда

$$H_{\rm M} = z_1 + z_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_1}{2g} \left(\sum_1 \zeta + \lambda \frac{l_1}{d_1} \right) + \frac{v_2}{2g} \left(\sum_2 \zeta + \lambda \frac{l_2}{d_2} \right),$$

где λ — коэффициент сопротивления трения по длине; $\Sigma_1 \zeta$ н $\Sigma_2 \zeta$ — суммы коэффициентов местных сопротивлений соответствению на всасывающей и нагнетательной линиях трубопроводов.

всасывающей и нагнетательной лишиях трусопроводов. С учетом изложенного, зависимость для манометрического напора может быть записана в виде

$$\begin{split} H_{\rm M} &= z_1 + z_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho \, g} + \frac{Q^2 \cdot 16}{2g \, \pi^2 \, d_1^4} \left(\sum_1 \zeta + \lambda \, \frac{l_1}{d_1} \right) + \\ &+ \frac{Q^2 \cdot 16}{2g \, \pi^2 \, d_2^4} \left(\sum_2 \zeta + \lambda \, \frac{l_2}{d_2} \right). \end{split}$$

Для определения напора $H_{\rm M}$ установим последовательно значения каждой

из величин, входящих в правую часть равенства. Если принять уровень сиропа в концентраторе 1,2 м, то высота установки насоса под уровнем составит 2,2+3,6+1,1+1,2=8,1 м, т. е. геометрическая высота всасывания $z_1=-8,1$ м, а геометрическая высота нагнетания $z_2=2+2,9+5,1=10$ м.

Абсолютное давление в концентраторе над поверхностью сиропа, при условии полдержания в нем вакуума $85\,326$ Па (640 мм рт. ст.), $p_1 = 98\,100$ — $-85\,326 = 12\,774$ Па (96 мм рт. ст.).

Абсолютное давление $\dot{p_2}$ в сульфитаторе (над сульфитируемым сиропом) можно принять равным атмосферному давлению $p_2 = 98\ 100\ \Pi_a$.

Разность напоров на концах трубопровода $\frac{\rho_2 - \rho_1}{\rho g}$ должна быть выражена (как и все члены правой части уравнения) в метрах. Поэтому следует принять для сиропа $\rho = 1300$ кг/м³. Тогда окончательно

$$\frac{p_2 - p_1}{q_1 p_2} = \frac{98100 - 12774}{1300.9.8} = 6.7 \text{ M}.$$

Напомним, что Q=0,0094 м $^3/c$; $d_1=0,15$ м; $d_2=0,125$ м; $l_1=17,3$ м; $l_2=30$ м. Для определения коэффициента сопротивления трения по длине необходимо установить в каком режиме будет происходить движение сиропа в трубопроводе.

Определяем значение $Re = \frac{vd}{v}$. Кинематическая вязкость определяется зави-

симостью $v = \frac{\mu(\Pi)}{\delta}$, см²/с. По данным Г. М. Знаменского для сиропа при температуре 60° С и содержанни сухих веществ CB=65%, абсолютная вязкость составляет

$$\mu = 10.67 \text{ cH} = 0.107 \text{H}.$$

Относительная плотность сиропа $\delta = 1,3$. Тогда

$$v = \frac{0,107}{1,3} = 0,0825 \text{ cm}^2/\text{c}.$$

В таком случае для условий всасывания:

$$Re = \frac{v_1 d_1}{v} = \frac{53 \cdot 15}{0.0825} = 9650.$$

Судя по критерию Re, течение сиропа происходит в промежуточной области, где на величину λ оказывает влияние шероховатость труб и вязкость жидкости, $\lambda = \int \left(\frac{\Delta}{d}\right)$, Re.

Поэтому воспользуемся формулой А. Д. Альтшуля (6,25), которая пригодна для реальных шероховатых труб:

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{\Delta_{9K}}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25}.$$

Эквивалентная абсолютная шероховатость для стальных умеренно заржавевших сварных труб по данным автора $\Delta_{9\kappa} = 0.50\,$ мм. Поэтому

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{0.5}{150} + \frac{68}{9650} \right)^{0.25} = 0.035.$$

В дальнейшем без большой погрешности коэффициент сопротивления трения по длине λ принимается одинаковым для всасывающего и нагнетательного

трубопровода.

Для коэффициентов местных гидравлических сопротивлений примем следующие значения: вход в трубу $\zeta_{\rm BX}=0,5$; поворот под углом 90° с закруглением $\zeta_{90^{\circ}}=0,37$; задвижка Лудло (открытая) $\xi_{\rm 33AB}=0,12$; выход под уровень

 $\zeta_{BMX} = 1$. Зависимость манометрического напора $H_{\mathtt{M}}$ от подачи Q насоса, перекачивающего сироп, может быть представлена в виде

 $H_{\mathsf{u}} = A_{\mathsf{i}} + BQ^2,$

где

$$A_{1} = z_{1} + z_{2} + \frac{\rho_{2} - \rho_{1}}{\rho g};$$

$$B = \frac{16}{2g \pi^{2} d_{1}^{4}} \left(\sum_{1} \zeta + \lambda \frac{l_{1}}{d_{1}} \right) + \frac{16}{2g \pi^{2} d_{2}^{4}} \left(\sum_{2} \zeta + \lambda \frac{l_{2}}{d_{2}} \right).$$

Подставляя значения перечисленных величин, находим $A_1 = -8.1 + 10 + 6.7 = 8.6 \text{ m};$

$$B = 0.0828 \left(\frac{\Sigma_1 \zeta + \lambda \, l_1 / d_1}{d_1^4} + \frac{\Sigma_2 \, \zeta + \lambda \, l_2 / d_2}{d_2^4} \right);$$

где

$$\Sigma_{1}\zeta = 2\zeta_{\text{BX}} + 3\zeta_{90^{\circ}} + 2\zeta_{33B} + 2\zeta_{\text{BMX}} = 2 \cdot 0.5 + 3 \cdot 0.37 + 2 \cdot 0.12 + 2 \cdot 1 = 4.35;$$

 $\Sigma_2 \zeta = \zeta_{BX} + 8\zeta_{90^{\circ}} + \zeta_{3a_{ZB}} + \zeta_{BbiX} = 0.5 + 8 \cdot 0.37 + 0.12 + 1.0 = 4.58.$

Следовательно,

$$B = 0.0828 \left(\frac{4.35 + 0.035 \frac{17.3}{0.15}}{0.15^4} + \frac{4.58 + 0.035 \frac{30}{0.125}}{0.125^4} \right) = 5830;$$

$$H_{11} = A_{1} + BO^{2} = 8.6 + 5830O^{2}.$$

Для составления характеристики трубопровода $H_{\scriptscriptstyle M} = f(Q)$ зададимся значениями расходов Q, для которых определим $H_{\scriptscriptstyle \mathrm{M}}$ (табл. 37).

