

Таблица 27.1

x	0	1.25	2.5	5.0	7.5	10	15	20	30
364 y_u	0.85	4.05	5.45	7.30	8.60	9.65	11.00	11.85	12.50
364 y_u	0.85	0.00	0.05	0.35	0.55	0.65	1.05	1.30	1.70
384 y_u	4.15	7.25	8.95	11.45	13.40	14.95	17.15	18.55	19.70
384 y_u	4.15	2.25	1.55	1.10	0.80	0.55	0.30	0.15	0.00
387 y_u	3.20	6.25	7.65	9.40	10.85	11.95	13.40	14.40	15.05
387 y_u	3.20	1.50	1.05	0.55	0.25	0.10	0.00	0.00	0.20
408 y_u	1.15	2.95	3.80	5.00	6.00	6.70	7.70	8.40	9.05
408 y_u	1.15	0.25	0.00	0.20	0.40	0.65	1.00	1.20	1.30
417 y_u	0.65	2.50	3.75	5.05	6.25	7.05	8.15	8.85	9.30
417 y_u	0.65	0.05	0.25	0.70	1.10	1.30	2.20	2.35	3.65
428 y_u	1.25	2.75	3.50	4.80	6.05	6.50	7.55	8.20	8.55
428 y_u	1.25	0.30	0.20	0.10	0.00	0.00	0.05	0.15	0.30
436 y_u	2.50	4.70	5.70	7.00	8.10	8.90	10.05	10.25	11.00
436 y_u	2.50	1.00	0.20	0.10	0.05	0.00	0.00	0.00	0.00
443 y_u	0.00	0.60	0.85	1.15	1.45	1.60	1.90	2.15	2.50
480 y_u	2.55	5.10	6.15	7.65	8.85	9.80	11.25	12.10	12.85
480 y_u	2.55	0.80	0.30	0.05	0.00	0.10	0.45	0.70	1.10
490 y_u	2.00	3.60	4.60	5.95	7.00	7.70	8.65	9.20	9.60
490 y_u	2.00	0.85	0.50	0.15	0.00	0.00	0.20	0.40	0.95
587 y_u	0.60	1.65	2.10	2.90	3.60	4.15	5.15	5.85	6.55
587 y_u	0.60	0.10	0.00	0.05	0.15	0.30	0.30	0.70	0.80
593 y_u	3.00	5.50	6.50	7.85	8.90	9.75	10.95	11.50	12.00
593 y_u	3.00	1.80	1.35	0.85	0.55	0.40	0.25	0.15	0.10
622 y_u	2.40	3.75	4.50	5.45	6.15	6.60	7.30	7.70	8.00
622 y_u	2.40	1.45	1.05	0.60	0.35	0.25	0.15	0.05	0.00
623 y_u	3.25	5.45	6.45	7.90	9.05	9.90	10.95	11.55	12.00
623 y_u	3.25	1.95	1.50	0.90	0.35	0.20	0.10	0.05	0.00
624 y_u	4.00	7.15	8.50	10.40	11.75	12.85	14.35	15.30	16.00
624 y_u	4.00	2.25	1.65	0.95	0.60	0.40	0.15	0.05	0.00
682 y_u	2.50	4.55	5.55	7.00	8.05	8.90	10.00	10.65	11.20
682 y_u	2.50	1.05	0.60	0.25	0.10	0.00	0.05	0.20	0.35
NACA y_u	0.00	2.67	3.61	4.91	5.80	6.43	7.19	7.50	7.55
NACA y_u	0.00	1.23	1.71	2.26	2.61	2.92	3.50	3.97	4.46
Munk6 y_u	0.00	1.98	2.81	4.03	4.94	5.71	6.82	7.55	8.22
Munk6 y_u	0.00	-1.76	-2.20	-2.73	-3.03	-3.24	-3.47	-3.62	-3.70

