

Проф. инж. ВАСИЛ ГЕРОВ

ПОМПИ, КОМПРЕСОРИ И ВЕНТИЛАТОРИ

ЧЕТВЪРТО ИЗДАНИЕ

ДЪРЖАВНО ИЗДАТЕЛСТВО „ТЕХНИКА“
СОФИЯ — 1974

ДАТНИК

V.2

КНИГАТА ТРЯБВА ДА СЕ ВЪРНЕ НЕ ПОКЪСНО ОТ ПОСОБЕНАТА ТЪЖ ДАТА

29-10-5002
4.10.08

09-07-2009

01-03-2010

Беза-33

810575

AK 3766

УДК 621.51+621.63+621.65 (075.8)

Учебника се разглежда теоретични, конструктивни и експлоатационни въпроси из областта на хидравличните работни машини. Предназначен е да даде на студентите по машинно инженерство основни и необходими насоки в съответната област. Материалът е подреден по общостепен, разбираем начин и може да бъде полезен и за инженери от практиката.

Учебникът ще се използва главно от студенти, които по учебен план не изучават дисциплините „Водни турбини“ и „Хидроазлуквания“. Порази това са дадени кратки сведения и за тези машини с оглед ясната връзка между силите и работните хидравлични машини.

Всички изводи, формули и емпирични коефициенти са преработени в съответствие с международната измервателна система, като са възприети и означенията по същата.

269/945

38/945

19/11/85

ИНВЕСТИЦИЯ
НА БЪЛГАРСКОТО ТЕЛЕКОМУНИКАЦИОННО
ПРЕДПРИЕТИЕ

ИНВ. 2004

Посвещавам в памет
на незабравимите ми покойни
родители Рада и Геро Митеви
с. Скалско, Дряновско
Авторът

ОБЩИ ПОЛОЖЕНИЯ И ПРИНЦИПИ НА ДЕЙСТВИЕ

1. ОБЩИ ПОНЯТИЯ И КЛАСИФИКАЦИЯ

а. Механизъм и машина

Механизмът представлява съчетана система от лостове, от които поне някои са в движение.

Машината представлява механизъм, при който се извършва или трансформация на енергия, или полезна работа. Машините биват силови и работни. Силова е онази машина, при която се трансформира независимо какъв вид енергия в механична. Такива са: парната машина, водната турбина, електродвигателът и др. Работни са машините, при които се трансформира механична енергия в независимо какъв друг вид енергия или се извършва някакво полезно производство. Това са електрическият генератор, помпата, металообработващата машина, печатарската машина и др.

Някои автори определят понятието машина посредством наличността на известен к. п. д., което ще рече, че електрическият трансформатор би трябвало да бъде също машина. Подобно схващане е напълно погрешно. Електрическият трансформатор е апарат или съоръжение, но не и машина.

Тук ще се разгледаат машините, които работят с флуиди (течности и газове) и носят общото име хидравлични машини. Те биват силови, работни и комбинирани. Последните се състоят от силова машина и работна машина, съчетани в общ конструктивен блок, и се наричат хидропредаватели. Към силовите машини спадат водните турбини, водните колела и др., а към работните — помпите, компресорите и др. На фиг. 1.1 и 1.2 са дадени схемите за разграничаване и групиране на различните видове хидравлични машини. От силовите хидравлични машини само водните турбини представляват интерес за енергопроизводството, докато ротационните силови машини намират приложение в хидропредавателите.

Работните машини намират приложение както в енергодобиването, така и във всички отрасли на промишлеността. Хидропредавателите се срещат при хидрозадвижването, както и при предаване на въртящ момент, където те носят името си турбопредаватели.

От определеното на понятията хидравлични, силови и работни ма-

шини следва, че при силовите машини флуидът изразходва енергия, а при работните получава енергия. Стойността на въпросната енергия се определя по закона на Бернули, приложен между входното сечение e и изходното s за всяка една машина, показана на фиг. 1.3 и 1.4, а именно:



Фиг. 1.3

а) за силова машина



Фиг. 1.4

$$(1.1) \quad E = \left[p_e + \rho \frac{c_e^2}{2} + \rho g Z_e \right] - \left[p_s + \rho \frac{c_s^2}{2} + \rho g Z_s \right];$$

б) за работна машина

$$(1.2) \quad E = \left[p_s + \rho \frac{c_s^2}{2} + \rho g Z_s \right] - \left[p_e + \rho \frac{c_e^2}{2} + \rho g Z_e \right];$$

където индексите e се отнасят за входа, а s — за изхода. Скоростите c определят съответните кинетични енергии, наляганята p — потенциалната енергия, а Z — енергията от местоположение.

б. Единица сила

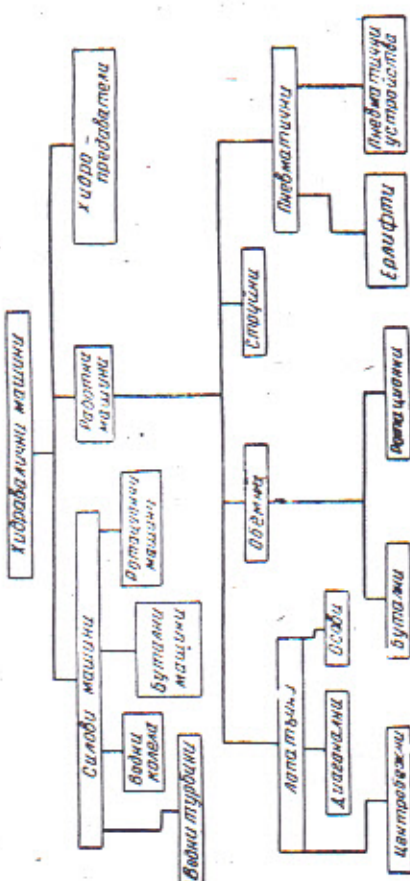
Посочените уравнения, както и всички следващи в книгата, са написани в международната измерителна система SI, при която за основа служи масата m с дименсия kg и силата се явява следствие по втория закон на Нютон, а не както в старата досегашна измерителна система — силата F в kg да служи за основа, а масата да бъде следствие. Известно е от втория закон на Нютон, че

$$F = m \cdot a,$$

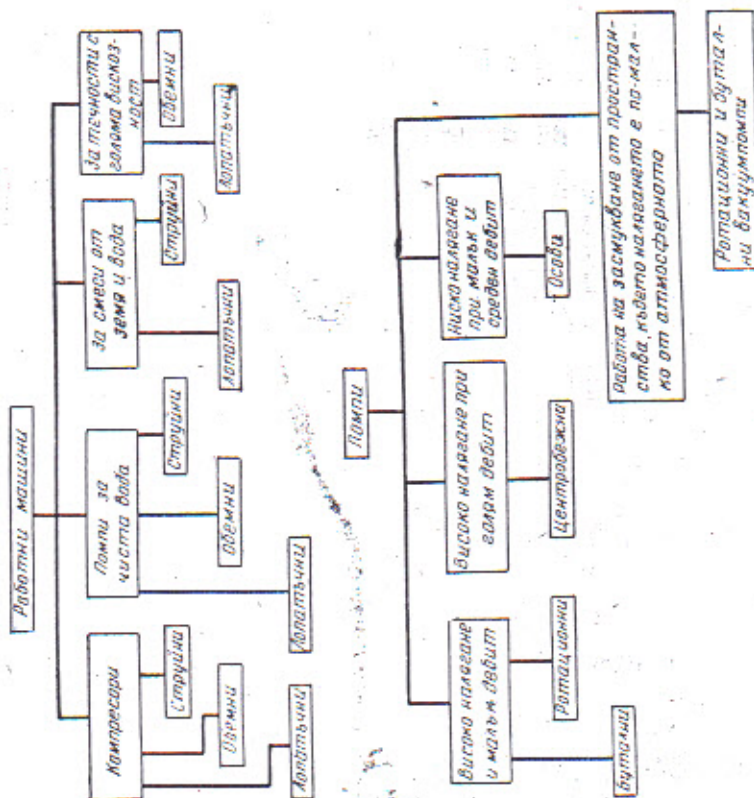
т. е. силата представлява произведение от маса и ускорение. Единицата за сила в системата SI е наречена нютон (N). Тя представлява онази сила, която придава на тяло с постоянна маса $1 kg$ ускорение $1 m/s^2$. Кратните и дробните единици са: килонютон kN , метанютон mN , децинютон dN , милинютон mN , микронютон μN и др.

От математичния израз за определението на силата се вижда, че дименсията на нютона е $kg \cdot m/s^2$.

Налягането представлява сила върху единица площ. Тъй като в системата SI се приема за единица площ $1 m^2$, а силата се измерва в



Фиг. 1.1



Фиг. 1.2

ютони следва, че измерението на налягането се явява N/m^2 или Pa.
 $1 \text{ Pa (Паскал)} = 1 \text{ N/m}^2$.

Налягането също така се измерва посредством височината на стълб течност, в който случай се ползува изразът

$$(1.2) \quad p = \rho g H,$$

където ρ е плътността на флуида и g — земното ускорение.

Енергията от местоположение Z също представлява стълб от флуида, явява се $Z = H$; следователно трансформира се в налягане посредством уравнение 1.3.

Когато ускорението a е продиктувано от земното притегляне, тогава силата на тежестта се дава от израза

$$G = m \cdot g = 1 \text{ kg} \cdot 9.80665 \text{ m/s}^2.$$

За краткост ще се пише закръглено

$$g = 9.80665 \approx 9.81 \text{ m/s}^2,$$

т. е.

$$G = 1 \text{ kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 = 9.81 \text{ N [kg} \cdot \text{m/s}^2].$$

В старата измерителна система същата тази сила G се равнява на 1 kg и съгласно горното равенство се написва връзката за величината сила в двете измерителни системи

$$(1.4) \quad 1 \text{ kg сила} = 9.81 \text{ N} \approx 10 \text{ N}.$$

От уравнения 1.1 и 1.2 остават неуточнени скоростите, които се определят по *уравнението за дебита*

$$(1.5) \quad m_t = c_m S = \rho c S = \rho Q = \text{const},$$

където

m_t — масовият дебит, т. е. веществното флуид за единица време — kg/s ;

c_m — масовата скорост на потока; определя се от масовия дебит за единица площ — $\text{kg/(s} \cdot \text{m}^2)$;

c — обемната скорост на потока — m/s ;

ρ — плътността на потока — kg/m^3 ;

S — напречното сечение на потока в мястото, където се измерва налягането — m^2 ;

Q — обемният дебит за единица време — m^3/s .

Връзката между двата вида дебита се дава от уравнение 1.5.

В уравнения 1.1 и 1.2 наляганята възлизат с техните абсолютни стойности, т. е. измерени спрямо относителната нула — атмосферното налягане, и изчислени спрямо абсолютната нула. Обичайно е наляганята да се измерват в метри воден стълб или в милиметри живачен стълб, понеже измерителните уреди са градуирани, като за нула налягане е прието барометричното налягане. Ако в уравнения 1.1 и 1.2 се вмъкнат направо отчетените стойности от измерителните уреди, които са отрицателни за p_s от уравнение 1.1 и за p_e от уравнение 1.2, тогава, като се вземе под внимание, че

$$1 \text{ kg/cm}^2 = 10 \text{ m H}_2\text{O} \approx 10^6 \text{ N/m}^2 = 9.81 \cdot 10^4 \text{ Pa};$$

$1 \text{ mm Hg} = 13.6 \text{ mm H}_2\text{O}$;
 $1 \text{ техническа атмосфера} = 10 \text{ m H}_2\text{O}$;
 $1 \text{ физическа атмосфера} = 10.33 \text{ m H}_2\text{O}$;
 въпросните уравнения добиват следния вид:

в. Енергийни уравнения

1. Силова машина

$$(1.6) \quad E = \rho \frac{c_s^2 - c_e^2}{2} + \rho g [M_s + V_s + (Z_s - Z_e)].$$

Тук M_s и V_s са показанията на манометъра и вакуумметъра, превърнати в метри воден стълб по уравнение 1.3.

При по-голямата част от силовите хидравлични машини изходното сечение s е много голямо и съответната скорост може практически да бъде пренебрегната спрямо входната скорост, като това същото изходно сечение s се намира над входното сечение e , т. е. $Z_s > |Z_e|$ и в него действуват атмосферно налягане. В този случай се казва, че силовата машина има изходното си сечение под налягане или работното ѝ колело е потопено, и изразът за енергията E , наречена още *нето пад*, добива вида

$$(1.7) \quad E = \rho \frac{c_s^2}{2} + \rho g [M_s + (Z_s - Z_e)].$$

Една част ΔE от нето пада е изразходвана за покриване на хидравличните загуби от триене и вихрообразуване в самата машина. Тези загуби диктуват *вътрешния к. п. д.*, наречен *манометричен к. п. д.* на машината или *енергетичен к. п. д.*, определен от

$$(1.8) \quad \eta_H = \frac{E - \Delta E}{E} = \frac{H - \Delta H}{H}.$$

2. Работна машина

$$(1.9) \quad E = \rho \frac{c_s^2 - c_e^2}{2} + \rho g [M_s + V_s + (Z_s - Z_e)].$$

Както при силовата машина, така и тук M_s и V_s представляват показанията на манометъра и вакуумметъра в $\text{m H}_2\text{O}$. Има случаи, когато налягането при входа на работната машина е по-голямо от атмосферното; тогава то се отчита с манометър M_e и горното уравнение добива вида

$$(1.10) \quad E = \rho \frac{c_s^2 - c_e^2}{2} + \rho g [M_s - M_e + (Z_s - Z_e)].$$

В този случай се казва, че работната машина има смукателната си страна под налягане, т. е. флуидът се влива по гравитация към вътрешността на машината.

Когато изходното напречно сечение на работната машина е равно на входното, тогава $c_s = c_e$ и уравнения 1.9 и 1.10 приемат вида

$$(1.11) \quad E = \rho g [M_s + V_s + (Z_s - Z_e)]$$

$$(1.12) \quad E = \rho g [M_s - M_e + (Z_s - Z_e)].$$

налягането P_e , т. е. вакуумът е даден по отношение на относителната нула — барометричното налягане 735 mm Hg; следователно спрямо абсолютната нула се изразява чрез

$$M_e = (735 - 550) \text{ mm Hg} \cdot 13,6 \text{ mm H}_2\text{O};$$

$$M_e = 185 \cdot 13,6 \approx 2520 \text{ mm H}_2\text{O} = 2,52 \text{ m H}_2\text{O}.$$

$$Z_s - Z_e = 4,75 - 3,5 = 1,25 \text{ m H}_2\text{O}.$$

Замества се в уравнение 1.10, понеже стойностите за M_s и M_e (от показаната на вакууметъра) са вече изчислени от едно начало — абсолютната нула. Следователно написва се

$$E = 2750 + 1000 \cdot 9,81 (230 - 2,52 + 1,25) = 2750 + 9810 \cdot 228,73 = 2\,242\,750 \text{ N/m}^2.$$

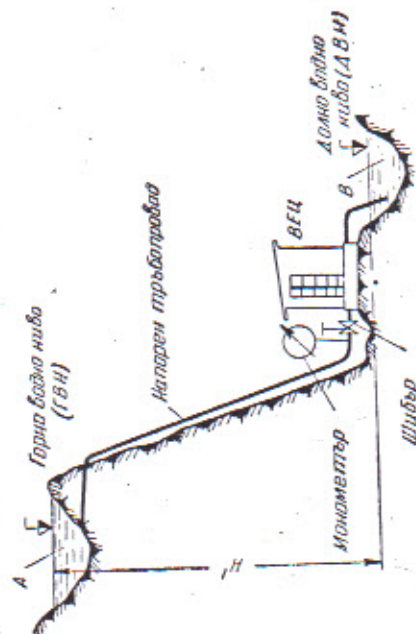
По уравнение 1.3 се получава

$$H = \frac{2\,242\,750}{1000 \cdot 9,81} = 229 \text{ m H}_2\text{O}.$$

г. Деривация, отводен канал, бруто пад и ВЕЦ

Действието на хидравличните сили и работни машини изисква довеждане на флуида до тях, както и отвеждането на същия. За целта служат съответни машинни тръбопроводи и канали.

При силните машинни каналът, който довежда течността към машината, се нарича *горна вада* или *деривация*, а този, който я отвежда — *долна вада* или *отводен канал*. Геодезичната височина между нивата на водата в горната и долната вада в близост на машината образува *бруто пада* H' , показан на фиг. 1.5. Съвръзването на машината с двете вади става посредством тръби. Връзката с горната вада, която в някои случаи



Фиг. 1.5

може да бъде и тунел, се нарича *напорен тръбопровод*, а тази с долната вада — *отводен канал* или *дифузор*, неправилно наричан изтичало.

Освен енергията E , наречена *манометрична височина* на работната машина, последната е отдала на флуида още допълнителна енергия ΔE , която е изразходвана за преодоляване на вътрешните загуби от триене, вихрообразуване и др. в самата машина, т. е. съобразно изложението за силната машина тук изразът за енергията к. п. д. на работната машина добива вида

$$(1.13) \quad \eta_M = \frac{E}{E + \Delta E} = \frac{E}{E_{th}} = \frac{H}{H + \Delta H} = \frac{H}{H_{th}},$$

където E_{th} се нарича *теоретична манометрична височина*, измерена в N/m^2 или H_{th} в метри стълб от флуида.

Примери. 1. Измерителните уреди на хидравлична работна машина, чийто входно и изходно сечение са равни, показват: манометърът $M_s = 25 \text{ kg/cm}^2$, вакууметърът $V_e = 600 \text{ mm Hg}$ и спрямо произволно избрана хоризонтална равнина (фиг. 1.4) $Z_s = 2,75 \text{ m}$ и $Z_e = 2 \text{ m}$. Исква се определени на него пада на машината в $\text{m H}_2\text{O}$, като се има пред вид, че машината работи с течност, чиято плътност е 1000 kg/m^3 .
Решение. По условие $c_s = c_e$; следователно прилага се уравнение 1.11.

$$M_s = 25 \text{ kg/cm}^2 = 250 \text{ m H}_2\text{O};$$

$$V_e = 600 \text{ mm Hg} \cdot 13,6 \text{ mm H}_2\text{O} = 8,16 \text{ m H}_2\text{O};$$

$$Z_s - Z_e = 2,75 - 2 = 0,75 \text{ m H}_2\text{O}.$$

Следователно след съответно заместване в уравнението се получава за нето пада

$$E = 1000 \cdot 9,81 (250 + 8,16 + 0,75) \approx 2,54 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

или съгласно уравнение 1.3

$$H = \frac{E}{1000 \cdot 9,81} = 250 + 8,16 + 0,75 = 258,91 \text{ m H}_2\text{O}.$$

2. *Хидравлична работна машина* работи при 735 mm барометрично налягане и има входно и изходно сечение с диаметри съответно $D_s = 400 \text{ mm}$ и $D_e = 300 \text{ mm}$. Когато през машината протича обемният дебит $Q = 0,200 \text{ m}^3/\text{s}$, измервателните уреди за налягане дават възможност да се изчислят наляганията, измерени с метални манометри и вакууметри: $P_s = 23 \text{ kg/cm}^2$ абсолютно налягане, $P_e = 550 \text{ mm Hg}$, отчитено с вакууметъра; височината между вакууметъра и манометъра се изчислява от $Z_s = 3,5 \text{ m}$ и $Z_e = 4,75 \text{ m}$. Исква се определени манометричната височина на работната машина в Pa и $\text{m H}_2\text{O}$, като се има пред вид, че флуидът има плътност $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$.

Решението на поставената задача се дава от уравнение 1.9. За целта се изчислява разликата в кинетичната енергия при входа и изхода, именно:

$$c_e = \frac{4Q}{\pi D_e^3} = \frac{4 \cdot 200}{3,14 \cdot 4^3} \approx 16 \text{ dm/s} = 1,6 \text{ m/s};$$

$$c_s = \frac{4 \cdot 200}{3,14 \cdot 3^3} \approx 28,3 \text{ dm/s} \approx 2,83 \text{ m/s};$$

$$\rho \frac{c_s^2 - c_e^2}{2} = 1000 \frac{8 - 2,55}{2} \approx 2750 \text{ Pa}.$$

Дадената стойност на P_e като абсолютно налягане изисква или да се прегърне в относително налягане, като се извади барометричното 735 mm Hg = 10 m H₂O и се изчисли E по уравнение 1.9, или като се прегърне показанието на вакууметъра в абсолютното налягане и се изчисли E по уравнение 1.10. Възприема се за случая вторият възможен начин за изчисляване, т. е.

$$M_s = 23 \text{ kg/cm}^2 \cdot 10 \text{ m H}_2\text{O} = 230 \text{ m H}_2\text{O}.$$

При работните машини каналът, който довежда флуида към машинната сграда, се нарича смукателен канал, а този, който отвежда флуида — *напомпелен или разпределителен*. Връзката между последния и машината се реализира чрез *напорния тръбопровод*, чието изпълнение се подчинява на едни и същи норми, както напорния тръбопровод при силовите машини. Връзката между смукателния канал и самата работна машина става чрез *смукателния тръбопровод*, в който налягането на флуида е обикновено по-малко от атмосферното.

За спиране и пускане в действие на машините е необходимо командване на потока в тръбопроводите. За целта служат шибъри, вентили и др., известни под общото название *арматура* или *затворни съоръжения*.

Инсталираната силова машина заедно с напорните тръбопроводи и всички останали съоръжения образува *водна електрическа централа* (ВЕЦ), когато хидравличната машина задвижва електрогенератор, както е показано на фиг. 1.5. Тук течността от резервоара или горната вада *A* слиза по напорния тръбопровод, минава през машината, инсталирана във ВЕЦ-а, и се влива в долната вада *B*.

Когато се налага повдигане на течността от точка *B* в точка *A* (фиг. 1.5), тогава машината е работна и се получава помпена станция (ПС).

Има случаи, когато хидравличната машина е комбинирана в смисъл, че може да работи и като силова, т. е. работната машина е предназначена да акумулира течност в резервоара *A*, разположен на дадена височина *H'* (фиг. 1.5). В този случай инсталацията носи името *помпено-акумулираща водна електрическа централа* или ПАВЕЦ.