Таблица 37 Зарисимость манометрического напора от полачи

Q, м³/c	Н _м , м	Q, m³/c	<i>H</i> _M , N
0,00 0,005	8,6 8,615	0,04 0,05	17,95 23,2
0,003 0,01 0,92	9,18 10,99	0,06 0,07	29,6 37,2
0,03	13,85	0,07	46,0

На рис. 178 приведена Q—H характеристика трубопровода, составленная по данным расчета. На этом же рисунке нанесены Q—H характеристики насосов, применяемых на заводах для откачки сиропа из выпарной станции.

Так на заводе производительностью 3000 т свеклы в сутки устанавли-

вается насос COT-60 с частотой вращения n=1450 мин⁻¹.

Как видно из графика совмещения характеристик насоса и трубопровода, рабочая точка данного насоса на данный трубопровод, являющаяся точкой пересечения их Q-H характеристик, соответству-

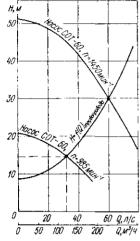


Рис. 178. Совмещенные Q-H характеристики насоса и трубопровода.

пересечения их Q-H характеристик, соответствует подаче Q=62.5 л/с и напору H=30.5 м. Это точка предельной подачи данного насоса на данный трубопровод. Фактически количество сирола, которое поступает из выпарки к насосу, составляет примерно 10 л/с $(0.0094 \text{ m}^3/\text{c})$.

При подаче такого количества сиропа (при полностью открытой задвижке) насос будет создавать напор менее 10 м. Проведенные нами опыты показали, что в таком случае условия перекачки примерно соответствуют характеристике трубопровода.

Следует помнить, что Q-H характеристика получается при испытании насоса регулированием подачи задвижкой на нагнетании в достаточном количестве поступающей жидкости. Поэтому насосная установка СОТ-60 при n=1450 мин комплектуется электродвигателем N=28-40 кВт. Совершенно очевидно, что насосная установка, рекомендуемая проектами для рассчитаниых в примере условий, не будет экономичной

В данном случае насос СОТ-60 следует комплектовать электродвигателем с частотой вращения $n=985\,$ мин $^{-1}$, мощностью $N=10\,$ кВт, что полностью соответствует данным наших испытаний [39].

Как видно из рис. 178, на котором также нанесена Q-H характеристика насоса СОТ-60 при n=985 мин $^{-1}$, его работа вполне обеспечит откачку сиропа из выпарки. Рабочая точка, т. е. точка предельной подачи такого насоса при нагнетании сиропа на тот же трубопровод соответствует Q=32 л/с при напоре H=14,5 м.

Для нормальной работы центробежного насоса, всасывающего сироп из работающего под вакуумом выпарного аппарата, необходимо установить непосредственно перед насосом сборник достаточной емкости, в который сироп из концентратора поступает самотеком.

Желательно, чтобы объем этого сборника был достаточен для работы насоса, хотя бы в течение 2 мин.

оса, хотя оы в течение 2 мин.

Такой сборник особенно необходим в том случае, когда насос, откачивающий сироп с выпарной станции, имеет большую подачу, чем необходимо.

В приведенном примере Q = 0.0094 м³/с. Следовательно, объем должен быть $V = 0.0094 \cdot 120 = 1.12$ м³.

Если принять высоту сборника H над центром всасывающей трубы насоса

2,2 м, то диаметр сборника определится из выражения $V=rac{D^2\pi}{4}$ H

в виде

$$D = \sqrt{\frac{4V}{\pi H}} = \sqrt{\frac{1,12}{2,2}} 1,275 \approx 0.8 \text{ m}.$$

Для того чтобы сироп нормально поступал из концентратора, работающего под разрежением, в сборник перед насосом и из сборника в насос необходимо

установить так называемые «оттяжки». Это система трубок, показанная на схеме (см рис. 177), соединяющая верхнюю часть сборника и всасывающий патрубок насоса с верхним (надсоковым) пространством концентрата выпарки.

Площадь сечения трубок для оттяжек рекомендуется принимать не очень малой, примерно 15% от площади сечения всасывающего трубопровода, т. е.

$$\frac{\pi d_1^2}{4} 0,15 = \frac{\pi}{4} d_{\text{оттяж}}^2.$$

откуда

$$d_{\text{OTTRW}} = \sqrt{0.15} d_1 = 0.388 \ 0.15 \approx 0.06 \ \text{m} = 60 \ \text{mm}.$$

Пример 2. На сахарном заводе производительностью 5000 т свеклы в сутки в продуктовом отделении установлен паточный резервуар 1, из которого нормовая патока самотеком переходит в резервуар 2 (рис. 179).

Определить уровень в резервуаре 1, обеспечивающий непрерывную подачу патоки в резервуар 2 при следующих условиях: $l_1 = 15$ м, $d_1 = 100$ мм; $l_2 = 10$ м, $d_2 = 100$ мм; $l_3 = 60$ м, $d_3 = 150$ мм; $l_4 = 50$ м, $d_4 = 100$ мм; выход патоки составляет 4% по массе свеклы; степень неравномерности подачи 1,5; средняя температура патоки при подаче $t=75^{\circ}$ C; плотность патоки $\rho=1350$ кг/м³; абсолютная вязкость $\mu_{75^{\circ}} = 632 \text{ c}\Pi$.

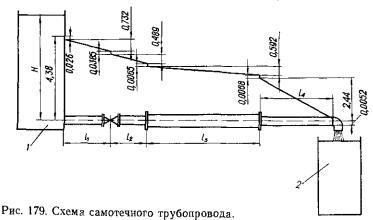
По результатам расчета построить график распределения давления вдоль самотечного трубопровода.