Таблица 27 (продолжение)

x	40	50	60	70	80	90	95	100
364 y_u	12.10	11.10	9.90	7.55	5.35	2.90	1.55	0.10
364 y_u	1.85	1.80	1.55	1.25	0.90	0.45	0.20	0.10
384 y_u	19.15	17.55	14.95	11.80	8.05	4.15	2.15	0.00
384 y_u	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
387 y_u	14.60	13.35	11.35	8.90	6.15	3.25	1.75	0.15
387 y_u	0.40	0.45	0.30	0.45	0.30	0.15	0.05	0.15
408 y_u	8.95	8.40	7.45	6.25	4.95	3.45	2.50	0.75
408 y_u	1.30	1.20	1.05	0.85	0.60	0.30	0.10	0.75
417 y_u	9.15	8.55	7.55	6.25	4.50	2.40	1.20	0.00
417 y_u	3.90	3.65	3.20	2.50	1.70	0.80	0.40	0.00
428 y_u	8.35	7.80	6.80	5.50	4.20	2.15	1.20	0.00
428 y_u	0.40	0.40	0.35	0.25	0.15	0.05	0.00	0.00
436 y_u	10.45	9.55	8.20	6.60	4.60	2.45	1.25	0.00
436 y_u	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
443 y_u	2.50	2.35	2.05	1.60	1.15	0.65	0.30	0.00
480 y_u	12.60	11.60	10.00	7.85	5.45	2.85	1.45	0.00
480 y_u	1.45	1.55	1.50	1.25	0.85	0.40	0.20	0.00
490 y_u	9.05	8.55	7.45	6.05	4.40	2.50	1.45	0.15
490 y_u	0.80	0.80	0.60	0.40	0.15	0.00	0.05	0.15
587 y_u	6.60	6.10	5.40	4.50	3.45	2.35	1.80	1.05
587 y_u	0.80	0.45	0.20	0.00	0.05	0.55	0.85	1.05
593 y_u	11.70	10.85	9.45	7.65	5.30	3.00	1.65	0.00
593 y_u	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
622 y_u	7.80	7.10	6.15	5.00	3.55	1.85	1.15	0.20
622 y_u	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
623 y_u	11.70	10.65	9.15	7.35	5.15	2.80	1.60	0.30
623 y_u	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
624 y_u	15.40	14.05	12.00	9.50	6.60	3.55	2.00	0.50
624 y_u	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
682 y_u	10.90	10.05	8.65	6.90	4.85	2.55	1.35	0.00
682 y_u	0.75	0.80	0.85	0.75	0.60	0.35	0.15	0.00
NACA y_u	7.14	6.41	5.47	4.36	3.08	1.68	0.92	0.00
NACA y_u	4.48	4.17	3.67	3.00	2.16	1.23	0.70	0.00
Munk6 y_u	8.05	7.26	6.03	4.58	3.06	1.55	0.88	0.00
Munk6 y_u	3.90	3.94	3.82	3.48	2.83	1.77	1.08	0.00

Броят на лопатките z се дава от

$$z = \frac{\pi D}{l}$$

Двете страни на горното равенство се умножават с l :

$$(27.22) \quad z l = \frac{\pi D}{l} \cdot l = \pi D$$

Знаменателят l се отчита от уравнение (27.14), след като са направени точните изчисления, т. е. ъгълът β_{∞} е заместен с $\beta_{\infty} + \delta$ в уравнение 27.10 за стойността на l_n .

Следователно за дължината на лопатките от уравнение 27.10 и 27.14 се намира следният израз:

$$(27.23) \quad l = \frac{1}{z} \cdot \frac{\pi D}{l}$$

27. Максималната дебелина $Y_{\max}$ се определя от l и отношението $\frac{Y_{\max}}{l}$, а именно

$$(27.24) \quad Y_{\max} = l \cdot \frac{Y_{\max}}{l}$$

28. Проверка се координират на стеснението по уравнение 25.14 и се търси процентната грешка спрямо възприетата стойност в точка 4 за изчисление на меридианната скорост. В случай че грешката е по-голяма от 10 %, изчисленията трябва да се преработят.

29. Изчисляват се отделните k , n , d по уравненията 24.24 до 24.28, като се има пред вид, че $H_d = H + \Delta H$. Стойността на ΔH се изчислява по методите за забойте, като се пренебрегва тренето в главната на работното колело.

30. Изчисляват се мощността по уравнение (14.17) на отделните елементарни работни колела, мощността на машината, както и тази на електроприводите:

$$(27.25) \quad P = \sum \frac{p \cdot S \cdot \Delta Q \cdot H}{1000 \cdot \eta}$$

където ΔQ е дебит на едно елементарно работно колело, като за двете крайни токови линии тук се изчисля с $\Delta Q/2$.