д. Сила на импулса

Произведението $\vec{F} \cdot dt$ се нарича *импулс на силата* $\vec{F}$ в интервала от времето *dt*, който е равен на промяната в количеството на движението.

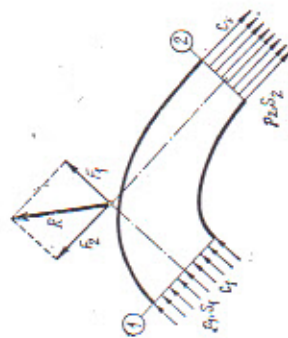
Силата на импулса, т. е. силата $\vec{F}$, с която флуидът действа върху стената, по която се движи, се определя от познатия израз

$$\vec{F} = \rho Q (\vec{c}_1 - \vec{c}_2), \quad (1.14)$$

където ρ е плътността; Q — дебитът в движение; а $\vec{c}_1, \vec{c}_2$ са скоростите съответно през входната и изходната контролна повърхнини с напречни сечения S_1 и S_2 (фиг. 1.6).

Ако статичните налягания в контролните повърхнини бъдат p_1 и p_2 , тогава за $\vec{F}_1$, респективно $\vec{F}_2$, се получават още допълнителни сили, в резултат на което се написва:

$$\vec{F}_1 = p_1 S_1 + \rho Q \vec{c}_1 = p_1 S_1 + \rho S_1 \vec{c}_1,$$



Фиг. 1.6

$$\vec{F}_2 = p_2 S_2 - \rho Q \vec{c}_2 = p_2 S_2 - \rho S_2 \vec{c}_2,$$

или

$$\vec{F} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 = [p_1 S_1 + p_2 S_2] + \rho [S_1 \vec{c}_1 - S_2 \vec{c}_2]. \quad (1.15)$$

2. ТРЪБОПРОВОД, ФАСОННИ ЧАСТИ И АРМАТУРА

а. Диаметър и скорости

Тръбопроводи. Оптималният вътрешен диаметър на тръбопровода се установява по разглеждания в хидродинамиката метод за намиране на стопански най-изгодния диаметър *d*.

Преди извършване на съответните изчисления трябва да се има предвид приблизителният аналитичен израз на М. М. Фьодоров, в който *Q* е в m^3/s , *H'* — геодезична височина в m , H_2O и *d* в m , а именно

$$d = 0,45 \sqrt[7]{\frac{Q^2 H'}{0,05 H' 800 - H'}}. \quad (2.1)$$

Според В. С. Яблонски икономически най-изгодният диаметър за петролни продукти съответствува на скорости в тръбопровода от около 1 m/s , докато за вода тази скорост може да бъде около 1,5 m/s за смукателен тръбопровод на помпена станция и от 2 до 5, а дори и 7 m/s за напорни тръбопроводи на ПС и ВЕЦ. С увеличаване дължината на тръбопровода скоростта намалява и обратно. При открити канали скоростта бива от 1 до 2 m/s .

Според проф. Нехтеба максималната скорост c_{max} зависи от отношението между развитата дължина на тръбопровода *l* и геодезичната височина *H'* и се дава от изразите:

$$\begin{aligned} c_{max} &= 4 \text{ до } 3 \text{ m/s, когато } \frac{l}{H'} < 1 \text{ до } 2, \\ c_{max} &= 3 \text{ до } 2,5 \text{ " " } \frac{l}{H'} = 2 \text{ до } 4, \\ c_{max} &= 2 \text{ до } 1 \text{ " " } \frac{l}{H'} = 5 \text{ и повече.} \end{aligned} \quad (2.2)$$

Дебелината δ се изчислява по израз за тънкостенни тръби в m

$$\delta = p d / 2 \sigma k, \quad (2.3)$$

като за налягането *p* се взема максималната му стойност; σ — допустимото напрежение на опън за материала, от който са направени тръбите; $k = 0,6$ до 0,8.

В зависимост от дебита диаметърът на напорния тръбопровод бива 0,2 до 9 m при вътрешно налягане, което достига стотици метри воден стълб. Съществуват случаи, при които това налягане достига 1750 mH_2O (ВЕЦ „Фули“ в Швейцария).

Проектирането на напорните тръбопроводи за помпени станции и водни електрически централи изисква да се направят отделни варианти за трасето, да се сравнят вариантите за техните схеми (един или ня-

колко напорни тръбопровода), както и конструкцията им. Броят за възможните варианти за всеки конкретен случай може да бъде значителен, обаче технико-икономическият анализ показва кой е най-изгодният от тях. Схемата на напорния тръбопровод е изходна база при проектирането. Тук трябва да се взема под внимание не само възможността за провеждане на дебита и удобството при монтажа, но и бързото изменение режима в работата на ВЕЦ или ПС. От тази гледна точка в някои случаи се прибегва до отделен напорен тръбопровод за всяка машина. Това устройство има недостатъка, че при евентуална повреда в дадена тръба съответната машина трябва да се спре, освен ако няколко тръби са свързани при самата машина на работа инсталацията действа, както при по отношение на режима на работа инсталацията действа, както при положение, че е снабдена с една единствена тръба.

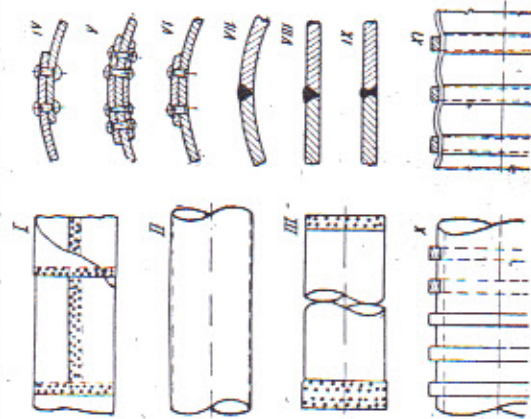
От друга страна, необходимо е при проектирането да се съблюдава в случай на евентуална авария в напорния тръбопровод излизаната от тръбопровода вода да не изтича към машинната зала, а някъде встрани. За тази цел трябва тръбопроводът, след като слезе по откоса до помпената станция, да влезе в последната посредством колено.

При проектирането на съоръжения от този род не трябва да се забравя катастрофата в ПАВЕЦ (помпено-акмулираща водна електрическа централа) — „Бялото и черно езеро“, станала през 1934 г., където при скъсяване на тръбопровода монтираният в горния му край автоматичен

шибър отказва да работи поради неизправност и изтичаната от скъсяния тръбопровод струя бие направо в машинната зала, като прави големи поражения и 9 души от персонала загиват.

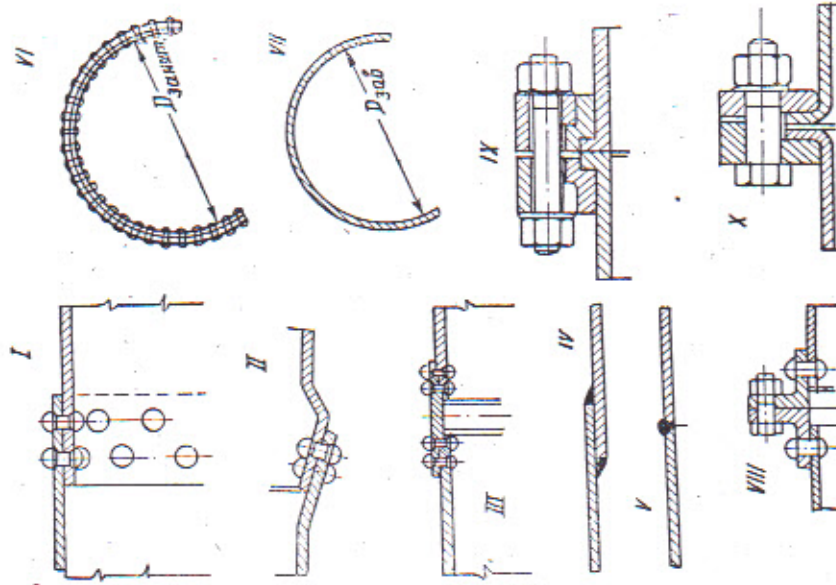
В зависимост от големината на налягането напорните тръби биват главно стоманени и дървени. Тунелното прокарване на водата намира сравнително рядко приложение поради неикономичност. Стоманобетонните тръби намират приложение при ниски налягания.

На фиг. 2.1 са показани срещаните в практиката разновидности при направата на стоманените тръби. Освен нитованите конструкции, чийто шев има коефициент на якост 0,55 до 0,8 спрямо самия стоманен лист, среща се още заваръчна конструкция, при която съответният коефициент достига 0,9 до 0,95, а дори 1,0. Това е причина електрическата заварка да намира все по-голямо приложение при много дебели листови ламарини, чийто дебелина достига 80 mm, диаметърът им — 9 m и налягането — 200 m H₂O.



Фиг. 2.1

При сравнително неголеми диаметри (около 2 m) и при много големи налягания намират понякога приложение бандажираните тръби, показани на схеми X и XI от фиг. 2.1. Бандажите могат да бъдат набити, което представлява сложен технологичен процес, или свързани посредством винтове, което е за предпочитане. Бандажите намират приложение и при дървените тръбопровода.



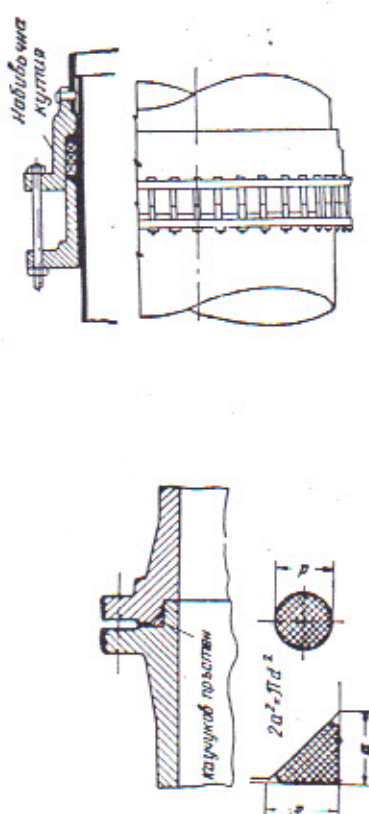
Фиг. 2.2

Целият тръбопровод е съставен от отделни секции или звена, чийто дължина от 3 до 10 m се обуславя от транспорта, монтажа и налягането върху опорите, които биват през всеки 5 до 20 m по дължината на тръбопровода.

6. Връзки и уплътнения

Свързването на отделните секции една с друга е показано на фиг. 2.2. Вариантите от I до VII включително намират приложение при неразглобяемите конструкции. Главите на нитове при I и III намаляват свободното сечение на тръбата, с което се увеличават хидравличните загуби.

От друга страна, налице са условията за по-бързо износване на нитовата глава, особено при наличие на пясък във водата, което намалява коефициента на сигурност. За отстраняване на този недостатък се препоръчва конструкцията по схема II. Схемите VIII, IX и X представляват

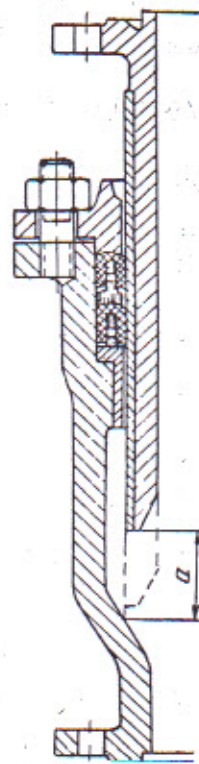


Фиг. 2.3

Фиг. 2.4

ват фланцови съединения, където за уплътняване са поставени плоски или кръгли каучукови пръстени. Плоските пръстени (скици VIII и X) намират приложение при сравнително ниските налягания до $10 \cdot 10^6$ Pa, докато кръглите пръстени (скица IX) се употребяват при високи налягания. Тяхното изпълнение е дадено по-подробно на фиг. 2.3, където с d е означен диаметърът на каучуковия пръстен.

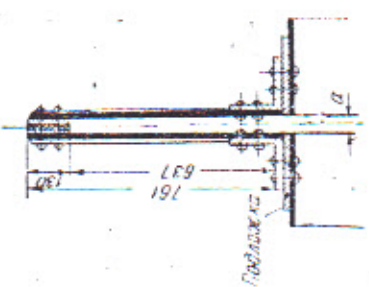
Конструкцията на напорния тръбопровод трябва също да бъде съобразена със свободното му удължение, породено от температурните промени. Ако последните са около 25°C и дължината на тръбопровода около 100 m при коефициент на разширение $0,002 \text{ mm/m deg}$, трябва се удължава с около 30 mm. Лятно време един празен тръбопровод може да се загрее до около 70°C , а зимно време да се охлади до около -40°C . Следователно при дължина от 100 m може да се очаква удължение от около 250 mm. Налага се монтирането на компенсатори, които да поемат това удъл-



Фиг. 2.5

жение. Съществуват три възможни конструкции, показани на фиг. 2.4, 2.5 и 2.6. Тук дължината a при минимална температура трябва да бъде по-

голяма от максималното удължение при възможната най-висока температура. Уплътнението при компенсатора от фиг. 2.4 става посредством обикновена навивна кутия с лосно въже, която е подходяща за сравнително, по-ниски налягания. Уплътнението при много високите налягания се извършва посредством показаните на фиг. 2.5 кожени маншети. Тези два вида компенсатори имат малки габаритни размери за разлика от компенсатора на фиг. 2.6, където липсва уплътнение и удължението на тръбопровода се поема от деформацията на самите метални дъна.



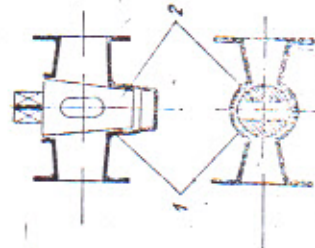
Фиг. 2.6

В. Фасонни части и арматура

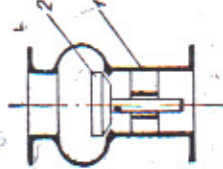
Фасонните части представляват онези елементи от тръбната инсталация, посредством които се изменя направлението на движението на потока, както и разклонението му. Тук спадат колената под 90° , 135° и т. н., както и разклонителите "Т-парче", "У-парче", нивели, муфи и т. н. В литературата са дадени съответните стойности за коефициента на съпротивлението ζ необходим за изчисляване на местните манометрични загуби [26].

Арматурата се състои от затворните органи, които служат да преустановят частично или изцяло потока в даден тръбопровод или негово разклонение. Съществуват голям брой конструкции, които са произведени от съответното предназначение на затворния орган. Тук ще бъдат разглеждани най-често срещаните в практиката.

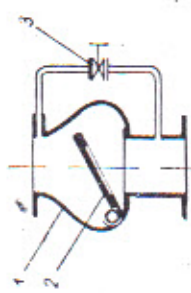
1. *Кран* (фиг. 2.7). Състои се от тялото 1 и затвора 2 с конично легло. Намира приложение при малки дебити и предимно там, където се налага внезапно пускане или преустановяване на потока. При отворено положение $\zeta = 0$.



Фиг. 2.7



Фиг. 2.8



Фиг. 2.9

2. *Клапан* (фиг. 2.8). Затворът 2 има конично легло, върху което пада от собственото си тегло, затова всякога се монтира във вертикален

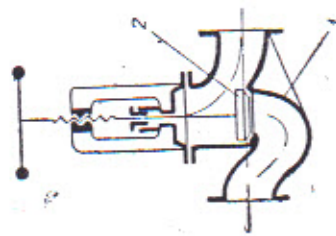
тръбопровод. Намира приложение в смукателя на помпите. Самият поток го поддържа в отворено положение, затова $\zeta \approx 3$.

3. *Клап* (жабешка — фиг. 2.9). Тук затворът 2 има въртене около една ос при отварянето си; следователно протичането на потока е по-трудно и $\zeta \approx 5$. Намира приложение както като смукателна клапа при помпите, така и като въртатна клапа в напорния тръбопровод на помпата, т. е. когато помпата се спре, клапата автоматично се затваря и не позволява на течността от напорния тръбопровод да се изтече в долния резервоар.

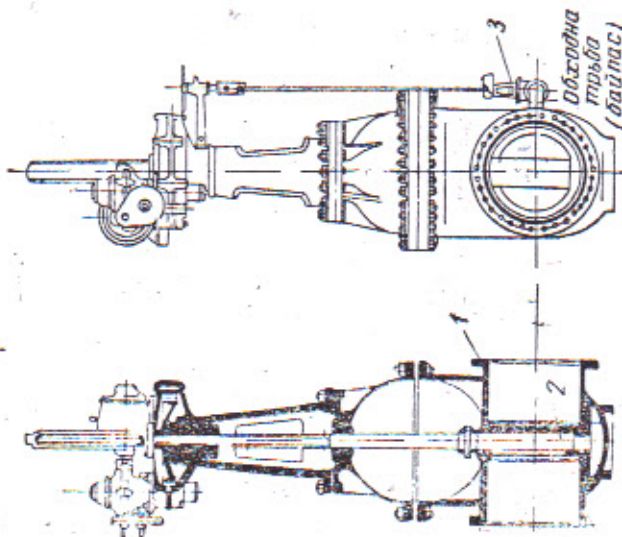
Байпасът 3 представлява малък спирател и служи за изравняване на налягането от двете страни на клапата, която може да се монтира както във вертикален, така и в хоризонтален тръбопровод.

4. *Вентил* (фиг. 2.10). За разлика от клапана и клапата тук затворът 2 се командва ръчно. Неговото легло е конично. Тук флуидът прави два завоя под 90° , поради което $\zeta \approx 10$. Намира приложение главно при много малки дебити.

5. *Шибър* (фиг. 2.11). Затворът 2 се командва ръчно или автоматично. Леглото му в тялото 1 притежава много малка коничност за по-плът-



Фиг. 2.10



Фиг. 2.11

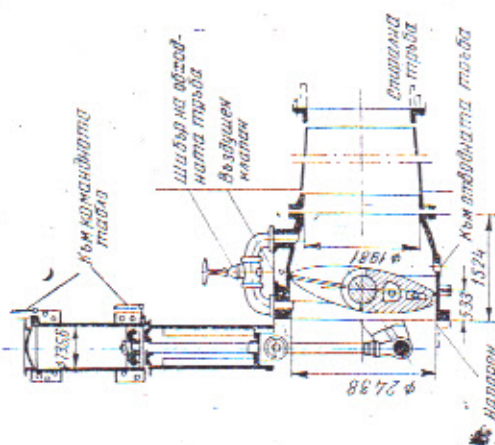
ното затваряне. Байпасът 3 служи за изравняване на налягането от двете страни на затвора 2 преди отварянето му. При напълно отворен шибър $\zeta = 0$, а при затворен шибър $\zeta = \infty$.

Дотук разгледаната арматура намира приложение в най-обикновените инсталации и малки помпни станции. При големи ПС и ВЕЦ се срещат следните видове арматурни съоръжения.

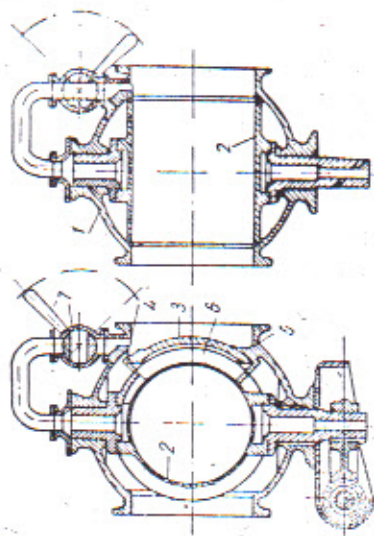
6. *Дисков затвор* (фиг. 2.12), при който затваряният елемент има профилирана форма с минимално съпротивление при обтичане $\zeta \approx 0,2$. Обикновено частта от затвора, разположена под оста на въртене, се прави по-тежка от горната, за да може при естествен авария клапата да се самозатвори и предпази от неприятни последици. Както в разгледаните случаи, така и тук байпасът служи да изравни наляганата от двете страни преди отваряне. Оста на затвора се заедествува от съответен силос цилиндър.

7. *Сферичен шибър* (фиг. 2.13). Затворът 2 извършва ротация от 90° в тялото 1 посредством червячен механизъм. При отворено положение шибърът не създава никакви загуби, т. е. $\zeta = 0$. Намира приложение като спирател в ПС и ВЕЦ при високи налягания.

8. *Изглен затвор система Джонсон* (фиг. 2.14). Затворът 1 се командва с течност под налягане, която действа върху коляномотовилковия



Фиг. 2.12

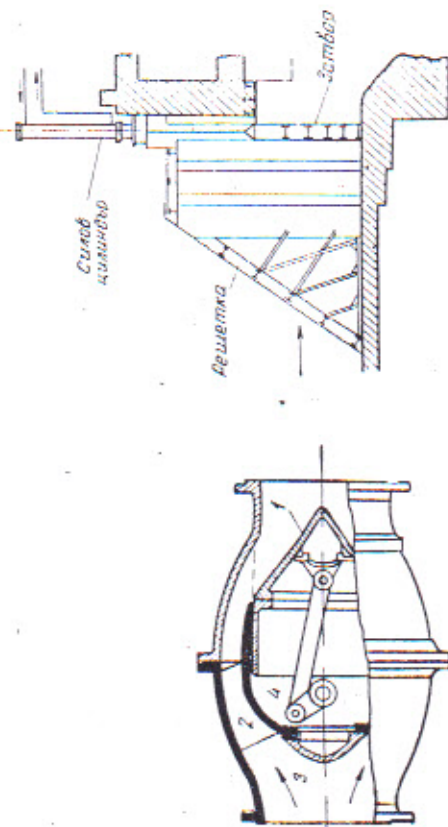


Фиг. 2.13

механизъм. Обтекаемостта 4 е свързана с външното тяло посредством ребрата 2 — две до три на брой. Тук манометричните загуби са съ-

що доста малки — $\zeta \approx 0,5$, обаче шибърът представлява сложна конструкция и все повече и повече е изместван от дисковия затвор. Намира приложение главно като основен изпускател при язовирите.

9. *Бързозатварящ се плосък затвор* (фиг. 2.15). Намира приложение



Фиг. 2.14

Фиг. 2.15

при ВЕЦ и влиза в действие автоматично, когато останалите затвори прес- танат да действуват. Той представлява здрава стоманена конструкция, силно оребрена, тъй като при спиране на потока налягането добива много големи стойности. Уплътнението между самия затвор и съответното му легло става чрез пътен каучук или еластична каучукова тръба, в която се инжектира течност под налягане, след като затворот е застанал към леглото си.