Решение. Определим объемный расход кормовой патоки на заводе

$$Q = \frac{5000 \cdot 0,04}{24 \cdot 3600 \cdot 1,35} = 0.0017 \text{ m}^3/\text{c}.$$

Расход патоки с учетом степени неравномерности подачи

$$Q = 0.0017 \text{ 1.5 m/c} = 0.0025 \text{ m}^3/\text{c}.$$



Определим площади сечений трубопроводов при $d_1 = 100$ мм и $d_3 = 150$ мм:

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} = 0,785 \cdot 0,1^2 \text{ m}^2 = 0,00785 \text{ m}^2;$$

$$F_3 = \frac{\pi d_3^2}{4} = 0,785 \cdot 0,15^2 \text{ m}^2 = 0,0177 \text{ m}^2.$$

Скорость патоки на обоих участках трубопровода, считая, что $v_1 = v_2 = v_4$, равна

$$v_1 = \frac{Q}{F_1} = \frac{0,0025}{0,00785} = 0.32 \text{ M/c}; \quad v_3 = \frac{Q}{F_3} = \frac{0,0025}{0,0177} = 0.14 \text{ M/c}.$$

Кинематическая вязкость кормовой патоки

$$v_{75^{\circ}} = \frac{\mu_{75^{\circ}}}{\delta} = \frac{6.32\Pi}{\delta} = \frac{6.32}{1.35} = 4.7 \text{ cm}^2/\text{c}.$$

Определяем значение $Re = \frac{vd}{}$ и коэффициенты сопротивления трения по длине для обоих участков трубопровода:

$$Re = \frac{32 \cdot 10}{4.7} = 68; \quad \lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{68} = 0,94;$$

при диаметре $d_3 = 0.15$ м

при диаметре $d_1 = 0.1$ м

Re =
$$\frac{14.15}{4.7}$$
 = 44.7; $\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{44.7} = 1.43$.

Запишем зависимость для определения потерь напора в самотечном тру-

бопроводе от резервуара 1 до резервуара 2. Как известно, располагаемый напор H должен быть равен потерянному напору h_{rl} на преодоление всех сопротивлений. В данном случае напор Н определяется уровнем жидкости над центром отверстия в резервуаре / при входе в трубопровод. Следовательно, $H = h_{rl} = \frac{v_1^2}{2\sigma} \left(\zeta_{\text{BX}} + \lambda \frac{l_1}{d_1} + \zeta_{33\text{AB}} + \lambda \frac{l_2}{d_2} + \zeta_{\text{BH,pacm}} + \right)$

$$H = h_{rl} = rac{v_1^2}{2g} \left(\zeta_{
m BX} + \lambda rac{l_1}{d_1} + \zeta_{
m 3aдB} + \lambda rac{l_2}{d_2} + \zeta_{
m BH, pacm} +
ight. \ + rac{F_1^2}{F_3^2} \, \lambda rac{l_3}{d_3} + \zeta_{
m BH, cyx} + \lambda rac{l_4}{d_4} + \zeta_{
m BMX}
ight)$$
, где v_1 — скорость патоки в участках трубопровода с диаметром $d = 100\,$ мм;

 $\zeta_{\rm BX}$ — коэффициент местного сопротивления при входе в трубопровод, $\zeta_{\rm BX}$ =0,5. Для первого, второго и четвертого участков трубопровода можно принять $\lambda = 0.94$, а для третьего участка — $\lambda = 1.43$. Коэффициент местного сопротивле-

ния частично прикрытой задвижки $\left(\frac{F_n}{F_0}=0.6\right)$ принимается по данным иссле-

дований [42] равным $\xi_{3адв} = 17$. Коэффициент местного сопротивления при внезапном расширении трубо-

провода от $d_1 = 100$ мм до $d_3 = 150$ мм, $\zeta_{\text{вн.pacm}} = f\left(\text{Re}, \frac{F_2}{F_2}\right)$, при Re = 50 и $\frac{F_2}{F_2} = \frac{1}{F_2}$ $\frac{d_2^2}{d_2^2} = \frac{0.1^2}{0.15^3} = 0.45$ определяется по диаграмме Идельчика [11] $\xi_{\text{вн.расіи}} = 1.25$.

Коэффициент местного сопротивления при внезапном сужении трубопро-

вода $\zeta_{\rm BH,CVW}$ от $d_3 = 150$ мм до $d_4 = d_1 = 100$ мм при ${\rm Re} \approx 50$ и $\frac{F_4}{F} = 0.45$ по данным работы [3] будет равен $\xi_{\rm BH,CV} = 1,3$.

Коэффициент местного сопротивления при выходе из трубы $\zeta_{\text{вых}}=1$. Подставив в зависимость для определения потерь напора h_{rl} приведенные выше значения, получим

$$H = h_{rl} = \frac{0.32^2}{2 \cdot 9.81} \left(0.5 + 0.94 \frac{15}{0.1} + 17 + 0.94 \frac{10}{0.1} + 1.25 + 0.2 \cdot 1.43 \cdot \frac{60}{0.15} + 1.3 + 0.94 \frac{50}{0.1} + 1 \right) = 0.00521 \cdot 840 = 4.38 \text{ m}.$$

Для составления графика распределения давления вдоль трубопровода подсчитаем потери напора от отдельных местных сопротивлений и на отдельных местных местных местных сопротивлений и на отдельных местных местных сопротивлений и на отдельных местных местных

ных участках по их длине. Местные потери напора при входе в трубу из резервуара 1:

$$h_{r,BX} = \frac{v_1^2}{2g} \zeta_{BX} = 0,00521 \cdot 0,5 \text{ M} = 0,0026 \text{ M}.$$

Потери напора по длине l_1 первого участка:

$$h_{l_1} = \frac{v_1^2}{2g} \lambda \frac{l_1}{d_2} = 0.00521.141 \text{ M} = 0.732 \text{ M}.$$

Местные потери в задвижке

$$h_{r \text{ 3AAB}} = \frac{v_1^2}{2\sigma} \zeta_{\text{3AAB}} = 0.00521 \cdot 17 \text{ M} = 0.0885 \text{ M}.$$