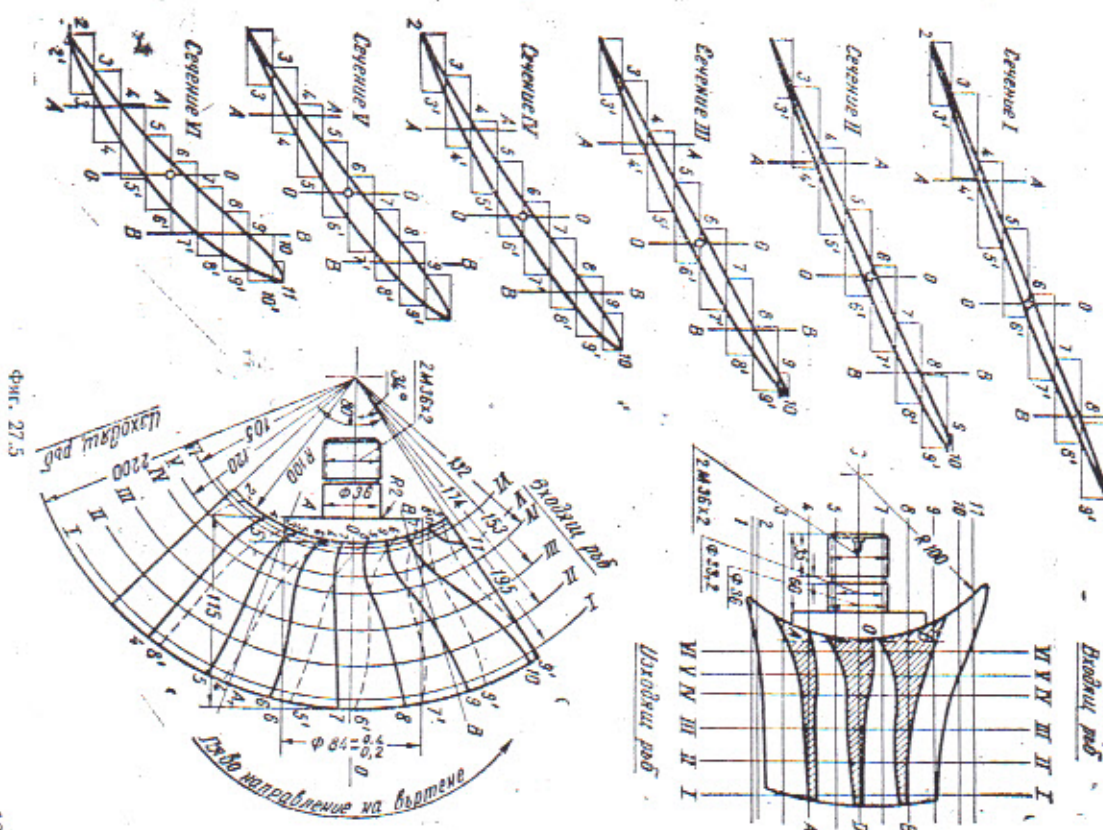
$$(27.26) \quad P_{\text{дв}} = (1,1 \div 1,2) P$$

31. Посредством $Y_{\max}$ и таблицата се начертават профилите на отделните токови линии, като се поставят един над друг с оглед центриране на напика да се намират върху една линия, които ще послужат и като съобщена ос на въртене на лопатката.

С помощта на хоризонталните равнини 1, 2, 3 и т. н. се правят сечения през лопатката и се строят техните хоризонтални проекции по чист начертателен път, които ще послужат при изготвяне на модела за отлива, както е показано на фиг. 27.5.

При оформяне хоризонталната проекция от фиг. 27.5 препоръчително е двата ръба — входният и изходният, да бъдат по възможност по радиуса. Това се постига, когато нарастванията на ъгъла ($\beta_{\infty} + \delta$) и дължината на профила l се изменят линейно с нарастването на радиуса.

32. Оразмерява се дифузният по дадените указания, като добре се съблюдава ъгълът α_{∞} за отделните токови линии, както и меридианното изтичане на течността при входния ръб.



Фиг. 27.5

33. Освен разглежданите тук хидродинамични изчисления правят се още всички необходими якостни изчисления, осово натоварване, критични обороти и пр.