3. ХИДРАВЛИЧНИ ЗАГУБИ И ЕКВИВАЛЕНТНА ДЪЛЖИНА

а. Коэффициенти на загубите

Протичането на флуида в тръбопровода е свързано със загуби на потенциална енергия. Известно е от хидродинамиката, че тези загуби се разграничават като загуби в прави тръби Δp_T и специални загуби или местни съпротивления Δp_M , определени от изразите

$$\Delta p_T = \lambda \cdot \rho \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{c^2}{2} \quad \text{и} \quad \Delta p_M = \zeta \cdot \frac{c^2}{2},$$

където

λ, ζ са коэффициентите на триене и местно съпротивление;
 l, d — дължината и диаметра на правите тръби от тръбопровода в m;
 ρ — плътността на флуида в kg/m^3 ;
 g — земното ускорение $= 9,81 \text{ m/s}^2$;
 c — скоростта на флуида в m/s , която се определя по уравнението за дебита (1.3).

Ако се означае с Q обемът флуид за единица време, т. е. дебитът в m^3/s , тогава $c = 4Q/\pi d^2$.

След съответно заместване в горните изрази, за общите загуби H_z в инсталцията, наименовани **хидравлични загуби**, се получава

$$(3.2) \quad \Delta p = \rho g H_z = \Delta p_T + \Delta p_M = \lambda \cdot \rho \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{c^2}{2} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \rho \cdot \frac{c^2}{2} = K Q^2,$$

където

K представлява константата за точно определена инсталция, а n — броя на специалните съпротивления в същата.

За конкретен тръбопровод стойността на λ се определя експериментално, като в определен хоризонтален участък от тръбата с дължина l и диаметър d се прекара познат дебит Q и посредством диференциален манометър се отчита спадането на налягането Δp за разстоянието l . От получените данни и уравнение 3.1 се изчислява стойността на λ . По същия начин може да се действа и за определянето на ζ , но необходимостта е да се съблюдава точките, към които се свързва диференциалният манометър, да лежат в една хоризонтална равнина, за да не става нужда да да се държи сметка за геодезични височини и специфично тегло на флуида.

Хидравличните загуби в действащи инсталции също могат да се определят чрез измерване на налягането в дадена точка. Разликата в показанията на манометъра при движение на потока и при покой представява търсените загуби.

б. Еквивалентен диаметър

Когато тръбопроводите не са с кръгло сечение, манометричните загуби се определят, като в горните изрази се замести диаметърът d с еквивалентния диаметър d_e , определен посредством хидравличния радиус R_e или $d_e = 4R_e$.

Въз основа на продължителни теоретични и експериментални изследвания за коефициента λ са получени най-различни зависимости. Тук се дава само най-новата от тях, тази на А. Д. Алтшул, публикувана в Докладите на Академията на науките в СССР от 1951 г., кн. 6. По математическият път Алтшул достига следната зависимост за определяне стойността на коефициента на триенето λ в прави тръби:

$$(3.3) \quad \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,8 \cdot \lg \frac{Re}{Re_d + 7}, \quad Re = \frac{c d}{\nu},$$

където

d е диаметър на тръбата в mm;

Δ — приведена линейна грапавост, която характеризира средната височина e на грапавината (каквото е случаят при другите формули за λ) и е съобразена с вида на грапавината, формата на издатините и разстоянието между тях;

ν — кинематичен вискозитет (табл. 3.3).

Стойностите на Δ се определят по експериментален път, като типичните случаи са дадени в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Материал	1000 · λ, mm
1. Главни изтеглени тръби (стъклени, оловни, медни, месингови)	0,0
2. Безвезни стоманени тръби	0,6—2
3. Стоманени тръби	3—10
4. Асфалтирани чугунени тръби	10—25
5. Пошисковани стоманени тръби	12—30
6. Черни чугунени тръби	25—50
7. Бегонни тръби	20—100
8. Фурирни тръби	1—2

Данните в табл. 3.1 са получени при експериментирание с тръби с диаметър от 6 mm до 6 m и скорости от 30 m/s до 25 m/s, както и при различни флуиди (вода, въздух, петрол), като числото на Рейнолдс Re е в граници

$$3 \cdot 10^3 < Re < 20 \cdot 10^6.$$

На практика стойностите за λ биват между 0,01 и 0,04, като за прерочни изчисления се работи с $\lambda \approx 0,02$.

За бързи и приблизителни изчисления на загубите в прави тръби служат номограми като изобразената на фиг. 3.1, чието ползуване е показано на графиката.

Към местните съпротивления спадат също загубите от обтичане на тела. Тези хидравлични загуби зависят предимно от формата на обтичаното тяло. Телата, които създават малко съпротивление, се наричат добре обтекаеми. Такава подходяща форма се придава например на парахода, автомобила и самолета.

Съпротивителната сила F_x при обтичането на телата се определя от израза на професор Жуковский

$$(3.4) \quad F_x = C_x \cdot S \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2},$$

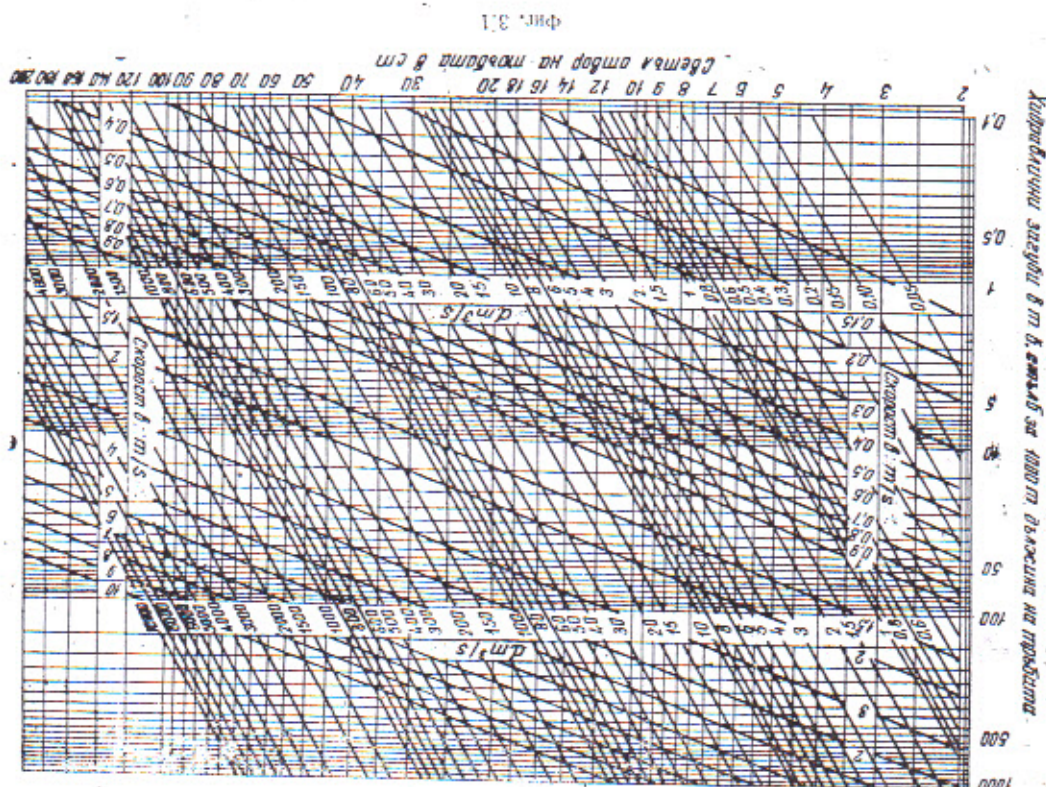
където

S е миделово сечение, т. е. площта на най-голямото сечение на тялото по направление, перпендикулярно на движението;

C_x — безразмерен коефициент на съпротивлението, който за сфера е от 0,09 до 0,13; за плоска кръгла пластинка, поставена перпендикулярно на потока — 1,12, докато при плоска правоъгълна пластинка той зависи от съотношението на страните:

$$\begin{array}{ll} \text{при } 1:1 & \text{за } C_x = 1,15 \\ " & 1:2 \quad " \quad C_x = 1,16 \\ " & 1:5 \quad " \quad C_x = 1,20 \\ " & 1:10 \quad " \quad C_x = 1,22 \\ " & 1:30 \quad " \quad C_x = 1,62 \end{array}$$

w — относителната скорост на флуида спрямо обтичаното тяло.



Фиг. 3.1

Съветам отбор на проф. д-р 8 cm

в. Принципи на хидроелектратора

Разглежда се движението на твърдо тяло във възходящ поток на флуид, като с G се отбелязва телото на тялото с площ S , обем V , плътност ρ_T и породената от него сила на Архимед F при потапянето му във флуида с плътност ρ . Да се определи условието, при което обектът от течността тяло ще остане в покой:

$$G = \rho_T \cdot V; F = \rho \cdot V; F_x = c_x \cdot S \cdot \rho \cdot \frac{W^2}{2}$$

Силите имат направление по оста на движението на течността. За да бъде тялото в покой, необходимо е условието

$$F - G + F_x = 0.$$

След съответни замествания и преобразувания се намира търсеното условие, изразено със зависимостта за скоростта на течността, наречена критична, а именно

$$(3.5) \quad W = \sqrt{\frac{2 \cdot V(\rho_T - \rho)}{c_x \cdot S}}$$

Ако тялото трябва да се измества по посока на движението на течността, необходимо е скоростта и да бъде по-голяма от критичната.

Изложеното представява принципът на действие на хидроелекторите, които намират голямо приложение при пренасяне от едно място на друго на пясък, чакъл и други строителни материали.

г. Еквивалентна дължина

Когато се касае за бързо и приблизително оразмеряване, вместо да се изчисляват последователно всички местни загуби, работи се със съответната еквивалентна дължина от права тръба със същия диаметър, чиято загуби са равни на въпросните местни загуби. Отчетената стойност по табл. 3.2 на еквивалентната дължина в метри се прибавя към развитата дължина от прави тръби, като по този начин изчислението се свежда само до определяне на загуби в прави тръби.

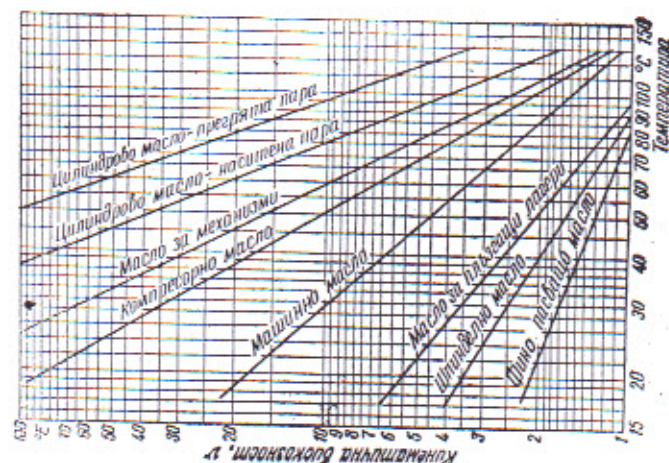
Таблица 3.2

Тип на арматура	Вътрешен диаметър на арматурата в mm										
	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75
Вентил	6	15	25	35	50	60	75	85	110	140	180
Шлябър	0,3	0,7	1,1	1,5	2,5	3,5	5,0	6,0	8,0	10	12
Т-съединител	2	4	7	10	17	24	32	40	50	60	70
Разширител	0,5	1	1,7	2,5	4	6	8	10	12	15	18
Колено под 90°	0,2	0,4	0,7	1,0	1,7	2,4	3,2	4,0	5,0	6,0	7,0

Таблица 3.3

Кинематичен вискозитет $\nu \times 10^6$ при 1 ата в cm^2/s						
$^{\circ}\text{C}$	0	20	40	60	80	100
Въздух	14,2	16,0	17,8	19,6	21,4	23,2
Вода	1,8	1,0	0,67	0,49	0,38	0,31

На фиг. 3.2 е даден кинематичният вискозитет за отделните видове масла в зависимост от температурата.



Фиг. 3.2

Пример. За пумпите на една помпена станция, снабдена с четири турбопомпи, всяка една от които работи с дебит $5,25 \text{ m}^3/\text{s}$ при температура 13°C , геодизична височина между вливата на водата в нагнетателния резервоар и смукателния резервоар 75 m , е предвиден стоманен тръбопровод с развита дължина 95 m и вътрешен диаметър 23 cm .

Да се определят хидравличните загуби за случая, когато четирите помпи работят едновременно, т.е. при общ дебит $21 \text{ m}^3/\text{s}$. Четирите помпи работят в изключителен случай. Налягането на течността 1000 kg/m^3 и специфично тегло $\gamma = 9810 \text{ N/m}^3$.

Местните загуби в инсталцията се дават само от две колена под 90° вътрешен диаметър $2,3 \text{ m}$. В табл. 3.2 липсва този размер, обаче се вижда, че за колена под 90° за кономерността е линейна, следователно може да се екстраполират данните в таблицата, след което се намира, че местните загуби за едно колено с диаметър $2,3 \text{ m}$ са еквивалентни на загубите в прави тръби с дължина около 25 m или за двете колена 50 m . Общата дължина на правите тръби, за които трябва да се изчислява, е $93 + 50 = 143 \text{ m}$.

Средната обемна скорост на водата в нагнетелния тръбопровод е

$$c = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 21}{\pi \cdot 2,3^2} \approx 5 \text{ m/s.}$$

От табл. 3.3 за кинематичния вискозитет ν се отчита за вода при 15°C

$$\nu = 0,012 \text{ cm}^2/\text{s} = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s.}$$

Следователно за числото на Рейнолдс се намира

$$Re = \frac{c \cdot d}{\nu} = \frac{500 \cdot 230}{0,012} = 9\,600\,000.$$

Таблица 3.1 дава за стоманени тръби

$$1000 \cdot \Delta \text{mm} = 3 \text{ до } 10.$$

Тъй като тръбите са нови и се търси максималната стойност на хидравличните загуби, взема се горната граница; следователно

$$\Delta = \frac{10}{1000} \text{ mm} = \frac{10}{10\,000} \text{ cm.}$$

Уравнение 3.3 дава

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,8 \log \frac{9\,600\,000}{10} = 1,8 \log 960\,000 = 1,8 \cdot 5,9810 = 10,7658;$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,8 \log 960\,000 = 1,8 \cdot 5,9810 = 10,7658;$$

$$\lambda = \frac{1}{10,7658^2} = 0,0085.$$

Следователно за загубите в прави тръби, които в случая са общите загуби, се получава по уравнение 3.1

$$\Delta p_T = \lambda \cdot \rho \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{c^2}{2} = 0,0085 \cdot \frac{145}{2,3} \cdot \frac{5^2}{2} = 0,0112 \cdot \frac{145}{2,3} \cdot \frac{25}{2} \approx 87\,500 \text{ N/m}^2.$$

Тъй като $1 \text{ метър воден стълб съответствува на } 9,81 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2$, следва, че

$$H_T = \frac{87\,500}{9810} \approx 9 \text{ m H}_2\text{O}.$$

Отношението на хидравличните загуби от 9 m и геодезичната височина от 75 m дава процентните загуби

$$9/75 \approx 0,12 \text{ или } 12\%.$$

Като за този род инсталции би трябвало да бъдат само около 6% .

Големите хидравлични загуби говорят за незобор подбран вътрешен диаметър на тръбопровода. Необходимо е да се увеличи диаметърът, за да се намали скоростта.

Според уравнение 2.2 отношението $(H' = 95/75 = 1,26)$ води до скорост $c_{\text{max}} \approx 3,75 \text{ m/s}$ (при линейна интерполация) или за диаметъра на тръбата се намира съответно

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{Q}{c_{\text{max}}} = \frac{21}{3,75}; \quad d = \sqrt{\frac{4 \cdot 21}{\pi \cdot 3,75}} \approx 2,68 \text{ m.}$$

По условие четирите помпи работят в изключителен случай; следва за нормален дебит да се приеме $Q = 15,75 \text{ m}^3/\text{s}$, т.е. в тръбопровода с диаметър $2,3 \text{ m}$ има скорост около $3,7 \text{ m/s}$ и съответните хидравлични загуби, изчислени по уравнение 3.2, добиват стойност H'_T , определена от

$$H'_T = KQ^2; \quad K = \frac{H_T}{Q^2}$$

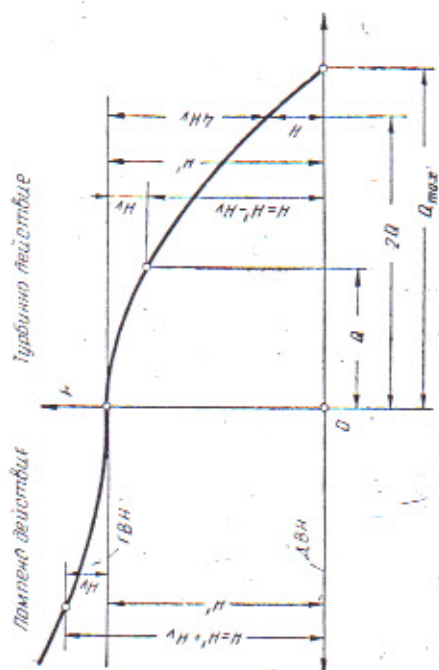
или

$$H'_T = H_T \left(\frac{Q'}{Q} \right)^2 = 9 \left(\frac{15,75}{21} \right)^2 = 5,1 \text{ m H}_2\text{O}.$$

Следователно процентните загуби от $6,8\%$ се намират в допустимите граници и може да се запази възприетият диаметър $2,3 \text{ m}$ на нагнетелния тръбопровод.

д. Характеристика на инсталация, нето пад и манометрична височина

Хидравличните загуби в инсталцията H_T намаляват разполагаемата енергия, т.е. бруто пада H' на силовата машина, а увеличават необходимата енергия за придвижване на водата от B в A при помпен режим



Фиг. 3.3

(фиг. 1.5). Графичният образ на въпросния израз за двата начина на действие е показан на фиг. 3.3, като вдясно от вертикалната ос OH е нанесен дебитът при действието на турбина, а вляво — при действието на помпа. Линиите за изменението на H_T заедно с хоризонталната, определена от геодезичната височина H , са известни като харак-

теристика на дадена инсталация — била тя силова или работна, а скоростта

$$C_0 = \sqrt{2g \cdot \frac{\Delta p}{\gamma}}$$

нищо общо със средната скорост в напорния тръбопровод. Последната се определя по уравнението за дебита (1.5).

От фигурата се вижда, че оползотворената от силовата машина енергия H и необходимата такава H' за повдигане на водата от B в A се дава от израза

$$H = H' \pm H_e. \quad (3.6)$$

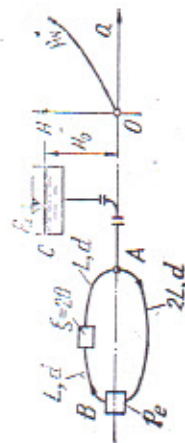
Определеният по горния израз стълб течност H се нарича *нето пад* за случаите при силова машина и манометрична височина или напорна височина за случаите при работна машина.

Изобразяване на загубите и определяне на стълба течност се извършва не само при водните турбини, но и при водните разпределителни мрежи. Така $Q_{\max}$ от фигурата дава максималния дебит, който е в състояние да премине през тръбопровода при свободно изтичане от последния. Цялата енергия от налягане, определено чрез стълба течност H' , се изразходва за преодоляване на триенето в тръбопровода и за покриване загубите от оставащата скорост $\frac{c^2}{2}$ при изхода на същия, където $c_{\max} = 4Q_{\max}/\pi d^2$.

Тук трябва да се отбележи, че линията на хидравличните загуби представлява квадратна функция на дебита, т. е. ако се увеличи дебитът два пъти, загубите ще нарастат четири пъти. Това обстоятелство създава известни неудобства при решаване на практически задачи.

е. Затворени системи и сифонно действие

Освен разглежданите на фиг. 3.3 характеристики на инсталация, съществуват още няколко случая, като затворена система, сифонно действие и др.

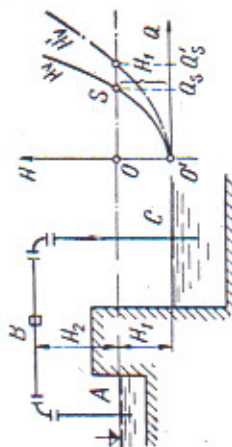


Фиг. 3.4

На фиг. 3.4 е показана затворена система от централно водно помпено отопление. Тук е означено с B — помпата, с C — разширителен съд, чиято предназначение е да поддържа в точка A желано налягане, продукувано от водния стълб H_e . Помпата ще отдава на течността енергия E , необходима за преодоляване на загубите в налягане в затворения кръг, но не и за повдигане течността на височината H_e , която не

може да се разглежда като геодезична височина. Следователно тук за характеристика на инсталацията остава само линията H' , тъй като геодезичната височина $H' = 0$.

Система със сифонно действие е показана на фиг. 3.5. Тук течност-



Фиг. 3.5

та от резервоара A се прехвърля в резервоара C посредством тръбата ABC , чийто хидравлични загуби са изобразени с кривата H_e , построена с начало O' . Енергията, която задвижва течността от A към C , се дава от стълба течност H_1 и дебитът на сифона Q , се дава от точката S , определена от кривата H_e и хоризонталата с ординатата H_1 . За правилното действие на сифона е необходимо ефикасното обезвъздушаване на тръбопровода ABC и още стълбът течност H_2 да съответствува на налягане, по-малко или теоретически равно на барометричното налягане.

От фигурата се вижда, че с намаляване на хидравличните загуби, т. е. чрез увеличаване диаметъра на тръбите примерно, дебитът нараства на Q_1 . Нарастане на дебита може да се получи и чрез увеличаване на стълба течност H_1 . Ако тези две възможности не са приложими за конкретен случай, увеличението на дебита Q , може да се постигне чрез монтиране на работна машина в тръбопровода ABC , примерно в точка B . В този случай характеристиката на работната машина се изобразява над хоризонталата през началото O , с което енергията на сифона и тази на работната машина се сумират.