Потери напора по длине 12 второго участка

$$h_{l2} = \frac{v_1^2}{2\sigma} \lambda \frac{l_2}{d_1} = 0,00521.94 \text{ M} = 0,489 \text{ M}.$$

Местные потери при внезапном расширении струи

$$h_{r \text{ BH.Pacm}} = \frac{v_1^2}{2\sigma} \zeta_{\text{BH.Pacm}} = 0.00521 \cdot 1.25 \text{ M} = 0.0065 \text{ M}$$

Потери напора по длине l_3 третьего участка

$$h_{l3} = \frac{F_1^2}{F_3^2} - \frac{v_1^2}{2g} \lambda \frac{l_3}{d_3} = 0.2 \cdot 0.00521 \cdot 572 \text{ M} = 0.592 \text{ M}.$$

Местные потери напора при внезапном сужении струи

$$h_{r, \text{BH.cym}} = \frac{v_1^2}{2\sigma} \zeta_{\text{BH.cym}} = 0.00521 \cdot 1.3 = 0.0068 \text{ M}.$$

Потери напора по длине t_4 четвертого участка

$$l_{14} = \frac{v_1^2}{2\sigma} \lambda \frac{l_4}{d_4} = 0,00521 \cdot 0,94_{0,1}^{50} = 2,44 \text{ m}.$$

Местные потери напора при выходе из трубы

$$h_{r \text{ BMX}} = \frac{v_1^2}{2\rho} \zeta_{\text{BMX}} = 0.00521 \cdot 1 = 0.0052 \text{ M}.$$

Таким образом, график распределения давлений по длине трубопровода может быть изображен в виде ломанной линии (см. рис. 179), каждое звено которой представляет потерю напора на данном участке трубопровода, а сумма потерь напора равна наименьшему значению H = 4.38 м, при котором сохраняется расчетный режим течения патоки в трубопроводе.

Приведенные примеры расчета трубопроводов и подбора насосов необходимы не только для выяснения истинных условий работы данного насоса на данный трубопровод, но и для повышения эффективности их работы.

Условия для повышения общего коэффициента полезного действия насосной установки могут быть выбраны только после определения действительной рабочей точки совмещением характеристик насоса и трубопровода. Положение рабочей точки относительно максимума КПД указывает степень экономической эффективности работы установки и способы ее повышения.

эффективности работы установки и способы ее повышения. В случае установки параллельно или последовательно работающих насосов необходимо выполнять расчеты и составлять графические характеристики.

ЛИТЕРАТУРА

- Агроскин И. И., Дмитриев Г. Т., Пикалов Ф. И. Гидравлика. М.—Л., «Энергия», 1964.
 Айзенштейн М. Д. Центробежные насосы для нефтяной промышлен-
- ности. М., Гостоптехиздат, 1957.

 3. Альтшуль А. Д. Гидравлические сопротивления. М., «Недра», 1970.
- Альтшуль А. Д. Гидравлические сопротивления. М., «Недра», 1970.
 Башта Т. М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравличе-
- ские приводы. М., «Машиностроение», 1970.

 5. Волчков И. И. Насосы для молока и молочных продуктов. М., «Пище-
- вая промышленность», 1969. 6. Востоков А. И., Лепешкин И. П., Будный А. В. Расчет техниче-
- ской мощности оборудования и сооружений свеклосахарных заводов. М., «Пищевая промышленность», 1965.

 7. Гребенюк С. М. Технологическое оборудование сахарных заводов, М.,

«Пищевая промышленность», 1969.

ла», 1962.

издат, 1959.

продуктов спиртового производства. Киев, Изд. Киевского технологического института пищевой промышленности, 1939.

9. Знаменский Г. М. Насосы, компрессоры, вентиляторы. Киев, Гостехналат. 1951.

8. Знаменский Г. М. Методы расчета трубопроводов для жидких полу-

- Знаменский Г. М. Технологическое оборудование сахарных заводов. М., «Пищепромиздат», 1952.
- Идельчик Ч. И. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.— Л., Госэнергоиздат, 1960.
 Калинушкин М. П. Вентиляторные установки. М., «Высшая шко-
- Каменев П. Н. Гидроэлеваторы и другие струйные аппараты. М., Машстройиздат, 1950.
 Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии.
- 14. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. М., «Химия», 1973.
 15. Киселев В. И. Насосы, компрессоры, вентиляторы. М., Металлург-
- 16. Киселев П. Г. Справочник по гидравлическим расчетам. М., «Энергия», 1974.
- 17. Корифельд М. Упругость и прочность жидкостей. М., ГИТТЛ, 1951.

22. Нико лаев Л. К. Насосы пищевой промышленности. М., «Пищевая промышленность», 1972. 23. Павловский Н. Н. Основы гидравлики, открытые русла и сопряжение бьефов сооружений. Собрание сочинений. Т. І. М.—Л., Издательство AH CCCP, 1955.

18 Ломакии А. А. Центробежные и осевые насосы. Изд. 2-е. М.—Л., «Ма-

19. Маковозов М. И. Гидравлика и гидравлические машины. М., Маш-

20. Марьянчик В. Л., Будный А. В., Бондаренко В. А. Механизация трудоемких работ на сахарных заводах. М., Пищепромиздат, 1960.

21. Насосы. Каталог-справочник. М.—Л., Машгиз, 1960.

шиностроение», 1966.

гиз, 1962.

- 24. Пеклов А. А. Гидравлические машины и холодильные установки. Киев, «Вища школа», 1971. 25. Рысин С. А. Справочник по вентиляторам. Издательство по строитель-
- ству и архитектуре, 1954. 26. Соловьев А. Н., Қаплун А. Б. Вибрационный метод измерения вязкостей. Новосибирск, «Наука», 1970. 27. Сборник задач по гидравлике. Под редакцией В. А. Большакова, Изд.
- 2-е. Киев. «Вища школа», 1972. 28. Сурков В. Д., Липатов Н. И., Барановский Н. В. Технологическое оборудование предприятий молочной промышленности. М., «Пищевая промышленность», 1970. 29. Суханов Д. Я. Работа лопастных насосов на вязких жидкостях. М.,
- Машгиз, 1952. 30. Турк В. И. Насосы и насосные станции. М., Издательство по строительству и архитектуре, 1953. 31. Угинчус А. А. Гидравлика и гидравлические машины. Харьков, Изд.
- ХГУ, 1970. 32. Френкель Н. З. Гидравлика. М.—Л., Госэнергоиздат, 1956.
- 33. Флоринский М. М. Насосы и насосные станции. М., Издательство сельскохозяйственной литературы, 1959.
- 34. Чарный И. А. Основы газовой динамики. М., Гостехиздат, 1961.
- 35. Черкасский В. М., Романова Т. М., Қауль Р. А. Насосы, компрессоры, вентиляторы. М., «Энергия», 1968.
- 36. Чугаев Р. Р. Гидравлика. М., Госэнергоиздат, 1963.
- 37. Шевелев В. А. Исследование основных гидравлических закономерностей
 - турбулентного движения в трубах. М., Издательство литературы по
 - строительству и архитектуре, 1953.