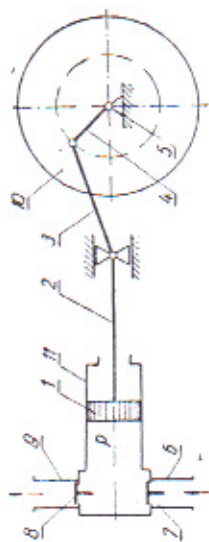
4. ПРИНЦИПИ НА ДЕЙСТВИЕ НА ХИДРАВЛИЧНИТЕ МАШИНИ

Хидравличните машини работят на три основни принципа: *обемно-инерционен* и *пропелерен*. От своя страна инерционният принцип се подразделя на три вида: *активен*, *реактивен* и *центробежен*. Активният и реактивният принцип намират приложение само при силовите машини, центробежният — при работните машини, докато обемният и пропелерният се срещат както при силови, така и при работни машини.

Към категорията на хидравличните машини спадат хидросъоръженията, чиято действие се основава върху *принципа на хидросъоръженията* и *спиралния принцип*.

Тук се разглеждат само основните положения на отделните принципи, чиято пълно изясняване ще се конкретизира при действието на отделните видове машини.

а. *Обемният принцип* е специфичен за буталните машини от вида на схематически изобразената върху фиг. 4.1 бутална машина, която е в състояние да работи като силова или като работна. *Силова* е, когато флуидът притежава енергия под форма на налягане p или скорост c и завърта



Фиг. 4.1

вала 5 по часовниковата стрелка, а *работна* — когато вальт 5 разполага с въртящ момент, чиято посока е противна на часовниковата стрелка, и буталото 1 съгъства флуида до налягане p и го изгласква през нагнетателния клапан 8. Отделните машинни части, които съдействуват за трансформацията на енергията, са: 1 — бутало; 2 — бутален прът; 3 — моторика; 4 — коленя; 5 — вал; 6 — маховик за изравняване на въртящия момент върху вала; 7 — цилиндр; 8 и 9 — напорна тръба и отводна тръба при силова машина и смукателна тръба и нагнетателна тръба при работна машина; 7 и 8 — впускателен клапан и изпускателен клапан при силова машина и смукателен клапан и нагнетателен клапан при работна машина.

Когато машината е от категорията на хидропредавателите от обем тип, силовата машина се свежда до буталото, буталния прът, цилиндъра 11 с тръбите за довеждане и отвеждане на флуида под налягане без механизма за превръщане праволинейното движение във въртене. В този случай силовата машина се назовава *силово цилиндър*.

Ако върху вала на машината 5 има въртящ момент и се иска да се отдаде съответна енергия на флуида, тогава клапаните 7 и 8 са без командуване, т. е. те са самодействащи и изместването на буталото вдясно води до засмукване на флуида от смукателния тръбопровод, а при връщането му наляво същият се нагнетавя през клапана 8 в напорния тръбопровод 9.

Трябва да се отбележи, че при обемния принцип изменението в състоянието на флуида се подчиняват на закономерностите

$$pv = \text{const} \quad \text{и} \quad p v^k = \text{const},$$

където

p е налягането,

v — обемът и

k — константата ≈ 1.4 .

При хидравличните машини се работи с несвиваем флуид, т. е. $v = \text{const}$; следователно, ако работната машина се задвижва с достатъчно мощен двигател, произведеното от помпата налягане може да нарастне до безкрайност и да спуска цилиндъра или да претовари и изгори

електродвигатели. За отстраняване на авария от този род е необходимо да се съблюдава:

1) помпата да се пуска в действие с отворен шиър в нагнетателния тръбопровод;

2) към цилиндровото пространство да е монтиран предназначен клапан за отстраняване на евентуални свързвания.

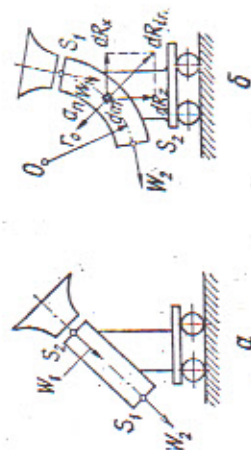
Не е необходимо налягане на помпата с течност преди пускането и в действие, освен ако уплътнението между бутало и цилиндър се намира в лошо състояние.

Според това, дали флуидът действа алтернативно от лявата и дясната страна на буталото или само едностранно, какъвто е случаят на фиг. 4.1, казва се, че машината е с двойно, респ. единично действие. Двойното действие е свойство за по-големите дебити и предава по-големи възможности по отношение мощността, но за сметка на това и конструкцията е по-сложна.

За разлика от силните цилиндри, чиято конструкция остава без промена — цилиндър и движещо се в него бутало с едностранен или двустранен бутален прът — обемните работни машини предават много големи разходности по отношение конструктивното им оформяне и начина на задвижването.

б. *Активният принцип* е специфичен за съвременната водна турбина от типа Петсон. Тук енергообменът става между флуида в движение и стените на канала, в които се движи самият флуид. Вследствие изменението на скоростта по стойност и направление в самия канал се пораждат инерционни сили като продукт от масата на флуида в движение и ускорението на същия с обратен знак. Проекциите от резултатната на тези сили се означава с X_c и Y_c ; при изхода на уравнението на Бернули за въртящ канал те са, които привечат канала в движение. Въртенето на последния около ос на въртене с ъглова скорост ω създава въртящия момент, а отток и силовата машина.

За по-нагледно изясняване на разглеждания принцип се ползват двата подвижни канала, показани на фиг. 4.2, които са с постоянно на-



Фиг. 4.2

пречно сечение; каналът а обаче е прав, а каналът б — крив с радиус на кривина r_0 . За движението на флуида в каналите може да се приложи теоремата за количеството на движението или импулса на силата, а именно:

$$\vec{F} dt = m d\vec{c}; \quad m \vec{c} = \vec{F} t + \text{const},$$

т. е.

$$\vec{F} \Delta t = m \Delta \vec{c} = m (\vec{c}_2 - \vec{c}_1).$$

Този израз, написан за относителното движение в каналите със скорост $\vec{w}$, дава

$$(4.1) \quad \vec{F} \Delta t = m (\vec{w}_2 - \vec{w}_1).$$

От същата фигура (скача а) се получава

$$S_1 = S_2; \quad \vec{w}_1 = \vec{w}_2 \rightarrow \text{покой}.$$

Съобразно фиг. 4.2 б се написва

$$S_1 = S_2; \quad \vec{w}_1 = \vec{w}_2 = \vec{w}.$$

Разглежда се движението на потока в канала като ротация с ъглова скорост Ω около точка O и вследствие кривината с радиус r_0 на канала се създава нормалното ускорение a_n а отгук и съответната центрострейна сила.

$$a_n = r_0 \Omega^2 = \frac{w^2}{r_0},$$

$$a_t = \frac{dw}{dt} = 0, \quad \text{тъй като } w = \text{const},$$

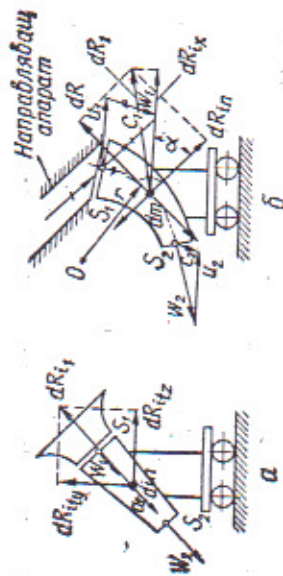
а за центробежната сила се получава

$$(4.2) \quad dR_{cn} = -a_n dm; \quad R_{cn} = -\int a_n dm.$$

Елементарната инерционна сила dR_{cn} има две слагаеми: вертикалната dR_{cn} , която притиска канала към идеално гладката равнина, и хоризонталната dR_{ct} , която го измества надясно. Вместо изместването по идеално гладката равнина, ако се захване каналът към ос на въртене, силата R_{cn} ще създаде въртящ момент и самият канал ще се върти с ъглова скорост ω . Монтирането на голям брой канали към същата ос образува работното колело на силова машина, наречена активна, понеже се използва само инерционната сила, произлиза от нормалното ускорение, т. е. въртящият момент произтича от промяната на скоростта по направление. Тъй като каналът има постоянно сечение и разликата в геодезичните височини между входа S_1 и изхода S_2 е нищожна, следва, че налягането при входа е равно на това при изхода. Обикновено се приема атмосферното налягане, казва се, че машината работи без налягане и се нарича още машина на свободна водна струя. Освен съвременната водна турбина Пелтон, на този принцип работят още и някои стари конструкции турбини.

а. *Реактивният принцип* е специфичен за съвременната водна турбина от типа Францис. На фиг. 4.3 са изобразени два канала с променливо сечение, наречено конвергентно, по посока на скоростта $\vec{w}$; скача а' изобразява праволинеен канал, а докато скача б — криволинеен. От фигурата се написва за напрежението сечения S на канала:

$$(4.3) \quad S_1 > S_2; \quad \vec{w}_1 < \vec{w}_2; \quad \frac{dw}{dt} = a_t \neq 0; \\ dR_{ct} = -a_t dm; \quad R_{ct} = -\int a_t dm.$$



Фиг. 4.3

Общата инерционна сила R_{ci} е известна под името реактивна сила. Тя се използва и при реактивните самолети. Проекцията на R_{ci} върху равнината на изместването задвижва канала. По подобие на описаното при канала от фиг. 4.2 б, ако и тук се захванат няколко канала към ос на въртене с ъглова скорост ω , ще се образува работно колело на силова машина, наречена реактивна, тъй като се използва инерционната сила, произлиза от нарастването на скоростта по стойност. Тъй като скоростта расте, налягането намалява и става минимално в изходното сечение S_2 , където се стреми да догони абсолютната нула при положение, че изходът на канала е изолиран от атмосферата, нула ограничение между изхода на канала и околната атмосфера. Това дава същественият външен признак на реактивните водни турбини.

Каналите с реактивно действие биват не само праволинейни, но и криволинейни, както е показанят на фиг. 4.3 (скача б), където са съчетани в едно първите два случая: канал с активно действие и канал с реактивно действие, тъй като

$$S_1 > S_2; \quad \vec{w}_1 < \vec{w}_2;$$

$$dR_{cn} = -a_n dm = -r_0 \Omega^2 dm,$$

където Ω е ъглова скорост на dm около точка O .

$$dR_{ct} = -a_t dm = -\frac{dw}{dt} dm.$$

Резултантната инерционна сила dR_{ci} се дава от геометричния сбор

$$dR_{ci} = dR_{cn} + dR_{ct}$$

като dR_{ct} е означена на фигурата с dR или

$$(4.4) \quad \vec{R}_{ci} = \int (\vec{dR}_{cn} + \vec{dR}_{ct}).$$

Проекцията R_{0r} на резултантната върху равнината на изместването на канала създава въртящия момент около оста на въртене с ъглова скорост ω . При тази форма на канала се явява както активно, така и реактивно действие. Независимо от частичното активно действие съответните силови машини се наричат реактивни, както и при праволинейния конвергентен канал.

Пред вид изместването на канала със скорост u и движението на течността в канала със скорост w за абсолютната скорост c при входа 1 и изхода 2 се написва:

$$(4.5) \quad \vec{c}_1 = \vec{u}_1 + \vec{w}_1; \quad \vec{c}_2 = \vec{u}_2 + \vec{w}_2.$$

Тъй като се отдава енергия от течността на канала, изходната абсолютна скорост c_2 е значително по-малка от входната c_1 . От друга страна, ускоряването на потока в канала ($w_2 > w_1$) е за сметка на налягането, т. е. налягането при изхода е по-малко от това при входа. Ако се пренебрегнат загубите по дължината на канала и незначителната разлика между z_1 и z_2 , може да се каже, че разликата между триъгъла на Бернули за входящата и изходната представлява отдадената върху вала енергия. На този принцип работи съвременната турбина Францис и още някои старинни конструкции турбини.



Фиг. 4.4

2. *Центробежният принцип* намира приложение при работните машини. Тук се разглежда каналът от Фиг. 4.4, който е в състояние да се върти около оста O с ъглова скорост ω под действието на разполагаем въртящ момент. Приема се, че каналът е пълен с течност, чиято плътност е ρ . Написва се уравнението за равновесие на елемента с дебелина dr , повърхнинна $f = \alpha r b$, където b е височината, перпендикулярна на плоскостта на чертежа. Масата dm на елемента, определен между две последователни лопатки, се дава от израза

$$dm = \rho \alpha r b dr.$$

Съгласно кинестатиката центробежната сила dR_{0r} , която действа върху разглеждания елемент с маса dm , се дава от

$$dR_{0r} = -a_r dm = -r \omega^2 dm$$

и има посока от центъра O към периферията.

От друга страна, разликата в наляганята, които действуват върху елемента, създава силата dF , определена от

$$dF = f(p + dp) + f \cdot p = f \cdot dp,$$

чийто посока е от периферията към центъра. За равновесието на елемента трябва

$$(4.6) \quad dR_{0r} + dF = 0$$

или

$$-r \omega^2 \rho \alpha r b dr + \alpha r b dp = 0;$$

$$(4.7) \quad dp = r \omega^2 dr.$$

След интегриране в граници от входа 1 до изхода 2 на канала и като същевременно се отбележи, че при n об/мин* и ъглова скорост $\omega = \frac{\pi n}{30}$, за периферната скорост се написва

$$u_1 = \omega r_1; \quad u_2 = \omega r_2;$$

намира се изразът за нарастване на налягането от стойност p_1 при входа 1 на стойност p_2 при изхода 2 на канала

$$(4.8) \quad p_2 - p_1 = \rho \omega^2 \int_{r_1}^{r_2} r dr = \rho \frac{(u_2^2 - u_1^2)}{2} \text{ Pa.}$$

Изразът води до следните изводи:

1. Разликата $p_2 - p_1$ зависи от плътността ρ , която за въздух при атмосферно налягане е около 830 пъти по-малка от тази на водата. Ако машината е изчислена да работи с вода, а в нея има въздух, тя няма да осигури желаното налягане. Следователно *центробежната помпа трябва да се напълва с течност преди пускането ѝ в действие, както и да се осигури да не влиза въздух, когато помпата е в действие.*
2. Входът 1 трябва да бъде възможно най-близко до оста на въртенето.
3. Отдадената на флуида енергия расте с квадрата от оборотите на въртене и радиуса r_2 при изхода 2. Това дава възможност за увеличаване на енергията чрез нарастване на оборотите или за намаляване на енергията с намаляването им, или за намаляване радиуса r_2 на лопатките при изхода на канала.

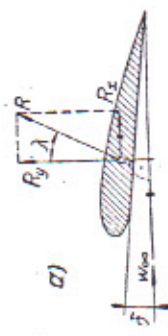
Независимо от нарастването на налягането нараства и кинетичната енергия, понеже плават на скоростите при входа е много по-малък от този при изхода, по-специално $c_1 < c_2$.

Свързаното с оста O на монтираните един до друг няколко канала образува работното колело от работна машина, която има предназначение да повишава потенциалната енергия на флуида за сметка на изразходваната механична енергия. Машините, които работят на този принцип, а именно използване на породената центробежна сила при въртенето на флуида около оста на въртенето, се наричат с общото име центробежни. Това са центробежните помпи, центробежните вентилатори и центробежните компресори.

д. *Пронелерният принцип* е известен още под името принцип на носещото крило. Напрежното сечение на последното има характерна

* С БДС 3952-73 се въведе понятието „честота на въртене“ с размерност min^{-1} или s^{-1} вместо „оборот“ и размерността об/мин или об/с .

форма, наречена профил на Жуковски, дадена на фиг. 4.5 а. При обтичането на профила от флуид в движение с относителна скорост w_∞ далеч пред профила, последният изпитва подемна сила R_y и съпротивителна сила R_x . Такива резултанти R представлява реакцията на профила върху флуида в движение.



Наличието на тези сили се обяснява с взаимодействието между профила и образуваните се около него вихри, които биват три вида:

1. Редица от вихри, образували се след самия профил по продължение на цялото крило, наречени вихрова пелена.

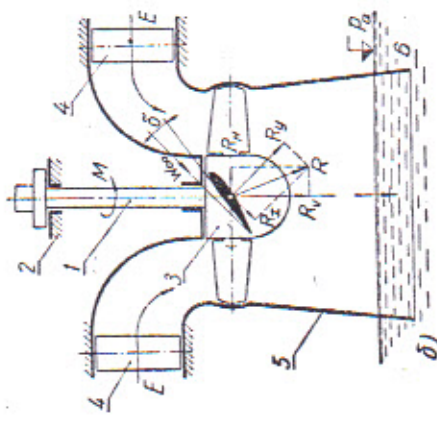
2. Вихри, образували се в горната задна част на профила вследствие големите скорости на флуида в предната му горна част, където токовите линии са по-нагъсто. Съгласно закона на Бернули енергията на флуида е постоянна; следователно в областта на големите скорости има по-малки налягания, а при малките скорости там, където токовите линии са разредени, има по-големи налягания. В резултат на тази разлика в наляганата се поражда подемна сила.

Горните две съпротивления са известни като съпротивление на профила.

3. Вихри, породили се в двата края на крилото, вследствие разликата в налягането между горната част на профила, наречена гръб, и долната част, наречена лице; създава се особен вид съпротивление, наречено индуктивно.

Индуктивното съпротивление е толкова по-малко, колкото е по-голямо отношението между широчината на профила, мерена по радиуса, и неговата дължина (последната се явява като дължина l на самия профил). Сборът от съпротивлението на профила и индуктивното съпротивление образува членото съпротивление, което зависи както от самата форма на подбрания профил, така и от стойността на ъгъла δ , образуван между направлението на скоростта w_∞ на флуида (направлението на изместването на самолета) и хордата към профила, наречен ъгъл на атака или ъгъл на втурване.

Опитните изследвания и теорията показват, че подемна сила и съпротивлението са пропорционални на квадрата от скоростта w_∞ , носещата повърхнина S на крилото и плътността ρ на флуида. Коэффициентът на пропорционалност за подемна сила се бележи с C_y , а този на съпротивлението — с C_x ; следователно



Фиг. 4.5

$$\begin{cases} R_y = C_y S \frac{\gamma}{2g} w_\infty^2 \\ R_x = C_x S \frac{\gamma}{2g} w_\infty^2 \end{cases} \quad (4.9)$$

Така създадената подемна сила при профила на Жуковски се използва в хидравличните машини за създаване на въртищ момент. В този случай се казва, че машината действа на принципа на посещото крило. Машините от този вид биват както силови, така и работни.

Тъй като в посочените изрази за компонентите на резултантната R , която диктува действието на машината, влиза плътността ρ на флуида, следва, че изчислената за действие с течност машина не може да работи с въздух, т. е. *машина трябва да се пълни с течност преди пускането ѝ и да се предотврати влизането в нея на въздух по време на действие*.

Разглеждайки се вертикалният вал 1 от фиг. 4.5 б с лагера-пета 2 и главина 3, към която е прикрепен профилът на Жуковски от скината 4 на същата фигура. Довежда се вода под налягане откъм направляващия апарат 4, който обтича профила с относителна скорост w_∞ и ъгъл на атака δ . Създават се подемна сила R_y и силата на съпротивление R_x , чиято резултантна R има две сълагателни R_y и R_x . Първата товаря лагер-пета, а втората създава въртищ момент M_p тъй като нейната точка на приложение е отдалечена от оста на въртенето.

По подобие на машините от инерционния принцип на действие, ако и тук се разположат по обиколката на главината 3 профила на Жуковски на брой 4 или 5, наречени лопатки, получава се работното колело от силова машина, известна под името пропелерна турбина. Водата идва от шахтата или спиралата E с енергия, определена от стълба течност H , получава желаната ориентация w_∞ посредством направляващия апарат 4, протича през работното колело 3, дифузора 5 и навлиза в отводния канал 6, където действа атмосферно налягане.

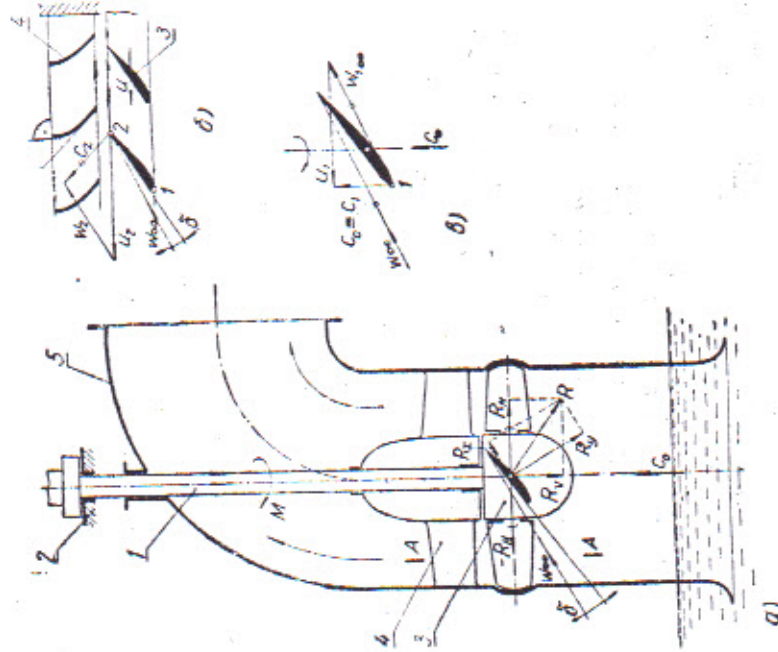
При определение полигона на силите, а от него и самата посока на въртенето, показана със стрелката M , е необходимо да се съблюдават следните положения: хордата към профила и направлението на w_∞ да образуват ъгъл δ на атака; направлението на подемна сила R_y да бъде всякога $\perp$ на w_∞ ; за директриса на R_y да служи директрисата на периферната скорост, която винаги е перпендикулярна на оста на въртенето.

Същият профил на Жуковски от фиг. 4.5 а може да се прикрепя към главината 3, носена от вала 1 и лагера-пета 2 (фиг. 4.6 а), и да се обтича от флуида с абсолютна скорост c_0 . Тук е показан на скица а скоростният триъгълник, който определя направлението на w_∞ , след като се познават направлението на периферната скорост u_1 и абсолютната скорост $c_0 \equiv c_1$.