мышленность», 1954, № 7.

- 38. Шлипченко З. С. Новая экспериментальная зависимость для определения коэффициента сопротивления трения по длине трубопровода при
- течении кормовой патоки. В кн.: Труды Киевского технологического института пищевой промышленности. В. 25, М., Пищепромиздат, 1962. 39. Шлипченко З. С., Литвинов Е. В. О подборе и эксплуатации цент-
- робежных насосов СОТ и НФ.— В кн.: Труды технологического института пищевой промышленности. Киев, Изд. КГУ, 1955. 40. Шлипченко З. С., Литвинов Е. В. Факторы, которые необходимо учитывать при подборе насосов типа СОТ и НФ-125 — «Сахарная про-
- 360

- 41 Шлипченко 3 С. Руденко-Грицюк Г Е Исследование некоторых местных сопротивлений трубопровода при течении кормовои патоки — В ки Труды Киевского технологического института пищевой промышленности Вып 25 М, Пищепромиздат, 1962 42 Шлипченко З С. Руденко-Грицюк Г Е, Кресан Н Г Местное гидравлическое сопротивление пробочного крана при течении мелассы
- В кн Известия высших учебных заведений, Пищевая технология. № 4. Краснодар, 1964
- 43 Юфин А П Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод М, «Высшая школа», 1965

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	
Глава первая Основные физические свойства жидкости	
Общие свойства жидкости в состоянии покоя	
Молекулярное давление и поверхностное натяжение	, ,
Давление паров жидкости. Кавитация	
Плотность жилкости	•
Плотность жидкости	ени и
Варуость узпаньных жинкостай	CIIII
Вязкость капельных жидкостей	
Response resonant and mension on objecting (anomalism manufacture Response resonant	·rı
Вязкость газов	
Измерение вязкости жидкостей. Вискозиметры	
измерение визкости жидкостей. Вискозиметры	
Глава вторая. Гидростатика	
Силы, действующие на жидкость	
Силы, действующие на жидкость Дифференциальные уравнения равновесия Эйлера Поверхности равного давления Основное уравнение гидростатики	
Поверхности равного давления	
Основное уравнение гидростатики	
Закон Паскаля	
Закоп Паскаля	па-
ралокс	
радокс	
Дентр давления Давление на криволинейную стенку Эпюры гидростатического давления Применение основных законов гидростатики в технике Сообщающиеся сосуды Гидравлические установки Жидкостные приборы для измерения давления	
Эпиры гилостатического давления	
Применение основных законов гиппостатики в технике	
Сообщионные сосуны	•
Гипровиноские метопории	•
Уилиостино приборы пла наморония порточия	
Пописова приобры для измерения давления	
Примеры использования законов гидростатики в практике п	ище-
вой промышленности	•
Глава третья. Гидродинамика	
Основные понятия кинематики жидкости	•
Закон неразрывности потока	
дифференциальные уравнения движения идеальнои жидкости (у	/рав-
нение эилера)	
нение Эйлера)	эле-
ментарной струйки идеальной жидкости при установившемся	дви-
жений	
Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости	
Применение уравнения Бернулли в технике	
Определение средней скорости истечения жидкости из отвер	стий
Определение расхода жидкости в трубопроводе	
Определение скорости движения жидкости в потоке при пом	ющи
трубки Пито	
Примеры использования законов гидродинамики идеальной з	жид-
кости в практике пищевой промышленности	

Глава четвертая. Режимы движения вязкой жидкости	60
Основы теории подобия	61
Напорное и безнапорное движение жидкости	66
Закономерности установившегося равномерного движения реаль-	67
ной жидкости	07
Глава пятая. Закономерности ламинарного движения жидкости	70
Закон распределения скорости равномерного движения по сечению	
круглой трубы Определение расхода жидкости и средней скорости в горизонталь-	70
	71
ной круглой трубе. Формула Пуазейля	11
номерном ламинарном движении жидкости	72
Напряжение сил трения в потоке при равномерном ламинарном дви-	
жении в круглой трубе	74
Глава шестая. Турбулентный режим движения жидкости	75
Об источнике дополнительных потерь энергии в турбулентном потоке	77
Структура турбулентного потока. Распределение скоростей	79
Вязкий подслой в турбулентном потоке	81
Основные источники потерь энергии (напора) по длине потока. Гид-	83
равлическая шероховатость труб	ია
Глава седьмая. Местные гидравлические сопротивления	90
Потери напора при внезапном расширении струи. Теорема Борда	90
Основные виды местных гидравлических сопротивлений	95
Зависимость коэффициентов местных сопротивлений от вязкости жидкости	98
жидкости Принцип наложения потерь напора в трубопроводе и взаимное влия-	30
ние местных сопротивлений	103
Глава восьмая. Гидравлический расчет трубопроводов	105
Уравнение Бернулли при расчете простого трубопровода Расчет трубопроводов для турбулентного режима движения	106 108
Последовательное соединение трубопроводов	113
Последовательное соединение трубопроводов	116
Расчет волопроволов	117
Сифонный трубопровод	120 125
Принцип экономического расчета трубопроводов	120
Глава девятая. Гидравлический удар в трубах. Теория Н. Е. Жуков-	
ского	127
Определение ударного давления	127
Предотвращение прямого гидравлического удара в трубах. Локали- зация и снижение ударного давления	132
• •	102
Глава десятая. Истечение реальной жидкости через отверстия, насадки и водосливы	133
закономерности истечения реальной жидкости через малые отвер-	100
стия в тонкой стенке	134
Совершенное, несовершенное и неполное сжатие струи	139
Истечение реальной жидкости через большие отверстия	140
Истечение реальной жидкости через насадки	142
Истечение жидкости через отверстия при переменном уровне в резервуаре	149
Истечение жидкости через отверстие при переменном напоре из ре-	110
зервуара с переменным сечением по высоте	151
Зависимость коэффициентов истечения из отверстий и насадков от	15.
режима движения жидкости	154
Водосливы	157
	363