Създадената реакция на профила R_y има сълагателна R_{yP} определена по посока и направление и тя би продуцирала посоката на въртене на машината, ако флуидът притежава енергия, т. е. ако машината беше силова. Тъй като се цели увеличаване на енергията на флуида, трябва да се действа със сила, обратна на R_{yP} , т. е. — R_{yP} а отгук и отрицателния

момент — M . Следователно лопатката ще притиска флуида нагоре, с което ще нарастват неговото налягане и скорост.

За превръщане на скоростта в налягане служи разположеният над работното колело дифузор 4, който съвременно изправя потока (фиг. 4.6 б). Последният напуска машината при изхода 5.



Фиг. 4.6

Независимо от полигона на силите, посоката на въртене може да се определи също от скоростния триъгълник, посочен на фиг. 4.6 в. За целта е достатъчно да се отбележи, че посоката на абсолютната скорост c_0 е отдолу нагоре (обичайно е при работните машини флуидът да иде от по-ниска кота и да се праща на по-висока) и скоростният триъгълник трябва да се затвора, т. е.

$$(4.10) \quad \vec{c}_1 = \vec{w}_1 + \vec{u}_1$$

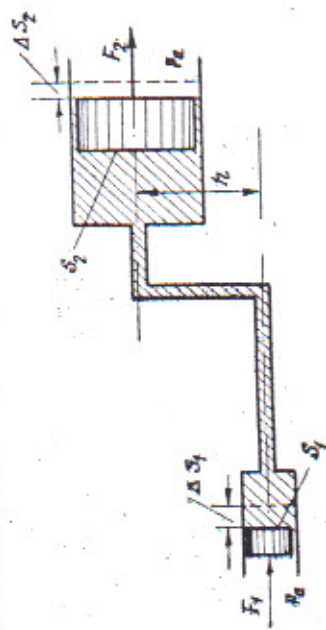
Скицата б от същата фиг. 4.6 представлява разгънат цилиндричен разрез по А—А. Тук се виждат здраво хванатите лопатки към главната 3 и скоростният триъгълник при изхода 2 на работното колело.

Направлението на изходната скорост c_2 определя направлението на дотираната при входа на лопатката от направляващия апарат 4, докато дотираната при изхода на направляващата лопатка е успоредна на оста на машината.

Описаните тук силнови и работни машини се наричат пропелерни. В зависимост от свойствата на флуида и степента на съгъстяването те биват: пропелерни турбини, пропелерни помпи, пропелерни вентилатори и пропелерни компресори.

За разлика от обемните машини, които работят по обемния принцип, всички машини и хидропредаватели, които работят по империонните принципи на действие и принципа на носещото крило, се наричат турбомашини.

е. Принципат на хидропредавателите е два вида: обемен и турбо. Обемният принцип почива върху принципа на Паскал (1563), който гласи: Ако в дадена точка от вътрешността на херметично затворен съд, пълен с флуид, се установи налягане p , то ще се предаде по средата на флуида на всички точки от вътрешността на съда, като налягането му остане винаги перпендикулярно на стените на съда. Този принцип е онаяден посредством фиг. 4.7. Тук големият цилиндър с лице на буталото S_2 се нарича силов цилиндър, а малкият цилиндър с площ на буталото S_1 — представяща работна машина — империонна помпа, която е предназначена да дава флуид под известно налягане p . Флуидът под налягане, като действа върху големата площ S_2 , ще създаде голямата сила F_2 , която ще извърши известна полезна работа при положение, че буталото се измести на Δs_2 . Тези работи се явяват в резултат на големите премествания на малкото бутало Δs_1 , върху което се действа чрез незначителната сила F_1 .



Фиг. 4.7

Правилното действие на системата изисква тръбната връзка между двата цилиндъра да бъде добре изпълнена с течност, която бива машинно масло или маслена емулсия (смес от дестилирана вода и незначително количество масло).

Специфичното налягане в съединителната тръба се дава от отношението F_1/S_1 ; следователно силата F_2 има стойност

$$(4.11) \quad F_2 = S_2 \cdot F_1/S_1$$

Като се пренебрегнат загубите от триене, както и загубите от пропуски, от равенството на извършените работи от силите F_1 и F_2 може да се определи изместването Δs_2 :

$$F_1 \Delta s_1 = F_2 \Delta s_2 = \frac{S_2}{S_1} F_1 \Delta s_1$$

или

$$\Delta s_2 = \frac{S_1}{S_2} \Delta s_1 \quad (4.12)$$

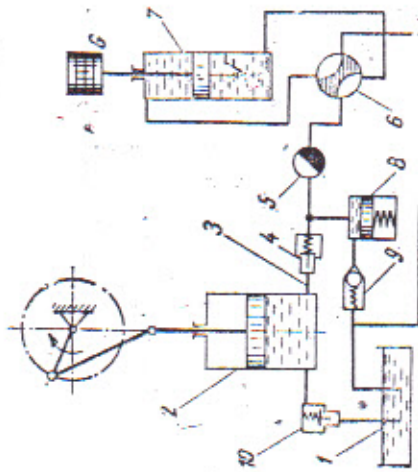
При изчислението е пренебрегнато действието на стълба течност h като незначително.

От изложеното се вижда, че в основата си силовият цилиндър представлява бутална силова машина, чието действие е подсилено чрез флуид под налягане, доставен от работна машина. Следователно хидро-предавателите представляват съчетание между работни и силови машини за превръщане на един вид работа в друг.

Хидравличните турбопредаватели представляват съчетание на две хидравлически машини — помпа и турбина, и имат задачата да превърнат малък въртящ момент при големи обороти в голям въртящ момент при малки обороти или обратното.

Схема на обмен хидро-предавател е изобразена на фиг. 4.8. Той се състои от буталната помпа с цилиндър 2, която засмуква флуида от резервоара 1 през смукателния клапан 10 и го нагнетява в колектора 3, преди да мине през нагнетателния клапан 4, за да се влее в акумулатора 8, или пък през дросела 5 и четириходния кран 6 да се влее в долното работно пространство на силовия цилиндър 7. В горния край на буталния прътния край на буталния натиск $F = p \cdot S$. Налягането p е създадено от помпата, а S е площта на буталото от силовия цилиндър 7.

Акумулаторът 8 се пълни, когато силовият цилиндър е в невъзможност да поеме изпращания от помпата флуид. Ако по една случайност акумулаторът е пълен, отваря се предавателният клапан 9. В този случай се казва, че помпата е съединена нахъсо и работният агент, носителя на енергия, се изтласква през 3, 4, 9 и се влива наново в 1, като самата енергия се изразходва в триене и вихрообразуване по протежение на изминатия път. Когато буталото от силовия цилиндър 7 се подига, течността от горната му страна се връща през 6 към смукателния резервоар 1.



Фиг. 4.8

В разглежданата схема обемната работна машина 2 може да се замени чрез центробежна помпа; в този случай се получава хидропредавател със смесено действие.

ж. Струйният принцип се основава върху закона за съхранение на енергията, изместен под името уравнение на Бернули (4.13), което, написано за 1 m³ флуид, има вида

$$(4.13) \quad p + \rho \frac{c^2}{2} + \rho g (Z + H_V) = \text{const } Pa,$$

където означенията имат един и същи размери, както в параграф 1.

От уравнението се вижда, че при постоянна стойност на енергията налягането се понижава при увеличаване на скоростта. Пониженото налягане в дадено пространство, разположено на известна височина от нивото на течността, предизвиква повдигане на последната. Височината на повдигането съответствува на налягането, което действа върху повърхнината на течността. Ако това е барометричното налягане 760 mm Hg, то теоретичната стойност на стълба от повдигната течност ще съответствува на налягането

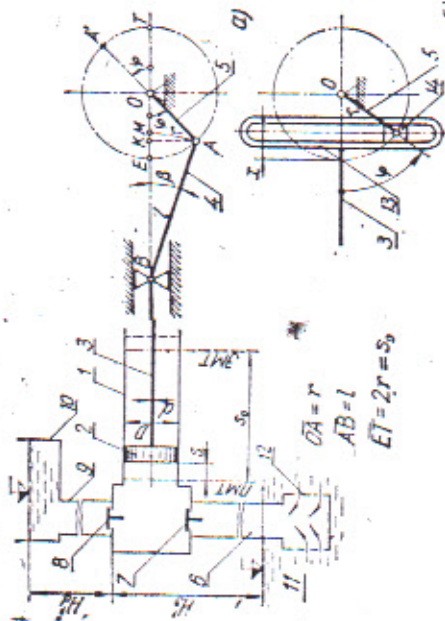
$$760 \cdot 133,322 \text{ Pa} = 10,33 \text{ m} \cdot H_2O.$$

Течността получава тази енергия за нейното повдигане под форма на потенциална енергия E_p и под форма на кинетична енергия E_k . Последната се трансформира в налягане чрез съответен дифузор. На този принцип действуват всички *ежектори* и *инжектори*, които неправилно се наричат понякога струйни помпи, тъй като при тях няма механизъм (всички части са в статично положение) и няма движение, затова те са апарати, но не и машини, каквато е помпата.

ОБЕМНИ РАБОТНИ И СИЛОВИ МАШИНИ

5. ЕЛЕМЕНТИ НА БУТАЛНАТА ПОМПА

Буталната помпа спада към категорията на работните машини, които действуват по разглеждания в параграф 4, точка „а“ обменен принцип. По-главните елементи на машина от този тип по фиг. 5.1 са: цилиндърът 1,



Фиг. 5.1

в който се измества буталото 2 от предна мъртва точка (ПМТ) до задна мъртва точка (ЗМТ) и обратно; посредством буталния прът 3, кръс-тоглава в точка В, мотовилката 4 и коляното 5 се реализира изместването или пътят s на буталото, когато коляното се завърта на ъгъла φ около оста на въртенето О. Разположения в помпено пространство самодействащи клапани 7 и 8 позволяват на течността да идва по смукателната тръба 6 и да се изгласква в напорния тръбопровод 9 към напорния резервоар 10. Течността от смукателния резервоар 11 минава

през смукателния кош (цедката) 12, чийто роля е да отстрани плаващите в течността тела.

Височината H_s се нарича смукателна, а H_d — нагнетателна; сборът от двете дава геодезичната височина $H = H_s + H_d$. Ако H_s са хидравличните загуби в инсталацията, тогава за манометричната височина H на помпата се получава $H = H_s + H_d$.

Изминатият от буталото път между неговите крайни положения се нарича ход на буталото и се бележи с $s_0 = 2r$. Той съответствува на завъртане на коляното от 180° .

Ако коляното се измести на ъгъла φ , буталото изминава пътя s , определен от отсечката ЕМ. От фиг. 5.1 а се вижда, че може да се напише

$$(5.1) \quad EM = s = r(1 - \cos \varphi) \pm l(1 - \cos \beta).$$

Знакът „+“ се отнася за изместване отляво надясно, а знакът „-“ за обратното движение. От триъгълниците ВКА и ОКА може да се напише

$$l \sin \beta = r \sin \varphi.$$

След отстраняване на β в израза за s и развиване в ред, като при това се замести $r/l = \lambda$ и пренебрегват членовете на трета и по-висока степен, се намира

$$(5.2) \quad s = r \left(1 - \cos \varphi \pm \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right).$$

Ако мотовилката е безкрайно дълга, ъгълът $\beta = 0$, $\lambda = 0$ и горните два израза за s се свеждат към

$$(5.3) \quad s = r(1 - \cos \varphi).$$

Поставя се въпросът: съществува ли механизъм, при който пътът на буталото да удовлетвори уравнение 5.3. Действително при схема б от фиг. 5.1 е изпълнено това условие, тъй като буталният прът 3 и кулисата 13 образуват едно цяло с буталото, като преносното движение на коляното 5 създава релативното движение на кулисовия камък 14 спрямо кулисата 13. Ето защо кулисният механизъм от фиг. 5.1 б е известен като механизъм с безкрайно дълга мотовилка, понеже има пълно съответствие в изминатия от буталото път с уравнение (5.3).

Коляно-мотовилковият механизъм от фиг. 5.1а представлява обичайно срещаният механизъм за задвижване на обемните работни машини (помпи и компресори) от големи мощности, докато коляно-кулисовият механизъм намира приложение при малките мощности.

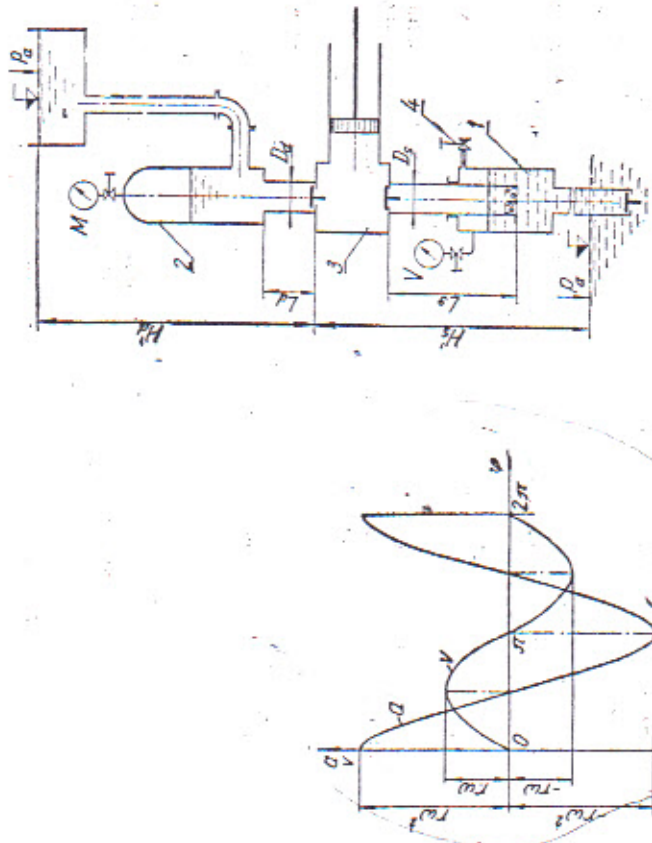
Ако се пренебрегне влиянието на крайната дължина на мотовилката скоростта v на буталото се намира от уравнение 5.3:

$$(5.4) \quad v = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = r \omega \sin \varphi.$$

За ускорението на буталото се намира съответно

$$(5.5) \quad a = \frac{d^2 s}{dt^2} \cdot dt^2 = r \omega^2 \cos \varphi.$$

Графиките образи на тези две криви са дадени на фиг. 5.2. Горните скорости и ускорения имат не само буталото и буталият прът, но още и самата течност, задвижвана от буталото. Тъй като уско-



Фиг. 5.2

рението е променлива функция, то поражда инерционни сили, които са толкова по-големи, колкото масата на течността с алтернативно движение е по-голяма. Тези инерционни сили значително намаляват налягането по лицето на буталото в момента на засмукването и е възможно образуване на кавитация.

За свеждане до минимум влиянието на инерционните сили от течността върху действието на помпата служи въздушната смукателна камера 1 и нагнетателната 2 (фиг. 5.3). Те се поставят възможно най-близо до цилиндричното пространство 3. Въздухът в тях се избавя от разтворения в течността, както и от атмосферата чрез отваряне на съответно кранче 4. Отделянето на въздуха от течността в нагнетателната камера се осигурява, когато потокът сменя направление си в самата камера, както при случая на фиг. 5.3 — от вертикално в хоризонтално направление.

При еднодействащите помпи има засмукване в един полуоборот,

а течността идва от смукателния резервоар в продължение на целия оборот; следователно течността се движи в смукателната тръба два пъти по-бавно, т. е. хидравличните загуби са четири пъти по-малки. Същото се отнася и за нагнетателната страна. Това също представлява добра страна на въздушните камери.

6. ВИДОВЕ БУТАЛНИ ПОМПИ И НАГНЕТАЕН ОБЕМ

Според начина на действието си буталните помпи се разделят на: Помпи с просто или единично действие (вж. фиг. 5.3), т. е. течността действа само от едната страна на буталото.

Помпи с двойно действие, при които течността действа от двете страни на буталото (вж. фиг. 6.1).

Диференциални помпи, при които течността действа от двете страни на буталото, като на един смукателен ход съответствуват два нагнетателни (вж. фиг. 6.3).

а. *Помпа с единично действие.* Тя е проста по конструкция и лека за обслужване, но в замяна на това дава неравномерно натоварване на двигателя. Помпата с двойно действие има два пъти по-равномерен товар на помпата с единично действие, но в замяна на това представлява по-сложна конструкция, като клапаните са четири вместо два. Диференциалната помпа обединява в едно добрите страни на първите две помпи — проста конструкция (само два клапана) и изравнено натоварване на двигателя, както при двойнодействащата помпа.

Последователно ще разглеждаме по един вид от споменатите тук помпи, като за определяне на дебита се възприемат следните означения:

S — площ на буталото, m^2 ;

f — напречно сечение на буталния прът, m^2 ;

s_0 — ход на буталото, m ;

n — брой на двойните ходове на буталото или оборотите на коляновия вал в минута;

R — изтласкан от буталото обем в нагнетателната тръба при движението му назад, т. е. при онова движение на буталото, при което буталият прът излиза от цилиндъра, m^3 ;

V — изтласкан от буталото обем към нагнетателната тръба при движението му напред, m^3 ;

Q_m — теоретичен нагнетен от буталото обем, m^3/s .

При едно отиване и връщане, т. е. при двоен ход, или един оборот на главния вал на помпата буталото нагнетява обема $V+R$.

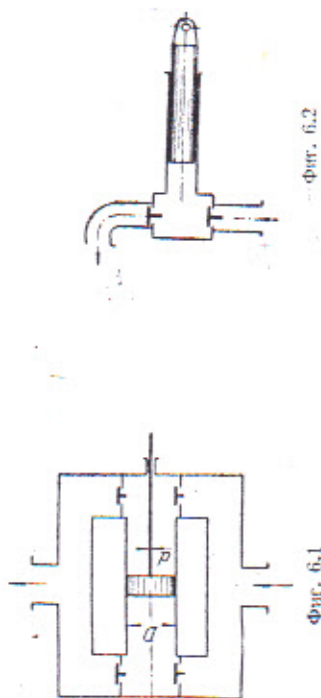
Ако помпата прави n оборота в минута, нагнетеният обем за секунда, или дебитът Q_m , ще бъде

$$(6.1) \quad Q_m = \frac{(V+R)n}{60}.$$

Тъй като, при помпата, показана на фиг. 6.1, течността постъпва само-откъм долната (предната) страна на буталото, ясно е, че $R=0$, $V=S \cdot s_0$ и за теоретичния дебит Q_m се получава

$$(6.2) \quad Q_m = \frac{S s_0 n}{60}.$$

Помпи, при които работи само едната страна на цилиндъра, като буталото изтласква течността при изместането си напред и засмуква при движението си назад, се наричат еднодействащи. Такава е помпата, показана на фиг. 5.1, където буталото има форма на диск



и се нарича дисково за разлика от плунжера, при който диаметърът на буталния прът е равен на диаметъра на буталото (фиг. 6.2) и помпата се нарича плунжерна. Плунжерните помпи намират приложение при големите налягания — няколко десетки атмосфери.

б. Двойнодействащата помпа представява съчетание на две еднодействащи помпи, както е показано на фиг. 6.1, където конструкцията произтича от еднодействаща помпа, като двете бутала са слети в едно цяло. При всеки ход на буталото има едновременно засмукване и нагнетаване, като реалната площ, която изтласква флуида, се дава от S за предната страна и $(S-f)$ за задната — отзад. От това следва, че изпритеният към нагнетателната тръба обем за един оборот на главния вал ще се определи от

$$V + R = (2S - f) s_0 n$$

или за дебита Q_{th} се намира

$$Q_{th} = \frac{(2S - f) s_0 n}{60} \quad (6.3)$$

Недостатъци на тази конструкция са голямото триене в набивъчната кутия, сравнително голямата дължина и разликата в стойностите на буталния натиск за преден и заден ход.

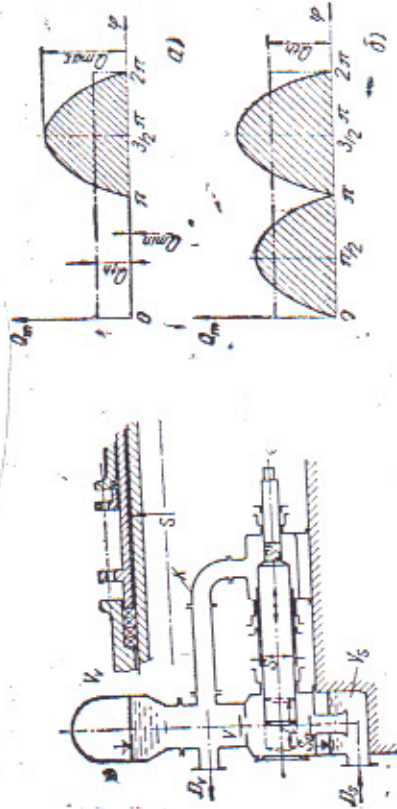
в. Диференциалната помпа е близка до двойнодействащата по конструкция, но е различна по действие. Тя представлява еднозасмукваща и двойнонагнетателна плунжерна помпа, която се строи като лежача или хоризонтална (фиг. 6.3) и стояща или вертикална.

При движението на буталото назад, т. е. надясно, в лявата страна се засмуква обемът $S \cdot s_0$, докато дясната страна нагнетавя обема $R = (S - f) s_0$.

При движението на буталото напред, т. е. наляво, от лявата страна на буталото, се изпраща обемът V_1 към нагнетателната тръба, равен на $S \cdot s_0$, докато в дясната страна се освобождава обемът $V_2 = (S - f) s_0$.

Разликата между V_1 и V_2 дава обема V , нагнетен при движението на плунжера напред, а именно $f \cdot s_0$. В резултат за теоретичния дебит се получава същият израз, както при еднодействащата помпа, даден с уравнението

$$Q_{th} = \frac{S \cdot s_0 \cdot n}{60} \quad (6.4)$$



Фиг. 6.3

Когато сечението на буталния прът е 0,5 от лицето на буталото нагнетените количества течност при преден и заден ход са равни. Ако се вземе още под внимание и теглото на частите в движение, може да се определи стойността на f така, че извършената работа при преден ход да бъде равна на работата при заден ход, при което натоварването на силната машина ще бъде равномерно.

Клапаните и ходовият обем на диференциалната помпа са еднакви с клапаните на едно действащата помпа за еднакво количество течност.

Теоретичният дебит на буталната помпа се определя посредством посочените изрази. Те представляват средният дебит, даден от помпата и същевременно определен въз основа на един машинен период на машината. При изучаването на известни практически задачи се налага да се познава моментният дебит Q_m , т. е. изтласкваният от помпата обем в даден момент за единица време. Тъй като дебитът се дава от лицето на буталото и неговата скорост, ясно е, че изменението на скоростта на буталото дава същевременно и изменението на моментния дебит.

Кривата φ от фиг. 5.2 дава изменението на скоростта на буталото за един оборот. Тя представлява правилна синусоида при механизъм с безкрайно дълъг мотовилка. За случая с еднодействаща помпа (фиг. 5.1) няма нагнетаване, когато коляновата ъглова си път от 0 до π ; следователно съответната ордината е нула за моментния дебит от фиг. 6.4а. При обратния ход, от π до 2π , синусондата за изменението на скоростта е с максимум единица при $\frac{3\pi}{2}$. Ординатите на кривата на

изменението на скоростта на буталото трябва да се умножат с площта S , за да се получи стойността на моментния дебит Q_m при S в m^2 и r в m . Ако се раздели на абсцисата $0-2\pi$ ограничениата от кривата шрихована площ, получава се средната ордината или стойността на теоретичния дебит Q_{th} , изчислен по съответното уравнение 6.2. От фигурата се вижда, че моментният дебит е неравномерен. Минималната стойност $Q_{min}=0$ преминава в най-голяма стойност Q_{max} и след това отново става равна на нула. Това непостоянство в дебита се отчита с коефициента на неравномерност δ , определен от израза

$$(6.5) \quad \delta = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{th}}$$

За помпата с двойно действие от фиг. 6.1 се ползува същата крива за изменение на скоростта от фиг. 5.2, но за хода назад, т. е. за нагнетения обем от $0-\pi$ се умножават ординатите на скоростта с $(S-f)$, докато за хода напред се умножава с S , в резултат на което се получава графика от фиг. 6.4 б за изменението на моментния дебит при двойнодействаща помпа.

По описания тук начин може да се построи кривата и за диференциалната помпа. Ако при фиг. 6.3 се приеме, че

$$(6.6) \quad \frac{\pi d^2}{4} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi D^2}{4}, \quad \text{т. е. } d = D/\sqrt{2} \text{ и още } S = \pi D^2/4, f = \pi d^2/4,$$

ще има еднакви нагнетени обем при преден и заден ход на буталото.

От фиг. 6.4 се прави следният извод: равномерността на нагнетения дебит расте с увеличаването от еднодействащата на двойнодействащата помпа. Тази равномерност нараства още повече, когато се премине на двучилиндрична и многоцилиндрична машина (фиг. 6.5).

Разгледаните видове бутални помпи намират приложение при сравнително по-големи дебители. При хидроприводите се работи със значително малки дебители, където намират приложение многоцилиндровите радиални и аксиални бутални помпи, които са разглеждани в следващите параграфи на настоящата глава.

Тук трябва да се отбележи само, че определените теоретичен дебит Q_{th} се отличава от реалния дебит Q на помпата поради различните пропуски при буталото, непълното затваряне на клапаните и пр. Ако тези пропуски, които в същност представляват обемни загуби, се означават с ΔQ , т. е.

$$Q = Q_{th} - \Delta Q \text{ или } Q_{th} = Q + \Delta Q,$$

тогава за обемния к. п. д. се получава

$$(6.7) \quad \eta_Q = \frac{Q}{Q_{th}} = \frac{Q}{Q + \Delta Q} = \frac{Q_{th} - \Delta Q}{Q_{th}}$$

6. СМУКАТЕЛНА ВИСОЧИНА, ПАРАЛЕЛНА РАБОТА И МОЩНОСТ

а. Смукателна височина

Смукателната височина представлява геодезичната височина H_s , показана на фиг. 5.3, и се определя:

- от барометричното налягане B , което действа на мястото, където е монтирана помпата; очевидно е, че колкото $p \cdot B = p_a$ е по-голямо, толкова от по-голяма дълбочина ще се издигне течността от смукателния резервоар към цилиндричното пространство 3;
- от хидравличните загуби H_v в смукателната тръба, които съществуват за намаляване на H_s ;
- от налягането на изпарение на течността H_p , което също съществува за намаляване на H_s ;
- от инерционното действие на течността J , което също съществува за намаляване H_s .

Действително през време на засмукването помпата черпи течност от камерата 1 и я нагнетява в камерата 2 от фиг. 5.3. Следователно поставената в движение течност има обем $S_p \cdot L_p$, респ. $S_d \cdot L_d$, т. е. значително по-малък от вътрешния обем на цялата смукателна, респ. нагнетателна тръба, и инерционното действие е ограничено. Тук се написва:

$$S_p = \pi D_p^2/4 \quad \text{и} \quad S_d = \pi D_d^2/4.$$

Течността в останалата част от тръбите между резервоарите и камерите се движи със сравнително постоянна скорост, т. е. значително инерционно действие. Пред вид на горното изразът за H_s добива вида

$$(7.1) \quad H_s \leq B - (H_v + H_p + J).$$

Доказва се, че

$$(7.2) \quad J = \frac{L_p}{S_p} \cdot \frac{Q_{th}}{30} \cdot \pi \left(1 + \frac{r}{t} \right),$$

т. е. стойността на J зависи от оборотите и влиза с отрицателен знак в израза за H_s . Следователно за увеличението на H_s е необходимо помпата да има малки обороти.

От друга страна, стойността на абсолютното налягане H_p се влияе от температурата на течността (вж. парни таблици за съответните течности). Така например за вода се получава

Таблица 7.1

$t^\circ C$	0	10	20	30	40	50	75	100
H_p m	0.05	0.12	0.24	0.43	0.75	1.25	4.00	10.33

Барометричното налягане B зависи от височината над морското равнище Z . Така при 10°C се дават резултатите по табл. 7.2.

Таблица 7.2

$Z, \text{ m}$	0	500	1000	1500	2000	2500
$B, \text{ m H}_2\text{O}$	10,33	9,7	9,2	8,6	8,1	7,7

От табл. 7.1 се вижда, че за кипища вода при 99°C цялото барометрично налягане ($B \approx 10 \text{ m}$) покрива стойността на H , следователно по уравнение 7.1 за H_s се получава отрицателна стойност, т. е. помпата трябва да бъде монтирана по-ниско от смукателния резервоар. В този случай се казва, че помпата е под налягане. Това е обичайно явление за всички помпи, които работят с горещи течности.

Възприето е в практиката стойностите на H_s да се вземат от опита. Така московският завод „Борец“ препоръчва да се използват данните от табл. 7.3, като при помпи за нечиста вода се възприемат по-ниски стойности от посочените в таблицата.

Таблица 7.3

Об./min	Температури на засмукваната вода, $^\circ\text{C}$						
	0	20	30	40	50	60	70
50	7,0	6,5	6,0	5,5	4,0	2,5	0
60	6,5	6,0	5,5	5,0	3,5	2,0	0
90	5,5	5,0	4,5	4,0	2,5	1,0	0
120	4,5	4,0	3,5	3,0	1,5	0,5	0
150	3,5	3,0	2,5	2,0	0,5	0,0	0
180	2,5	2,0	1,5	1,0	0,0	0,0	0

От табл. 7.3 се вижда ясно (това се забелязва и от уравнение 7.2), че с намаляване на оборотите може да се увеличи смукателната височина и обратно. Следователно, ако дадена бутална помпа кавтира, не дава дебит, като при това няма възможност да се намали H_s , единствена възможност за пускането ѝ в действие е намаляването на оборотите в минута.

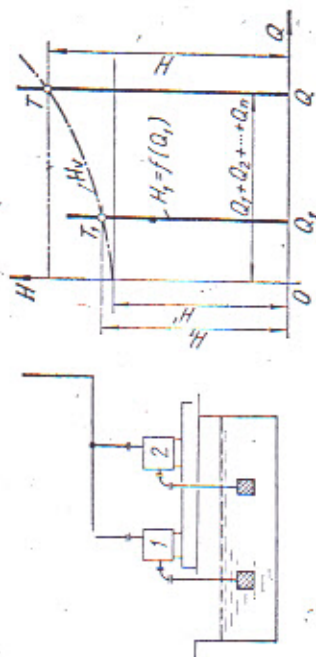
С понижаване на налягането в смукателната тръба въздухът все повече и повече добива способност за отделяне от течността, като се събира в смукателната въздушна камера, където нивото се понижават. Това води до засмукване на въздух вместо течност, който, шом е в голямо количество, предизвиква удари в цилиндъра и клапаните. Предотвратяването на този недостатък се постига чрез отвори в долната част на смукателната тръба, разположена в камерата; тези отвори позволяват постепенното изсмукване на въздуха в малки количества, а не на един път.

Дебитът на дадена бутална помпа е право пропорционален на нейните размери и на оборотите в минута. Манометричната височина, на която помпата е в състояние да повдигне флуида, зависи от якостта на стените на цилиндъра и мощността на двигателя, който задвижва помпата. Манометричната височина се установява от геобезопасната височина на повдигане на флуида и съответните манометрични загуби в инсталацията, като винаги се проверява якостта на цилиндъра.

8

6. Характеристики и експлоатация

Графичното изобразяване на зависимостта $H=f(Q)$ при бутална помпа представлява права, успоредна на оста H , тъй като ходовият обем е постоянен и за постоянни обороти в минута важи $Q=\text{const}$. Пресечната точка T_1 на вертикалата $Q_1=\text{const}$ и кривата на загубите в инсталацията определя точката на действие на помпата. От нея се отчита налягането H_1 , което помпата предава на флуида. Ако се вземе под внимание свиваемостта на флуида, зависимостта $H_1=f(Q)$ бива слабо наклонена към оста H ; това обаче не се взема пред вид (фиг. 7.1).



Фиг. 7.1

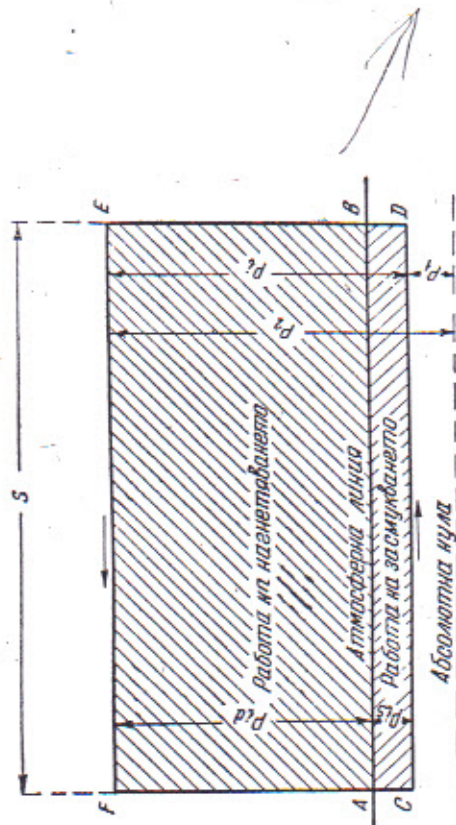
Когато две или повече бутални помпи работят върху един тръбопровод, казва се, че помпите работят в паралел. Всяка от тях дава собствения си дебит и в резултат общият дебит е равен на сбора от отделните дебита. Точката на действие T се определя от пресичането на кривата на загубите с вертикалата:

$$Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n = \text{const.}$$

При единично и паралелно действие на дадена бутална помпа трябва винаги да се оразмерява нейният двигател за паралелното действие, тъй като консумираната мощност бива по-голяма поради по-голямата манометрична височина $H > H_1$.

Регулирането на буталните помпи се постига: 1) чрез изменение на ходовия обем при условие, че помпата е съответно конструирана за евентуално изменение на нейния ход, и 2) чрез изменение на оборотите в минута. Последният начин е за препоръчване при наличността на съответен двигател.

Пускането на буталната помпа в действие става, след като се осигури мазането и се отворят шибърите в смукателната и нагнетателната тръба. При възможност желателно е постепенно да се увеличават оборотите на двигателя.



Фиг. 7.2

Спирането на буталната помпа се извършва, като се спрат двигателят, преустанови се мазането, затворят се шибърите и се източват вода от помпата, за да се предотврати евентуалното ѝ замръзване, ако е монтирана в неогреено помещение.

Индикаторната мощност на помпата се определя от индикаторната диаграма, чийто теоретичен вид е представен на фиг. 7.2. Площта f_i на диаграмата се определя чрез

$$f_i = \int_0^s (p_2 - p_1) ds, \quad (7.3)$$

където s означава хода на буталото. Отношението

$$h_i = \frac{f_i}{s} \quad (7.4)$$

представя височината на правоъгълника, която дава средното индикаторно налягане p_i . Ако пружинната константа на индикатора е такава, че $1 \text{ kg/cm}^2 \triangleq k \text{ mm}$ от ординатата на диаграмата, тогава за p_i се получава

$$p_i = \frac{h_i}{k} \text{ kg/cm}^2 = \frac{h_i}{k} \cdot 10\,000 \text{ kg/m}^2; \quad (7.5)$$

$$p_i = \frac{h_i}{k} \cdot 98\,100 \text{ N/m}^2.$$

Следователно изразходваната от буталото работа A_i за един оборот на вала на помпата, когато тя е еднодействуваша, се определя от

$$(7.6) \quad A_i = S p_i s \text{ Nm}.$$

Съответната работа за една секунда представлява мощността, която се измерва във вати или киловати. Тъй като мощността от един килограм-сила-метър в секунда, т. е. 9.81 J/s , представлява мощност от 9.81 вата, следва, че

$$(7.7) \quad 1 \text{ J/s} \triangleq 1 \text{ Nm/s} = 1 \text{ W};$$

тогава за индицираната мощност P_i се получава

$$(7.8) \quad P_i = \frac{S p_i s n}{60} \text{ W} = \frac{S p_i s n}{60\,000} \text{ kW},$$

където

S — площта на буталото, m^2 ;

p_i — индикаторното налягане, Pa ;

s — ходът на буталото, m ;

n — оборотите на въртене в минута.

в. Индикаторна диаграма, мощности и к. п. д.

Индикаторната диаграма служи още за определяне на загубите в индикаторната. Нека хоризонталната AB от фиг. 7.2 да представлява очертаната от индикатора атмосферна линия. Площта над тази линия дава необходимата работа за нагнетаването, а $ABDC$ — работата за засмукването.

Изобразената на фиг. 7.2 диаграма е чисто теоретична и не се среща в практиката. Поради евентуалните смущения по отношение на действително на помпата реалната индикаторна диаграма има съществени различия спрямо теоретичната. На фиг. 7.3 са посочени по-съществени особености, изразяващи отделните неизправности в помпата, които се дават последователно за диаграмите от а до е.

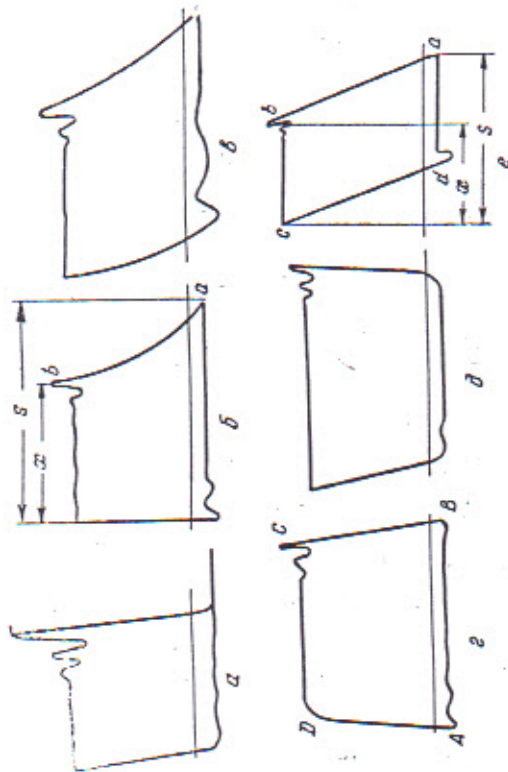
а. Тук има два дефекта: първо — геодезичната смукателна височина е много голяма, поради което става трудно закъпването на работното пространство с течност, и второ — нагнетателният клапан се отваря със закъснение, съпроводено с чукане.

б. Помпата засмуква въздух, който се отнася през нагнетателния клапан. Линията $a-b$ на компресията е политропа. Обемният к. п. д. е намален в отношение x/s .

в. Вследствие на въздушните възглавници в работното пространство и голямото количество въздух, което се отделя от течността, последната действа като еластично тяло с политропна компресия и разширение. Колебанията в линията на засмукването и нагнетаването характеризират еластичната среда. Колкото е по-голямо съдържанието на разтворения въздух в течността, толкова по-голям е периодът на колебанията.

г. Смукателният вентил не затваря добре — водата се връща към смукателния резервоар, поради което линията BC е наклонена: в края

на нагнетяването налягането бързо пада, понеже течността намира изход през смукателния клапан.
д. Повишаването на налягането става преди мъртвото положение на буталото. Това се дължи на неплътности в нагнетателния клапан.



Фиг. 7.3

Този недостатък е причина налягането на засмукването да се установи малко след крайното мъртво положение. Тук линията на спадането на налягането е приблизително права, докато при наличност на въздух бихме имали политропа.

е. Диаграмата е за помпа с много високо налягане, при която обемът на вредните пространства е много голям в сравнение с ходовия обем. Свиваемостта на флуида е съществена; тя е изобразена с линията $a-b$, докато разширението се дава от линията $c-d$. Обемният к. п. д. бива намален в отношение x/s . Той може да бъде увеличен чрез намаляване обема на вредните пространства.

Мощността за задвижване на помпата се измерва върху главния вал на машината. Измерването на тази мощност става чрез определяне работата на силвата машина, която задвижва помпата, като предварително е установен нейният к. п. д. При лабораторни изследвания се препоръчва задвижването на помпата да става посредством пенделелектродвигател, който позволява да се измерва съпротивителният момент на помпата, без да става нужда да се познава к. п. д. на силвата машина. В най-обикновения случай, когато силвата машина е електродвигател с неподвижен статор, си служим с кривата на тарирането, която дава к. п. д. на електродвигателя, а ватметърът, включен върху клемите на електродвигателя, отчита мощността в дадения момент. Ако се означат с P_D к. п. д. на електродвигателя, с P_I — мощността върху клемите на

електродвигателя в kW, с η_T — к. п. д. на преводния механизъм (ремък или редуктор), тогава за стойността на P в kW се получава

$$(7.9) \quad P = P_I \eta_D \eta_T$$

От друга страна, ако се измери дебитът Q и манометричната височина H по известните методи, може да се определи к. п. д. на самата помпа, а именно

$$(7.10) \quad \eta = \frac{\rho g Q H}{1000 P}$$

където

$\eta = \rho g$ е специфичното тегло в N/m^3 ; за вода при нормална температура и налягане се приема

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3; \quad g = 9.81 \text{ m/s}^2;$$

$$\rho g = 1000 \cdot 9.81 = 9810 \text{ N/m}^3;$$

Q — дебитът на помпата, даден в m^3/s ;

H — манометричната височина в стълб течност; ако същата е определена посредством P_a ; тогава се ползват зависимостите

$$1 \text{ m H}_2\text{O} = 9810 \text{ Pa};$$

$$10 \text{ m H}_2\text{O} = 1 \text{ техн. атмосф.} = 98 \cdot 100 \text{ Pa.}$$

По въпроса за мощността при хидравличните машини трябва да се отбележи, че се различават три вида мощности: теоретична, хидравлична и ефективна, или мощност върху вала.

Теоретичната мощност $P_{те}$ представлява произведение от обемното тегло ρg в N/m^3 , дебита Q в m^3/s и стълба флуид H в m , т. е. за силва и работна машина се написва

$$(7.11) \quad P_{те} = \rho g Q H \quad W = \frac{\rho g Q H}{1000} \text{ kW.}$$

Хидравличната мощност P_h се определя от същите величини както и теоретичната мощност, но след като се вземат под внимание обемните загуби ΔQ (фиг. 13.3) и загубите в енергия, изразени чрез стълба флуид ΔH в m (уравнение 1.10), именно:

$$(7.12) \quad P_h = \rho g (Q - \Delta Q)(H - \Delta H) = \frac{\rho g (Q - \Delta Q)(H - \Delta H)}{1000} \text{ kW};$$

б) за работна машина

$$(7.13) \quad P_a = \rho g (Q + \Delta Q)(H + \Delta H) = \frac{\rho g (Q + \Delta Q)(H + \Delta H)}{1000} \text{ kW},$$

Хидравличната мощност се намира, след като са изчислени съответните хидравлични загуби ΔH и тези на обема ΔQ .

Ефективната мощност P или *мощността върху вала* се установява чрез измерване, разглеждано в параграф 49. Ако се означат с ΔP механичните загуби от трение в лагери и др., тогава търсеният израз за P , както и този за *механичния к. п. д.* η_m добиват вида:

а) за силова машина

$$(7.14) \quad P = P_h - \Delta P;$$

$$(7.15) \quad \eta_m = \frac{P_h - \Delta P}{P_h};$$

б) за работна машина

$$(7.16) \quad P = P_h + \Delta P;$$

$$(7.17) \quad \eta_m = \frac{P_h}{P_h + \Delta P};$$

Общият к. п. д. на машината се дава:

а) за силова машина

$$(7.18) \quad \eta = P/P_m = \eta_Q \eta_M \eta_m;$$

б) за работна машина

$$(7.19) \quad \eta = P_m/P = \eta_Q \eta_M \eta_m.$$

Отделните к. п. д. имат следните приблизителни стойности, които служат за ориентировъчни изследвания:

$$(7.20) \quad \begin{aligned} \eta_Q &= 0,9 \text{ до } 0,96; & \eta_m &= 0,92 \text{ до } 0,98; \\ \eta_M &= 0,75 \text{ до } 0,96; & \eta &= 0,62 \text{ до } 0,90. \end{aligned}$$

Стойността на общия к. п. д. на хидравличната машина определя мощността върху вала без оглед на нейния принцип на действие, а именно:

а) за силова машина

$$(7.21) \quad P = \frac{\rho g Q H \eta}{1000} \text{ kW};$$

б) за работна машина

$$(7.22) \quad P = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta} \text{ kW}.$$

Теоретичните стойности на η в зависимост от специфичните обороти на турбомашините са дадени на фиг. 14.2.