Глава одиннадцатая. Течение жидкости в открытых каналах и руслах Течение жидкости в открытых каналах при установившемся дви-	161
жении	161
каналах Равномерное ламинарное движение в открытых руслах	163 167
Глава двенадцатая. Взаимодействие потока и твердого тела	172
Реактивное действие струи	172
Активное действие струи	174 176
Часть вторая. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ	
	179
Глава тринадцатая. Общие сведения о работе гидравлических машин	179
Назначение и классификация гидравлических машин, применяемых в пищевой промышленности	179
Схема насосной установки. Основные параметры работы насосов	182
Глава четырнадцатая. Центробежные насосы	187
Устройство. Принцип действия	187
Действительный напор, создаваемый пентробежным насосом, и его	189
зависимость от конструктивных форм насоса	194
Основы теории подобия центробежных насосов	$\frac{197}{203}$
Осевое давление в центробежных насосах и методы его уравнове-	200
шивания Характеристики центробежных насосов	207
ларактеристики центрооежных насосов Теоретические $Q - H_{\rm T}$ характеристики центробежных насосов	211 211
Действительные карактеристики	213
Определение рабочей точки центробежного насоса совмещением	215
характеристики насоса и характеристики трубопровода	217
Параллельная работа центробежных насосов	218
Последовательная работа центробежных насосов	219 221
Определение предельной высоты установки насоса из условий пред-	221
отвращения кавитации	222
Подбор центробежных насосов Работа центробежных насосов при перекачке вязких жидкостей	$\frac{226}{228}$
Пропеллерные (осевые) насосы	231
Вихревые насосы	232
Изменение основных параметров центробежного насоса при обточке рабочего колеса по внешнему диаметру	234
Приближенное определение подачи и напора насоса, а также неко-	
торых основных его размеров и технических данных	237
меняемых в пищевой промышленности	243
Глава пятнадцатая. Поршневые насосы	255
Принцип действия и классификация поршневых насосов	255
Подача поршневых насосов	258 262
Закон движения поршня насоса с кривошинным приводоч	202
График подачи . ,	264
Давление в цилиндре насоса в период всасывания	$\frac{267}{272}$
Высота установки поршневого насоса	276