8. БУТАЛНИ РОТАЦИОННИ ПОМПИ И ДВИГАТЕЛИ

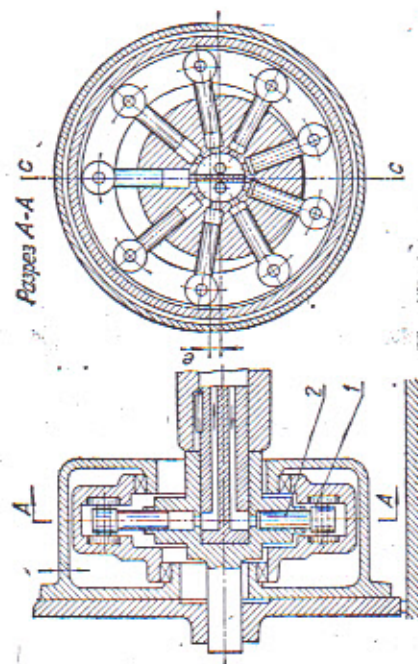
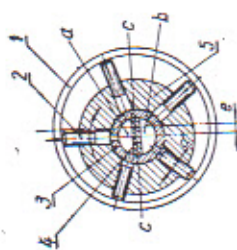
По принцип на действие буталните ротационни машини не се различават от буталната помпа, разглеждана в предшестващите параграфи в тази глава. Между тях има обаче коренна разлика както по отношение на конструкцията, така и по отношение на кинематиката. Докато при разглежданите дотук бутални машини цилиндърът е неподвижен, а буталото извършва само праволинейно-взвратно движение, при този род многоцилиндрови бутални машини самото бутало извършва още едно допълнително движение — ротация. Според разположението на осите на буталата спрямо оста на въртене на цилиндричния блок се различават два вида машини: радиални — осите на цилиндрите лежат

в равнина, перпендикулярна на оста на въртене, и аксиални — осите на цилиндрите са разположени по цилиндрична повърхнина, чиито ротационна ос е самата ос на въртене на машината. Друга съществена особеност на буталните ротационни машини е отсъствието на клапани.

а. Радиални машини

На фиг. 8.1 са показани схемата и принципът на действие на бутална радиална помпа. Плунжерите 2 (в случая пет, а могат да бъдат и повече на брой) са поместени в отворите на ротора 5 и с външния си край се опират по цилиндричния пръстен 1, центърът на който е изместен на разстояние e (ексцентрицитет) спрямо центъра на ротора. Всички бутала лежат в една равнина и осите им се пресичат в обща точка — центъра на ротора, поради което тези машини се наричат още машини с равнинна кинематика. Буталата имат две движения: едно праволинейно-взвратно — по радиуса на ротора, и едно ротационно. Вследствие на ексцентрицитета e при въртене на ротора по часовниковата стрелка над линията $c-c$ буталата ще се движат навън и под тях ще се увеличава свободното пространство. Щом дадено бутало слезе под $c-c$, то тръгва обратно и се движи към центъра. Това показва ясно изразено засмукване, респ. нагнетяване. В такъв случай пространството a , отделено с не-

Фиг. 8.1



Фиг. 8.2

подвижната преграда 4 от пространството b , представява смукателна страна, а пространството b — нагнетателна страна на помпата. Всяко бутало има ход $s=2e$. Втулката 3 с отворчетата в нея е запресована неподвижно към ротора с оглед на подмените при износване. Вследствие на триене с преграда 4.

Воденето на буталата по контура на неподвижния пръстен или лагер става под действието на центробежни сили, които не винаги са достатъчни при засмукването; тогава се прибегва до т. нар. принудително водене. За целта се употребяват пружина, поставена под плунжера, или подвижни опори — ролките 1, към които шарнирно е хванат плунжерът 2 — фиг. 8.2. В други случаи помпата се захранва с течност под налягане от спомагателен помпен агрегат, тъй като действащите върху буталото сили не му позволяват да засмуче. Линията с—с разделя смукателната от нагнетателната страна.

На фиг. 8.3 е дадена конструкцията на бутална радиална регулируема помпа с общ брой на буталата 27, наредени в три реда по 9 в ред. В дясната страна на тялото на помпата 5 е запресована конзолно оста 11, в която са пробити четирите отвора 12, два от които са смукателни и два нагнетателни. Валът 1 в десния си край посредством шлицева връзка се свързва с ротора 7 с помощта на съединителния диск 4. На същия вал е монтирана спомагателна зъбна помпа 2, която е предназначена да дава налягане, респ. дебит за захранване на системата за командване производителността на помпата (в случая тя не се регулира) и за набиране на загубите от пропуски в самата помпа. Радиално в ротора 7 са поставени буталата 9, които опират в двата конични пръстена 8 и имат следните движения: една ротация в равнина, перпендикулярна на вала, друга около собствените си оси, тъй като опират в коничния пръстен, и едно праволинейно движение в радиално направление. Пръстените 8 са монтирани във втулката 15, а последната от своя страна лагерува с лагери 3 и 10 в друга втулка 14, която има възможност да се придвижва наляво и надясно, като се води от плъзгачите 13. При това изместване на пръстените 8 налице е променлив ексцентриситет, а отток и промяна в дебита на помпата. Когато оста на ротора и оста на пръстените съпадат, ексцентриситетът става равен на нула и помпата не дава дебит. Освен това при промяна на знака на ексцентриситета смукателната и нагнетателната страна си сменят местата.

Големият брой бутала (плунжери) води до по-голяма равномерност на дебита, поради което тези помпи независимо от конструктивни и технологични неудобства се използват често като дву-, три-, дори четириредови, при което общият брой на буталата достига 80.

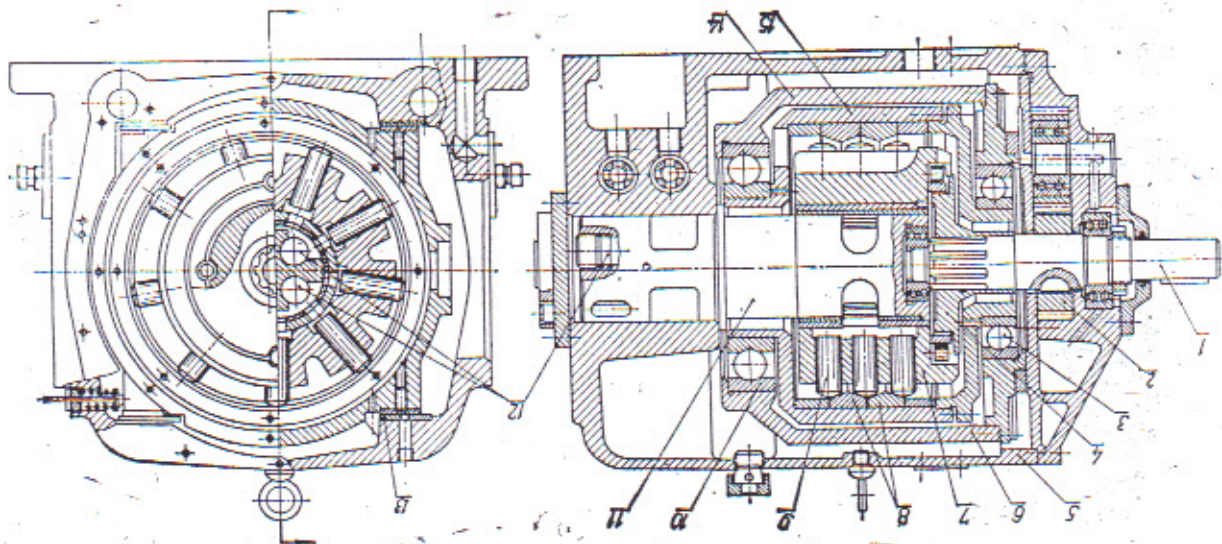
Буталата от отделните редове често пъти са в известна ъглова фаза за едно спрямо, друго, което води също до по-равномерен дебит или по-ниска стойност на δ , определена по уравнение 6.5, която за този вид помпи се движи от 2 до 60%.

Действителният дебит Q на тези помпи при обмен к. п. д. η_Q и n обороти за минута ще бъде

$$(8.1) \quad Q = \frac{z S_0 n \eta_Q}{60} \text{ dm}^3/\text{s}.$$

Този израз важи за случаите, при които машината има единично действие, т. е. за един оборот на вала имаме едно засмукване и едно нагнетаване, или кратността $i=1$. Съществуват машини с двойно и тройно засмукване, респ. нагнетаване, както е показано схематично на фиг. 8.4, за които случай горният израз добива вида

Фиг. 8.3



$$(8.2) \quad Q = \frac{z S s_0 \pi i \eta_Q}{60} \text{ dm}^3/\text{s},$$

където

z — брой на буталата (плунжерите);

$S = \pi d^2/4$ — площ на буталото, dm^2 ;

$s_0 = 2e$ — ход на буталото, dm ;

i — кратност на действието;

или

$$(8.3) \quad Q = z \frac{\pi d^2}{240} - 2 e \pi i \eta_Q \text{ dm}^3/\text{s}.$$



Фиг. 8.4

Ако в една координатна система (фиг. 8.5) по абсцисата се нанесе ъгълът на завъртане φ° на ротора, а по ординатата — моментният дебит q_m на всяко едно бутало, характерът на кривата е част от синусоида по подобие на изложеното по отношение на фиг. 6.4 или обемът течност, който ще нагнетява това бутало, се представя с площта f . Площта f_1 представява върнатият обем течност, понеже разпределителната втулка на ротора не е прикрила смукателната страна. Естествено, ако се сумират по ординатата отделните дебита q_m , ще се получи общият моментен дебит на помпата. Очевидно е, че с увеличаване броя на буталата равномерността на нагнетявания дебит ще бъде по-голяма.

С промяна на оборотите n и ексцентрицитетът e може да се регулира дебитът. Предпочита се обаче това да се осъществява посредством ексцентрицитетът e .

Промяната в дебита на помпата е залегнала в основата на т. нар. обемно регулиране посредством регулируемите машини. Съществуват различни начини, с помощта на които се осъществява това, а именно: 1) ръчно регулиране, 2) следящо хидравлично командване, 3) електрохидравлично командване и 4) командване посредством налягането, които не се разглеждат.

Ако при разглежданата работна машина се подаде дебит с определено налягане, тя ще работи като двигател, при което на вала ще има разполагаем въртящ момент при еднодействащата машина, за чието определяне се означава:

V — разпит от буталото обем в m^3 за един ход на едно бутало при кратност $i=1$;

Q — дебит в m^3/s на машината със z бутала и кратност $i \neq 1$;

p — налягане, N/m^2 ;

M — момент, Nm ;

ω — ъглова скорост, rad/s ;

n — обороти на въртене в минута, ob/min ;

η — к. п. д. на машината;

P — мощност върху вала на машината, kW .

$$(8.4) \quad Q = \frac{V z i \pi}{60} \text{ m}^3/\text{s}.$$

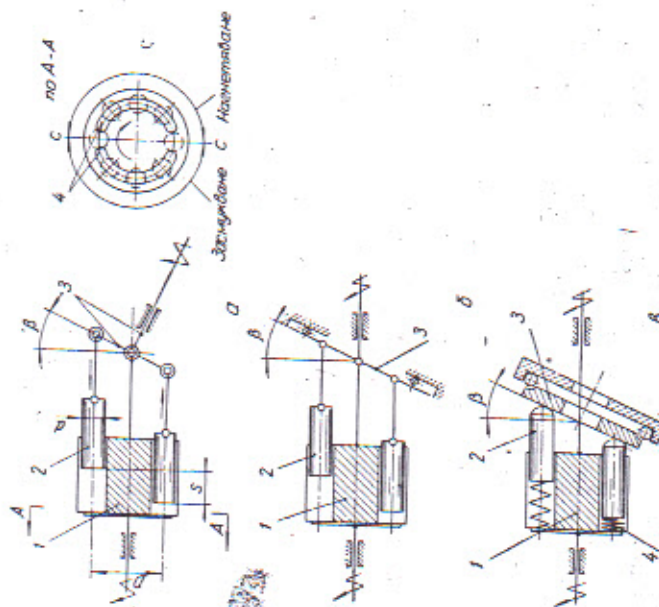
Съгласно уравнение 7.7 се написва изразът за мощността

$$P = Q p \eta \text{ Nm/s} \equiv M \omega; \quad \omega = \pi n/30;$$

$$(8.5) \quad P = \frac{V z i \pi p \eta}{60} \text{ W} = \frac{V z i \pi p \eta}{60 \cdot 1000} \text{ kW};$$

$$(8.6) \quad M = P/\omega \text{ Nm} = \frac{V z i p \eta}{6280} \text{ Nm}.$$

Буталните радиални двигатели могат да предават мощност около 150 kW и имат сравнително висок к. п. д. — до 95%.



Фиг. 8.5

6. Аксиални машини. Аксиалните бутални машини са също многоцилиндрови, но осите на отделните цилиндри са успоредни помежду си и са наредени по окръжност. Затова те се наричат още машини с про странствена кинематика.

Те са показани схематично в три разновидности на фиг. 8.6 и са разглеждани като помпи.

На фиг. 8.6 а е даден пример на аксиално-бутална помпа с карданен механизъм 3 (шарнир на Хук), към който шарнирно са хванати буталата 2.



Фиг. 8.7

къв случай буталата трябва да се притискат принудително от пружините 4.

При трите случая ъгълът β очевидно определя хода s на буталата и ако се осъществи механизъм, при който β да може да се променя, ще се създаде възможност за регулиране на дебита, защото $s_0 = D \operatorname{tg} \beta$.

При z бутала се предпочита нечетно число за повишаване на равномерността на машината.

Дебитът Q_n при n об/мин се дава от израза

$$(8.7) \quad Q_n = \frac{z s_0 n}{60} \text{ dm}^3/\text{s}.$$

Ако се замести $s_0 = D \operatorname{tg} \beta$ и $S = \frac{\pi d^2}{4}$, където d е диаметърът на буталото, и се вземе пред вид η_Q , за действителния дебит Q се получава

$$(8.8) \quad Q = z \frac{\pi d^2}{240} D \operatorname{tg} \beta n \eta_Q \text{ dm}^3/\text{s}.$$

Очевидно е, че при $\beta=0$ помпата няма да дава дебит, а двигателят — въртящ момент. Ако ъгълът β се променя от някаква положителна стойност, минава през нулева и заема отрицателна стойност, това дава възможност да се сменят местата на смукателната и нагнетателната страна.

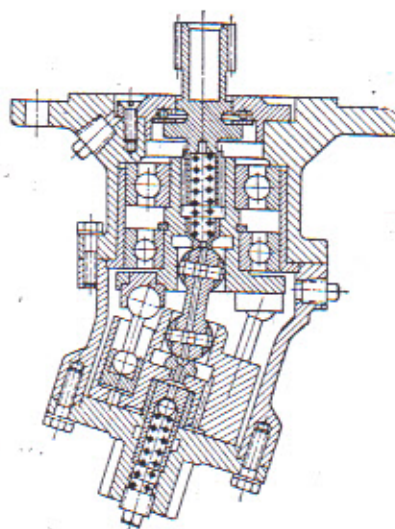
Обратно, ако на същата машина, който работи като двигател, разменим местата на напорната и отводната тръба, това означава промяна в посоката на въртене на вала (двигателят е реверсивен).

Характеристиката $Q-p$ на буталните ротационни многоцилиндрови помпи (радиални и аксиални) при постоянни обороти n е дадена ориентировъчно на фиг. 8.7. На същата фигура в зависимост от налягането са дадени кривите p и η .

Както при всички обемни помпи, така и тук теоретичният дебит Q_n не зависи от налягането. При слабо вискозни течности обемният к. п. д. силно намалява (например за вода) и съответно действителният дебит Q_0

при определено налягане p ще се анулира. При по-вискозните течности, каквито са минералните масла, кривата η е слабо наклонена, от което следва, че и кривата Q ще има същия характер.

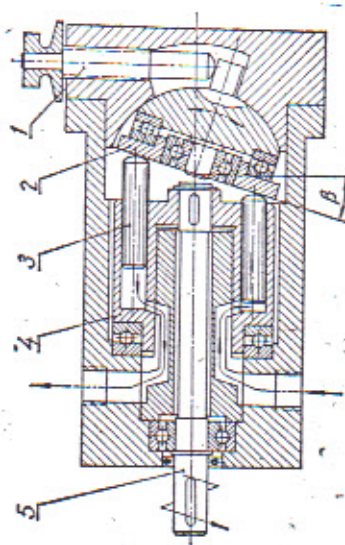
При тези помпи се приема манометричният к. п. д. $\eta_m \approx 1$ и общият



Фиг. 8.8

к. п. д. $\eta \approx \eta_Q \eta_m$. Теоретичната мощност като произведение от дебита Q_n и налягането p е представена графически от права линия през началото.

На фиг. 8.8 е дадена конструктивна схема на бутална аксиална помпа с шарнирен механизъм — нерегулируема, а на фиг. 8.9 е показана плун-



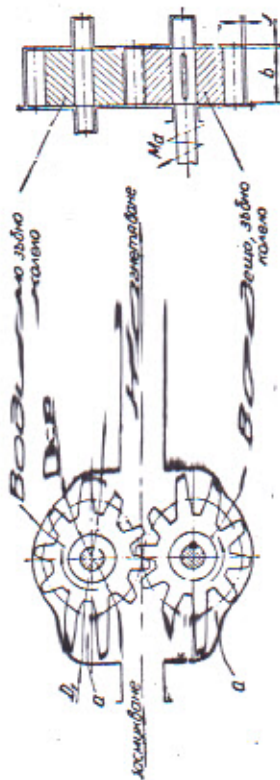
Фиг. 8.9

жерна аксиална помпа, при която регулирането на дебита се осъществява с помощта на винта 1 и свободния диск 2. лагуруван на задния си край в сферичната пета. При въртене на вала 5 заедно с тилото 4 поместените в него плунжери 3 получават праволинейно-въртатно движение, при което засмукват и нагнетават. Тук трябва да се отбележи, че засмукването е принудително — т. е. под налягане.

ези вид помпи работят при 1000 до 6500 об./мин. Дебитът им се от 0,25 до 25 м³/ч; обемният к. п. д. бива от 85 до 98% и достигат високите изтигания — 350 kg/cm² ≈ 250 · 10⁵ Pa.

9. ЗЪБНИ РОТАЦИОНИ И ПОМПИ И ДВИГАТЕЛИ

а фиг. 9.1 е показан принципът на действие на зъбните машини. Така зъбни колела в зацепление, от които едното зъбно колело е



9.1

о, а другото волимo, се въртят в подходящо оформено тяло с минимални радиални и аксиални хлабини в посоки, показани от стрелки. При това въртенето е всеки зъб "загребва" порция течност а от лъваница (за смукане) и като излиза от нея, я пренася в лъсната страна, я отпраща в работната зона. На този принцип работят зъбните помпи. Страните се доведат течност с определено количество зъбни работни елементи. Обичайно е едно зъбно колело да предава собствения си въртящ момент на другото посредством зацепления, така че цялостният въртящ момент е сумата на моментите на зъбните колела, което е принципът на действие на зъбната предавка.

ия двигатели. Прилагат се прилагат на гласа пластина с въртене, при което отстраняват инерционни сили. По тази причина пластината на класиране зъбните машини имат сравнително високи обороти (750 до 1000 об/мин), което позволява зъбните да се задвижват директно от високооборотни двигатели, обикновено без преводна кутия, а на валца на зъбния двигател да се получават високи обороти.

високи са броят на работната тежест и задължително трябва да има мазилни качества. Зъбни колетелъз е необходимо мазане.

и като се имат пред вид  ре усвоената технология за изработване зъбни козела, простотата на тяхната конструкция и въобще сигурността в работата, може да се осигури широко разпространение, което получиха.

Зъбните машини са намерили приложение при хидравличните пре-
даватели, в автоматичните регулиращи устройства, като помощни помпи,
помпи за мазане под налягане и на редна други места.

Дебитът на възлите помпи може да се разграничи на моментен, който е свързан с излизане вода помпите и на среден, който е свързан с оттоваряване на извештен възел на завъртане ϕ на двойката колеса за определено време, и среден, който представлява усреднен моментен дебит за определен период (секунда, минута или час).

От друга страна, и тук се различават действителен и теоретичен дебит, като съотношението между тях определя кактовинати обменният к. п. д. на помпата,¹ който се движи от 80 до 95 %.