Основы теории и расчета воздушных колпаков Клапаны поршневых насосов Технические данные некоторых поршневых насосов отечественного производства Насосы прямого действия Глава шестнадцатая. Ротационные и некоторые специальные конструкции насосов, применяемых в пищевой промышленности Шестеренчатые насосы Кулачковые ротационные насосы Пластинчатые или шиберные ротационные насосы Водокольцевые насосы Струйные аппараты Воздушно-водяные подъемники (мамут-насосы) Глава семнадцатая. Компрессоры Поршневые компрессоры Термодинамические основы работы компрессора Расход мощности и КПД компрессора Действительный рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре Многоступенчатое сжатие Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Глава восемнадцатая. Вентиляторы Центробежные вентиляторы Центробежные вентиляторы Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентилятора для заданных условий работы Осевые вентиляторы Глава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора нассосов	Клапаны поршневых насосов Технические данные некоторых поршневых насосов отечественного производства Насосы прямого действия Глава шестнадцатая. Ротационные и некоторые специальные конструкции насосов, применяемых в пищевой промышленности Шестеренчатые насосы Кулачковые ротационные насосы Пластинчатые или шиберные ротационные насосы Водокольцевые насосы Струйные аппараты Воздушно-водяные подъемники (мамут-насосы) Глава семнадцатая. Компрессоры
Производства Насосы прямого действия Глава шестнадцатая. Ротационные и некоторые специальные конструкщии насосов, применяемых в пищевой промышленности Шестеренчатые насосы Кулачковые ротационные насосы Пластинчатые или шиберные ротационные насосы Водокольцевые насосы Струйные аппараты Воздушно-водяные подъемники (мамут-насосы) Глава семнадцатая. Компрессоры Поршневые компрессоры Термодинамические основы работы компрессора Расход мощности и КПД компрессора Действительный рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре Многоступенчатое сжатие Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Турбокомпрессоры Плава восемнадцатая. Вентиляторы Подача, давлепие, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Характеристики центробежных вентиляторов Подбор вентилятора Подбор вентилятора Плава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора насосов	Производства Насосы прямого действия Глава шестнадцатая. Ротационные и некоторые специальные конструкции насосов, применяемых в пищевой промышленности Шестеренчатые насосы Кулачковые ротационные насосы Пластинчатые или шиберные ротационные насосы Водокольцевые насосы Струйные аппараты Воздушно-водяные подъемники (мамут-насосы) Глава семнадцатая. Компрессоры
Производства Насосы прямого действия Глава шестнадцатая. Ротационные и некоторые специальные конструкщии насосов, применяемых в пищевой промышленности Шестеренчатые насосы Кулачковые ротационные насосы Пластинчатые или шиберные ротационные насосы Водокольцевые насосы Струйные аппараты Воздушно-водяные подъемники (мамут-насосы) Глава семнадцатая. Компрессоры Поршневые компрессоры Термодинамические основы работы компрессора Расход мощности и КПД компрессора Действительный рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре Многоступенчатое сжатие Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Турбокомпрессоры Плава восемнадцатая. Вентиляторы Подача, давлепие, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Характеристики центробежных вентиляторов Подбор вентилятора Подбор вентилятора Плава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора насосов	Производства Насосы прямого действия Глава шестнадцатая. Ротационные и некоторые специальные конструкции насосов, применяемых в пищевой промышленности Шестеренчатые насосы Кулачковые ротационные насосы Пластинчатые или шиберные ротационные насосы Водокольцевые насосы Струйные аппараты Воздушно-водяные подъемники (мамут-насосы) Глава семнадцатая. Компрессоры
Плава шестнадцатая. Ротационные и некоторые специальные конструкции насосов, применяемых в пищевой промышленности Шестеренчатые насосы Кулачковые ротационные насосы Пластинчатые или шиберные ротационные насосы Водокольцевые насосы Струйные аппараты Воздушно-водяные подъемники (мамут-насосы) Плава семнадцатая. Компрессоры Поршневые компрессоры Термодинамические основы работы компрессора Действительный рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре Многоступенчатое сжатие Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Плава восемнадцатая. Вентиляторы Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Характеристики центробежных вентиляторов Подбор вентилятора для заданных условий работы Осевые вентиляторы Плава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора нассосов	Глава шестнадцатая. Ротационные и некоторые специальные конструкции насосов, применяемых в пищевой промышленности Шестеренчатые насосы Кулачковые ротационные насосы Пластинчатые или шиберные ротационные насосы Водокольцевые насосы Струйные аппараты Воздушно-водяные подъемники (мамут-насосы) Глава семнадцатая. Компрессоры
Плава шестнадцатая. Ротационные и некоторые специальные конструкции насосов, применяемых в пищевой промышленности Шестеренчатые насосы Кулачковые ротационные насосы Пластинчатые или шиберные ротационные насосы Водокольцевые насосы Струйные аппараты Воздушно-водяные подъемники (мамут-насосы) Плава семнадцатая. Компрессоры Поршневые компрессоры Термодинамические основы работы компрессора Расход мощности и КПД компрессора Действительный рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре Многоступенчатое сжатие Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Глава восемнадцатая. Вентиляторы Подача, давлешие, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Характеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентилятора для заданных условий работы Осевые вентиляторы Плава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора насосов	Глава шестнадцатая. Ротационные и некоторые специальные конструкции насосов, применяемых в пищевой промышленности Шестеренчатые насосы Кулачковые ротационные насосы Пластинчатые или шиберные ротационные насосы Водокольцевые насосы Струйные аппараты Воздушно-водяные подъемники (мамут-насосы) Глава семнадцатая. Компрессоры
Щи насосов, применяемых в пищевой промышленности Шестеренчатые насосы Кулачковые ротационные насосы Пластинчатые или шиберные ротационные насосы Водокольцевые насосы Струйные аппараты Воздушно-водяные подъемники (мамут-насосы) Глава семнадцатая. Компрессоры Поршневые компрессоры Термодинамические основы работы компрессора Расход мощности и КПД компрессора Действительный рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре Многоступенчатое сжатие Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Турбокомпрессоры Глава восемнадцатая. Вентиляторы Центробежные вентиляторы Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Характеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентилятора для заданных условий работы Осевые вентиляторы Глава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора на-	ции насосов, применяемых в пищевой промышленности Шестеренчатые насосы Кулачковые ротационные насосы Пластинчатые или шиберные ротационные насосы Водокольцевые насосы Струйные аппараты Воздушно-водяные подъемники (мамут-насосы)
Щи насосов, применяемых в пищевой промышленности Шестеренчатые насосы Кулачковые ротационные насосы Пластинчатые или шиберные ротационные насосы Водокольцевые насосы Струйные аппараты Воздушно-водяные подъемники (мамут-насосы) Лава семнадцатая. Компрессоры Поршневые компрессоры Термодинамические основы работы компрессора Расход мощности и КПД компрессора Действительный рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре Многоступенчатое сжатие Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Турбокомпрессоры Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Характеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентилятора для заданных условий работы Осевые вентиляторы Плава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора на-осов	ции насосов, применяемых в пищевой промышленности Шестеренчатые насосы Кулачковые ротационные насосы Пластинчатые или шиберные ротационные насосы Водокольцевые насосы Струйные аппараты Воздушно-водяные подъемники (мамут-насосы) Глава семнадцатая. Компрессоры
Щестеренчатые насосы Кулачковые ротационные насосы Пластинчатые или шиберные ротационные насосы Водокольцевые насосы Струйные аппараты Воздушно-водяные подъемники (мамут-насосы) Глава семнадцатая. Компрессоры Поршневые компрессоры Термодинамические основы работы компрессора Расход мощности и КПД компрессора Действительный рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре Многоступенчатое сжатие Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Турбокомпрессоры Подача, давлешие, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Карактеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентилятора для заданных условий работы Осевые вентиляторы Глава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора на-осов	Шестеренчатые насосы
Водокольцевые насосы Струйные аппараты Воздушно-водяные подъемники (мамут-насосы) Лава семнадцатая. Компрессоры Термодинамические основы работы компрессора Расход мощности и КПД компрессора Действительный рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре Многоступенчатое сжатие Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Турбокомпрессоры Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Карактеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентилятора для заданных условий работы Осевые вентиляторы Глава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора на-осов	Водокольцевые насосы
Водокольцевые насосы Струйные аппараты Воздушно-водяные подъемники (мамут-насосы) Лава семнадцатая. Компрессоры Термодинамические основы работы компрессора Расход мощности и КПД компрессора Действительный рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре Многоступенчатое сжатие Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Турбокомпрессоры Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Карактеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентилятора для заданных условий работы Осевые вентиляторы Лава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора на-осов	Водокольцевые насосы