Моментният теоретичен дебит се получава чрез разглеждане геометрията на зацеплението на зъбните козела, но в повечето случаи се работи с теоретичния дебит, който при еднакви зъбни козела се определя достатъчно приближение по формулата

$$Q_{ik} = \frac{q^n}{60} = \frac{2 \pi D m n}{60} \frac{\text{dm}^3/\text{s},}{(9.1)}$$

кьдето

q е обемът, който двойката зъбни козела пренася от смукателната в магнетелната страна за един оборот чрез междузъбната (пространствата α от (фиг. 9.1), dm^3 ;

D — делителният диаметър cm;

D — Диаметр, мм;
m — модуль на зъба, мм;

m — модул на зъба, mm ;
 b — ширина на зъбните козела, mm ;

0 — широта
2 — долгота

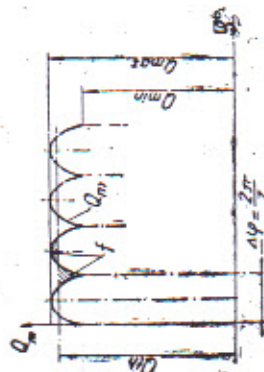
За по-добро приложение числото 2π се замяства с b и формулата за Q_n се написва:

$$Q_{th} \approx \frac{D m b n}{10} \frac{\text{dm}^3/\text{s}}{\text{V}} \quad (9.2)$$

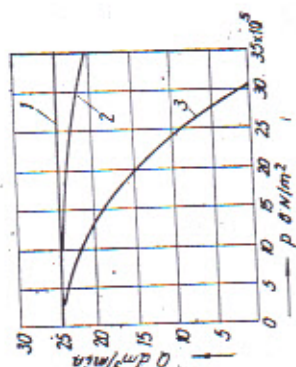
Действителният дебит се получава при отчитане на обменните загуби посредством η_Q :

$$Q = Q_{\text{in}} - Q_{\text{out}}$$

(9.3)



фиг. 9.2



Фиг. 9.3

тъй като и тук са налице пропуски от хлабини, т. е. връщане на изведените от нагнетателната в смукателната страна. Очевидно

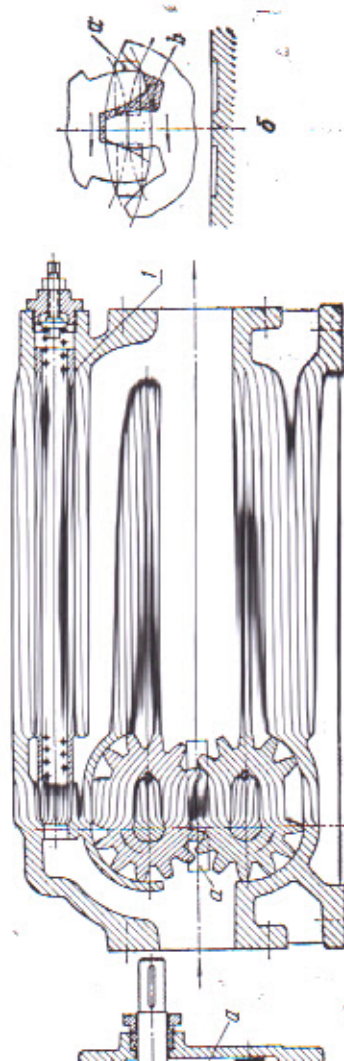
Зъбните помпи не могат да работят при нисък дебит, освен ако помпата има даден характерен налягане на завъртане $\epsilon = 1$. Разстоянието от ос до ос на стъпката $\Delta r = \frac{2\pi}{z}$, където z е броят на зъбите.

Дебитът се определя от разликата в налягането на влизане и излизане, а не от разликата в дебитите.

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{ном}}} \cdot 100\%$$

Степен на неравномерност δ се определя по формулата $\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{ном}}} \cdot 100\%$, където $Q_{\max}$ и $Q_{\min}$ са максималният и минималният дебит, а $Q_{\text{ном}}$ е номиналният дебит.

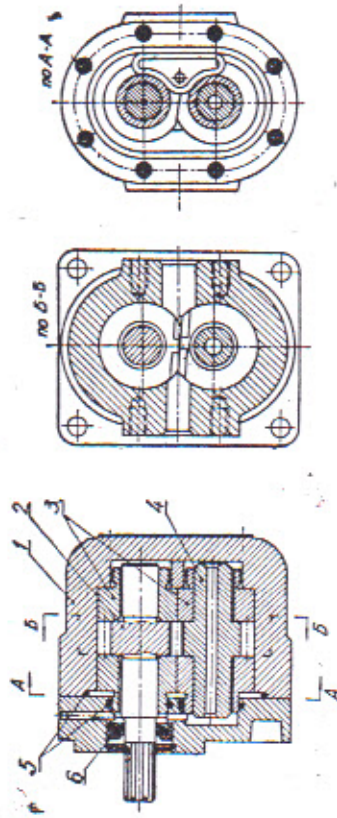
Степен на неравномерност δ се определя по формулата $\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{ном}}} \cdot 100\%$, където $Q_{\max}$ и $Q_{\min}$ са максималният и минималният дебит, а $Q_{\text{ном}}$ е номиналният дебит.



Фиг. 9.4

Степен на неравномерност δ се определя по формулата $\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{ном}}} \cdot 100\%$, където $Q_{\max}$ и $Q_{\min}$ са максималният и минималният дебит, а $Q_{\text{ном}}$ е номиналният дебит.

Водата до допълнително радиално натоварване на валоните и лагерите на зъбните кола. Изрезите a служат да свържат наклонено пространство с високо налягане b с пространствата, където действа по-ниско налягане от това в мястото на компресията и по този начин се намаляват

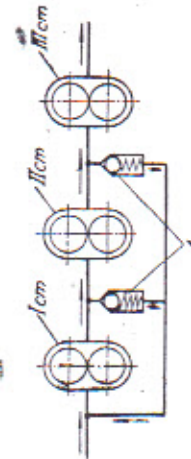


Фиг. 9.5

до голяма степен радиалните сили. Наред с това съществуват редица други конструктивни решения за по-пълно разтоварване от неуравновесени сили.

Срещат се конструкции на зъбни помпи с вътрешно зацепление на зъбните кола, предвид по-добро разпределение на течността те са хидравлически по-съвършени, но при изпитването им се явяват редица технологични трудности. Освен помпи с двойка зъбни кола изработват се и помпи с три и повече зъбни кола, което води до намаляване на габаритите и увеличаване на производителността. При тях обикновено средното зъбно колело е задвижващо.

Включването на няколко двойки зъбни кола (две или най-често три) в серия позволява при по-благоприятни натоварвания да се постигнат по-високи налягания. При тези помпи дебитът на всяко предшествувашо стъпало е по-голям от този на следващото, като за излизане от течност е предвиден обратен преливен клапан 1 (в схемата на фиг. 9.6). Обикновено тази конструкция е изпълнена в общо тяло и двойките зъбни кола на всяко стъпало са отделени помежду си с прегради, като при това зъбните кола са нанизани на общ вал за водещите и обща ос за водимите кола.



Фиг. 9.6

Обемният к. п. д. на зъбните помпи се движи от 70 до 95%; горната граница важи за прецизна изработка. Общият к. п. д. достига 80%, като нормалната му стойност е около 70%. Те се строят за налягания от 5 до 150.10⁶ N/m² и дебит от 0,25 до 40 m³/h. Задвижват се обикновено директно от двигателя и работят с 250 до 2500 об/мин (за прави

зъби). При 3000 и повече об/мин се налага зъбните кола да бъдат шевронни или спирални и изработени от висококачествени материали.

В случай на зъбен двигател въртящия момент, който би се получил на вала му, ще бъде равен на произведението от работната площ на зъбния профил, налягането на течността и разстоянието от центъра на въртене до центъра на приложеното върху площта налягане.

Въртящият момент се определя по израза 8,6, който при дихсенсин N, m, s добива вида

$$(9.5) \quad M = \frac{30000 P}{\pi n} \text{ Nm,}$$

където

P — мощността върху вала в kW;

n — оборотите за минута.

Оборотите n на двигателя се получават от разполагаемия дебит Q за желаната мощност и обема на течността за един пълен оборот q , или

$$(9.6) \quad n = \frac{Q}{q} \text{ об/мин.}$$

Различните зъбни двигатели работят в един оборотен диапазон от 1000 до 10 000 об/мин, но с променлива периферна скорост на зъбните кола, тъй като съществува чувствителна пулсация на дебита, поради което тези двигатели не са намерили голямо приложение.

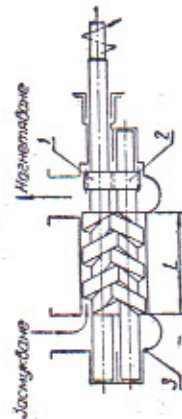
10. ВИНТОВИ И ПЛАСТИНКОВИ РОТАЦИОННИ ПОМПИ И ДВИГАТЕЛИ

а. ВИНТОВИ ПОМПИ

Тези машини, особено помпите, са намерили голямо приложение поради сигурността в експлоатацията им, високите им обороти и широкия интервал на дебит и налягане, който покриват. Обикновено тези помпи се използват за дебит от 1 до 15 и дори до 100 dm^3/s , наляганя от 25 до $175 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ и от 1000 до 10 000 об/мин.

Работните елементи при тях са два или три зацепени винта, единият от които е водещ — получава движение от двигателя, а другите са водими. Те са поместени в подходящо оформено тяло с минимална радиална хлябина. При двувинтовите помпи обикновено претоването на въртящия момент дават с помощта на двойка зъбни кола 1 и 2 (фиг. 10.1), а при тривинтовите средният винт е водещ (фиг. 10.2).

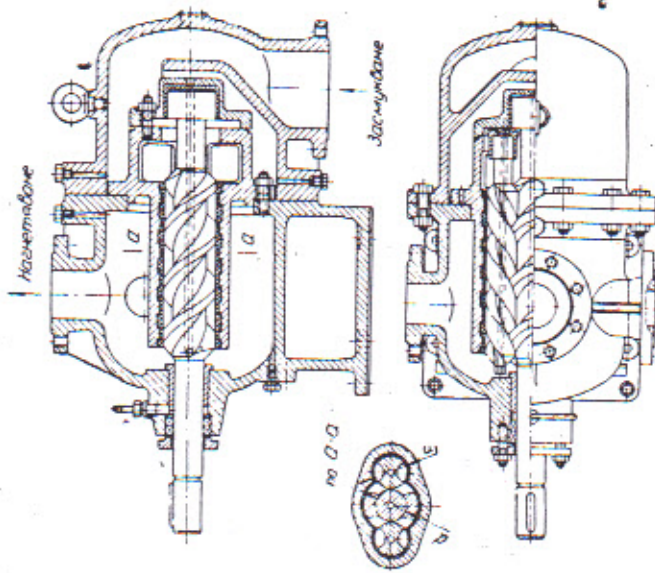
На фиг. 10.1 е показана схематично една двувинтова помпа. За да бъдат винтовете в зацепление, трябва резбата на единия да бъде лява, а на другия — дясна. Профилът на винта е сложен и наподобява наклонен циклоидален зъб. Нагнетяваната течност се измества в осова посока от



Фиг. 10.1

смукателната към нагнетателната страна и може да се оприличи на гайка, зацеплението на която не позволява да се върти заедно с винтовете.

На фиг. 10.2 е дадена конструкция на двуходова тривинтова помпа, нормализирана за хидравлични пресови системи. За по-добро уплътнява-



Фиг. 10.2

не вътрешният диаметър d на средния задвижващ винт е равен на външните диаметри d_1 на задвижваните.

Дебитът Q на тези помпи се определя по формулата

$$(10.1) \quad Q = \frac{3}{240} \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) t n \eta_Q \text{ dm}^3/s,$$

където

D и d са съответно външният и вътрешният диаметър на средния винт в dm , а t е стъпката на винтовата линия също в dm .

От това уравнение се вижда, че изменение в дебита може да се получи единствено чрез промяна на оборотите.

Налягането, което се получава при тези помпи, зависи както от хлябините, така и от дължината L на винтовете.

За наляганя до $20 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ $L = (1,2 \text{ до } 2) t$,

за наляганя до $60 \cdot 10^5$ $L = (3 \text{ до } 5) t$ и

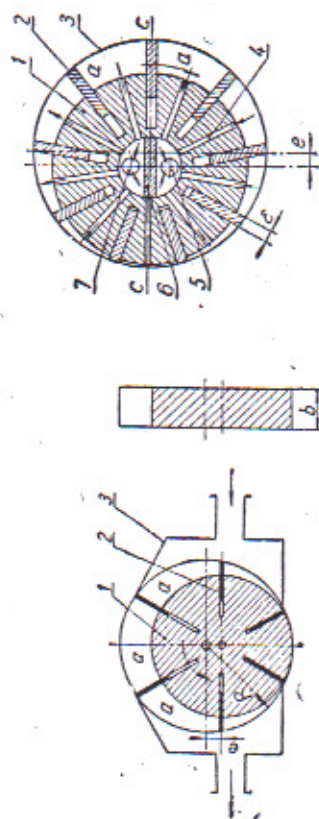
за наляганя до $200 \cdot 10^5$ $L = (5 \text{ до } 9) t$.

При винтовите помпи отсъства явлението компресия, каквото имаме при зацеплението на зъбите в зъбните помпи. Дебитът няма никаква неравномерност и те работят планоно и безшумно. Високите обороти са ограничени единствено от опасността от кавитация. Трудност създава сложната технология при изработване профила на винта.

Общият к. п. д. при тях се движи от 60 до 85%, като високите стойности важат за прецизно изработени винтови помпи, които могат да работят и като двигатели.

6. Пластинкови помпи

Пластинковите машини са също с въртливо движение, при което течността се пренася на части от смукателната в нагнетателната страна. На фиг. 10.3 и 10.4 са показани двата основни типа пластинкови помпи



Фиг. 10.3

Фиг. 10.4

с външно, респ. вътрешно, разпределение на течността. Във въртящия ротор 1 (фиг. 10.3) са направени прорези, в които се плъзгат пластинките 2 (могат да бъдат две и повече). Пластинките извършват освен въртливото движение, което получават от ротора, още и движение в радиална посока под действието на центробежните сили. Ширината на пластинките b и дебелината на ротора в направление, перпендикулярно на фигурата, е еднаква и те се въртят около ос, ексцентрично разположена спрямо тялото. Така се получават въртящите се пространства a , в които се пренася течността от смукателната страна с определен дебит и налягане в нагнетателната.

Обратно, ако се подаде течност под налягане в лявата или дясната страна, на вала на ротора ще се създаде въртящ момент, т. е. получава се пластинков двигател.

На фиг. 10.4 е показана пластинкова помпа с вътрешно разпределение на течността. С 1, 2 и 3 са означени елементи, аналогични на тези от фиг. 10.3. Каналите 4 са пробити радиално в ротора и свързват пространствата a със смукателната (7), респ. с нагнетателната, страна 5 на помпата, които са разделени една от друга с неподвижна преграда 6. По линията $c-c$, на която лежат двата центъра, се измерва ексцентрицитетът e . Тя разделя помпата на две равни части — смукателна и на-

гнетателна, които разменят своите функции при обръщане посоката на въртене. Това реверсиране на посоката на въртене е валидно и при дви-валните, за което е достатъчно да си разменят местата напорният и отводният трибопровод. Практически това се извършва с помощта на подвижен разпределител.

Ако се пренебрегнат обмените загуби ΔQ , теоретичният дебит на пластинковата помпа за един оборот (фиг. 10.3) се определя, както следва

$$q = 2\pi R^2 e b = 4\pi e b R, \quad (10.2)$$

където

q — обем течност за един оборот на ротора, dm^3 ;

R — радиус на корпуса, dm ;

e — ексцентрицитет, dm ;

b, h, ε — ширина, височина и дебелина на пластинките в dm ,

т. е. q представлява обемът на течностния пръстен, преминал от смукателната в нагнетателната страна, като е пренебрегната дебелината ε на пластинките — z на брой. Ако се вземе пред вид ε и се изчисли за n об./мин, получава се

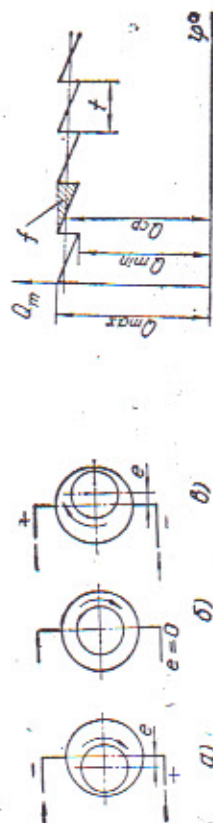
$$Q_{th} = \frac{(q - 2ze\varepsilon)n}{60} \text{ dm}^3/\text{s}. \quad (10.3)$$

Ако се замести q по формула 10.2 и се отчете обемният к. п. д. за средния действителен дебит, се добива изразът

$$Q = \frac{(4\pi e b R - 2ze\varepsilon z) n \eta Q}{60} = \frac{2e b n (2\pi R - z z) \eta Q}{60} \text{ dm}^3/\text{s}. \quad (10.4)$$

От формулата се вижда, че дебитът ще бъде функция на оборотите и ексцентрицитета. Обикновено регулирането на дебита на помпата се осъществява, като се изменя e . На този принцип почиват т. н. регулируеми пластинкови помпи.

На фиг. 10.5 е показано като пример как при посока на въртене на ротора по часовниковата стрелка ексцентрицитетът има крайна стойност,



Фиг. 10.5

Фиг. 10.6

при която помпата дава дебит. С плюс и минус са означени нагнетателната, съответно смукателната страна (фиг. 10.5 a и b); при $e=0$ (фиг. 10.5 b) дебитът е равен на нула. Това следва непосредствено и от формула 10.4.

Пусканята на дебита при пластинковите помпи се вижда от ладената като пример графика на фиг. 10.6, където на ординатата се отчита

2. Компресорите за ниско налягане работят до $2 \cdot 10^5$ Pa абсолютно налягане. Те намират приложение в металургията, химическата индустрия и др.

3. Компресорите за средно налягане нагнетават флуида от 2 до $100 \cdot 10^5$ Pa абсол. налягане. Срещат се главно в химическата промишленост.

4. Компресорите за високо налягане нагнетават флуида до $1000 \cdot 10^5$ Pa и повече. Те намират приложение например при синтезата на амоняк от азот и водород.

Поради много широкия диапазон на наляганата буталните компресори се отличават с многообразните си схеми на действие и устройство. Това се дължи до голяма степен на широкия обхват на производителност, а именно от $1 \text{ m}^3/\text{min}$ до $500 \text{ m}^3/\text{min}$, отчетени в нагнетателната тръба.

В зависимост от засмуканото количество въздух разграничаваме: компресори с малка производителност (дебит), които смиза до $10 \text{ m}^3/\text{min}$, компресори със средна производителност — от 10 до $100 \text{ m}^3/\text{min}$, и компресори с голяма производителност — над $100 \text{ m}^3/\text{min}$.

Състоянието на даден свиваем флуид се определя от следните негови параметри, наречени основни:

- V — обем, m^3 ;
- G — маса на обема флуид V , kg;
- v — специфичен обем или обем на един килограм флуид, m^3/kg ;
- ρ — плътност на флуида, kg/m^3 ;
- T — абсолютна температура, $^\circ\text{K}$; $T = t + 273^\circ\text{K}$;
- t — температура, измерена в градуси целзиеви $^\circ\text{K} = -273^\circ\text{C}$;
- P — абсолютно налягане, Pa.

За техническите измервания по-удобно е да се работи с абсолютното налягане P , kg/cm^2 или ата (1 ата = абсолютна атмосфера)

$$P, \text{ kg}/\text{cm}^2 = 98 \cdot 100 \text{ Pa} \approx 100 \cdot 000 \text{ Pa}.$$

Компресорите за нуждите на пневматичните задвижвания имат за работно тяло атмосферния въздух, който представлява смес от сух въздух и водни пари. Парите обикновено се намират в ненаситено състояние и се подчиняват на закона на Далтон за механичното смесване на газовете, като водните пари вземат температурата на въздуха. Теглото на водните пари се взема от парните таблици, като тяхното налягане се отчита срещу съответната температура. Ако парите са влажни, това показва, че въздухът е наситен и влажността се отбелязва с присъствието на мъгла. Когато водните пари са по-малко, има ненаситен въздух.

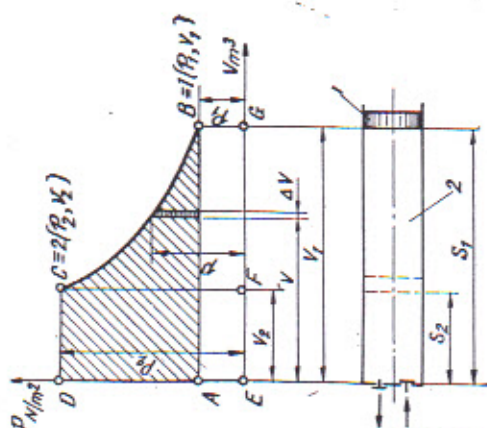
Плътността ρ_D на действително съдържанието се в един куб. метър влажен въздух водни пари при дадена температура се нарича абсолютна влажност на въздуха. Под относителна влажност φ при дадена температура се разбираме отношението между плътността на действително съдържанието се водни пари към плътността ρ_s на водните пари, които ще създават насищане, проявено с появяването на мъгла във въздуха, т. е. $\varphi = \rho_D / \rho_s$.

Относителната влажност φ се променя с изменение състоянието на въздуха. Така при повишаване на температурата на въздуха φ намалява,

следователно влиянието на водните пари върху състоянието е несъществено.

При разширението на въздуха имаме обратно явление: температура бързо се понижавя, при което относителната влажност се увеличава даже се отделя вода от въздуха в разширителния резервоар, тръбопроводите и силовите машини, които работят с разширение на състен въздух. Това обстоятелство трябва да се има пред вид при монтажа на съответните съоръжения, като се монтират достатъчен брой влагоотделители.

Процесът на съгъстяване се разглежда като: 1) теоретичен и 2) реален. За двата случая буталото 1 се движи праволинейно-възвратно в цилиндъра 2 (фиг. 11.1), като засмуканият при изместването вдясно на буталото въздух се съгъстява и се изтласква в напорния тръбопровод при обратното движение на буталото вляво.



Фиг. 11.1

6. Теоретичен процес

За да реализираме един теоретичен работен процес в компресора необходимо е да имаме налице следните предпоставки:

1. Липса на вредно пространство, което ще рече, че всичкият въздух, съгъстен от буталото, ще бъде изтласкан от цилиндъра, като налягането в него веднага ще падне под налягането на засмукване при задвижване на буталото надясно.

2. През време на смукателния ход състоянието на засмукания и намиращ се в цилиндъра въздух да остава едно и също като състоянието на окръжаващия компресора въздух.

3. Температурата и налягането на флуида при изтласкването остават постоянни и равни на налягането и температурата на флуида, който се намира в нагнетателната тръба.

Ако си представим, че може да съществува компресор, в който да бъдат изпълнени горните три условия, неговата индикаторна диаграма ще бъде като показаната на фигурата, където по абсцисата е нанесен ходовият обем, а по ординатата — абсолютното налягане на флуида в цилиндъра. Отделните процеси от диаграмата са ясни от самата фигура, а именно: засмукване — AB, съгъстяване — BC, и изтласкване — CD.

Пълната работа на компресора за един оборот на главния вал при теоретичен работен процес се състои от необходимата работа за засмукване, съгъстяване и изтласкване на флуида, като зависи същевременно от