Водокольцевые насосы Струйные аппараты Воздушно-водяные подъемники (мамут-насосы) Лава семнадцатая. Компрессоры Термодинамические основы работы компрессора Расход мощности и КПД компрессора Действительный рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре Многоступенчатое сжатие Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Турбокомпрессоры Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Карактеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентилятора для заданных условий работы Осевые вентиляторы Лава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора на-осов	Водокольцевые насосы
Водокольцевые насосы Струйные аппараты Воздушно-водяные подъемники (мамут-насосы) Лава семнадцатая. Компрессоры Термодинамические основы работы компрессора Расход мощности и КПД компрессора Действительный рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре Многоступенчатое сжатие Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Турбокомпрессоры Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Карактеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентиляторы Подбор вентиляторы Осевые вентиляторы Подебор вентиляторы Подбор вентиляторы Пава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора наосов	Водокольцевые насосы
Воздушно-водяные подъемники (мамут-насосы) Лава семнадцатая. Компрессоры Поршневые компрессоры Термодинамические основы работы компрессора Расход мощности и КПД компрессора Действительный рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре Многоступенчатое сжатие Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Турбокомпрессоры Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Карактеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентилятора для заданных условий работы Осевые вентиляторы Глава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора наосов	Струйные аппараты
Поршневые компрессоры Термодинамические основы работы компрессора Расход мощности и КПД компрессора Действительный рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре Многоступенчатое сжатие Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Турбокомпрессоры Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Характеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентиляторы Подбор вентиляторы Осевые вентиляторы Осевые вентиляторы Плава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора на-осов	Глава семнадцатая. Компрессоры
Поршневые компрессоры Термодинамические основы работы компрессора Расход мощности и КПД компрессора Действительный рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре Многоступенчатое сжатие Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Турбокомпрессоры Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Характеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентиляторы Осевые вентиляторы Осевые вентиляторы Подава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора на-	Глава семнадцатая. Компрессоры
Поршневые компрессоры Термодинамические основы работы компрессора Расход мощности и КПД компрессора Действительный рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре Многоступенчатое сжатие Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Турбокомпрессоры Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Характеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентилятора для заданных условий работы Осевые вентиляторы Глава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора натосов	
Поршневые компрессоры Термодинамические основы работы компрессора Расход мощности и КПД компрессора Действительный рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре Многоступенчатое сжатие Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Турбокомпрессоры Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Характеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентилятора для заданных условий работы Осевые вентиляторы Глава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора натосов	
Термодинамические основы работы компрессора Расход мощности и КПД компрессора Действительный рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре Многоступенчатое сжатие Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Тлава восемнадцатая. Вентиляторы Центробежные вентиляторы Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Характеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентиляторы Осевые вентиляторы Тлава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора наосов	Поршиневые компрессоры
Соре Многоступенчатое сжатие Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Турбокомпрессоры Подачая, Вентиляторы Центробежные вентиляторы Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Характеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентилятора для заданных условий работы Осевые вентиляторы Глава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора наосов	Тармалинаминеские основы паболы компроссова
Соре Многоступенчатое сжатие Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Турбокомпрессоры Подачая, Вентиляторы Центробежные вентиляторы Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Характеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентилятора для заданных условий работы Осевые вентиляторы Глава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора наосов	Термодинамические основы расоты компрессора
Соре Многоступенчатое сжатие Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Турбокомпрессоры Подачая, Вентиляторы Центробежные вентиляторы Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Характеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентилятора для заданных условий работы Осевые вентиляторы Глава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора наосов	Расход мощности и КПД компрессора
Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Турбокомпрессоры ———————————————————————————————————	деиствительный рабочии процесс в одноступенчатом компрес-
Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Турбокомпрессоры ———————————————————————————————————	cope
Регулирование подачи поршневых компрессоров Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Турбокомпрессоры ———————————————————————————————————	Многоступенчатое сжатие
Основные элементы компрессорной установки Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Лава восемнадцатая. Вентиляторы Центробежные вентиляторы Подача, давлешие, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Характеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентилятора для заданных условий работы Осевые вентиляторы Лава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора наосов	Регулирование подачи поршневых компрессоров
Поршневые вакуум-насосы Ротационные компрессоры Турбокомпрессоры Тирбокомпрессоры Тава восемнадцатая. Вентиляторы Центробежные вентиляторы Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Карактеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентилятора для заданных условий работы Осевые вентиляторы Тава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора наосов	Основные элементы компрессорной установки
Глава восемнадцатая. Вентиляторы Центробежные вентиляторы Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Характеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентилятора для заданных условий работы Осевые вентиляторы Глава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора наосов	Поршневые вакуум-насосы
Глава восемнадцатая. Вентиляторы Центробежные вентиляторы Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Характеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентилятора для заданных условий работы Осевые вентиляторы Глава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора наосов	Роталионные компрессоры
Глава восемнадцатая. Вентиляторы Центробежные вентиляторы Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов Характеристики центробежных вентиляторов Регулирование подачи центробежных вентиляторов Подбор вентилятора для заданных условий работы Осевые вентиляторы Глава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора наосов	Typhyrouppacophy
Центробежные вентиляторы	туроокомпрессоры
Центробежные вентиляторы	⁷ лава восемнадистая Вентилаторы
Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов	
вентиляторов	Центрооежные вентиляторы
Регулирование подачи центробежных вентиляторов	Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных
Регулирование подачи центробежных вентиляторов	вентиляторов
Регулирование подачи центробежных вентиляторов	Характеристики центробежных вентиляторов
Глава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора на- осов	Регулирование подачи центробежных вентиляторов
Глава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора на- осов	Подбор вентилятора для заданных условий работы
Глава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора на- осов	Осевые вентиляторы
ОСОВ	
	лава девятнадцатая. Примеры расчета трубопроводов и подбора на- осов
H	Π
arPiитература	литература
	ROOKS PROFESTANT OPG

БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ КОПИЙ КНИГ

для проектировщиков и технических специалистов

Шлипченко Зиновий Семенович, канд. техн. наук

насосы, компрессоры и вентиляторы

Редактор издательства инж. О. П. Бондаренко Переплет художника В. М. Флакса Художественный редактор Н. Ф. Соловьева Технический редактор С. В. Иванус Корректоры Т. Г. Герасименко, Л. И. Рубан

Сдано в набор 26. XI. 1975 г Подписано к печати 20. 1V. 1976 г Формат бумаги 60×90¹/₁₈ Бумага типографская № 1. Объем: 23,0 усл печ. л. 23,11 уч.-изд. л. Тираж 20 000, БФ 11432. Зак. 5—2898. Цена 1 руб. 46 коп.

349940 Северодонецк, ул. Парижской Коммуны, 4, № 88

244011 Сумы, просп. К. Маркса, 2, № 3 310012 Харьков, ул. Свердлова, 17, № 1 325025 Херсон, ул. Суворова, 19, № 1 280000 Хмельницкий, ул. Фрунзе, 50, № 12 257000 Черкассы, ул. Урицкого, 188, № 11 250000 Чернигов, ул. Ленина, 21, № 1

Издательство «Техніка»