Изложенят тук методичен план на изчисления може едновременно да бъде приложен за помпа и за протектен вентилатор при условие, че се вземат под внимание зависимостта, дадена с уравнение

$$(27.27) \quad H_{\text{нагук}} = H_{\text{осов}} \cdot \frac{F_{\text{нагук}}}{F_{\text{осов}}} \quad 1000,$$

и коефициентите

$$\bar{Q} = 0,14 \div 0,24, \quad H = 0,15 \div 0,20,$$

като меридианната скорост за вентилатор бива от порядъка на 20 m/s. Фигурите 27.1, 27.2, 27.3, 27.4 и таблица 27.1 съдържат всички необходими относно профилите [2].

28. ОСОВО НАТОВАРВАНЕ, УРАВНОВЕСЯВАНЕТО МУ И ВАЛОВЕ

а. Изчисления

Под понятието осово натоварване се разбира резултатната от всички сили, които се стремят да изместят ротора на машината по направление на неговата ос. Посоката на изместването бива обикновено към смукателната тръба. Това натоварване показва от три фактора:

1. Собственото тегло G на ротора, когато машината е с вертикален вал.

2. Действието на флуида върху работното колело.

3. Аксиалната компонента от

коничната зъбна предавка, ако машината е снабдена с такава. Тази конструкция е характерна при малките мощности и при стари конструкции.

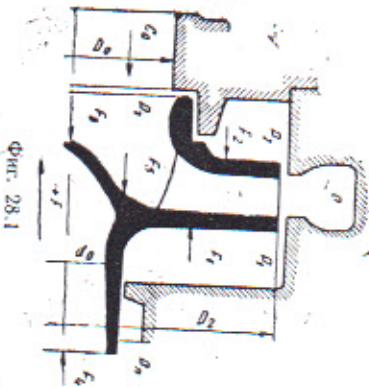
Изчисляването на натоварването по точка първа се свежда към определението теглото G на всички части от ротора на машината, включително и ротора на директно съединената силова машина.

Осовата компонента R от коничното зъбно колело се определя съобразно теорията за зъбните предавки.

На фиг. 28.1 е дадено работното колело от центробежна помпа, но получените изводи важат както за вентилатор, така и за турбокомпресор.

Означава се със:

P — налягане в спираловидното тяло;



Фиг. 28.1

P_a — външно атмосферно налягане;
 P_1, P_2, P_3 — налягания в съответните камери, показани на фигурата;

F — осов натиск от действието на течността;

F_1, F_2, F_3, F_4 — осови натиски, определени от действието на налягането върху съответните площи;

F_5 — осов натиск от действието на налягане в кривини канал пред входния ръб на работното колело.

Пренебрегват се действието на центробежните сили и създаването от тях нарастване на налягането по двете страни на работното колело. За отделните сили се написва:

$$(28.1) \quad \begin{cases} F_1 = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_2^2) \cdot P_1; & F_2 = -\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_0^2) \cdot P_2; \\ F_3 = -\frac{\pi}{4} D_0^2 \cdot P_3; & F_4 = \frac{\pi}{4} d_2^2 \cdot P_a; \end{cases}$$

$$F_5 = \frac{\pi}{8} \int (c_z - c_0) dQ = -\frac{\pi}{8} Q \cdot c_0$$

Индексът 2 означава проекция на скоростта върху оста на въртене. За общото действие F на флуида върху работното колело се намира

$$(28.2) \quad \Sigma F_i = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5$$

Пред вид на изложеното общото осово натоварване F се изразява така:

$$(28.3) \quad F = \bar{G} + R + \Sigma F_i$$

Уравновесяването на общото натоварване F или осовата сила се постига, като се действат поотделно за уравновесяване на отделните нейни съставки.

Теглото G . При хоризонтален вал теглото се понася от лагерите. При вертикален вал е необходимо монтирането на опорен (аксиален) лагер, който да поддържа ротора в установено положение.

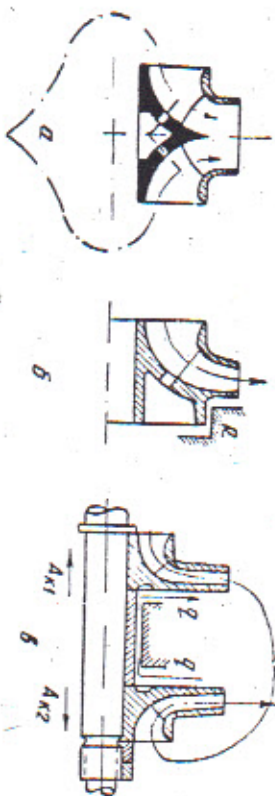
Комплектната R от зъбната предавка. С усъвършенстване на бързоходните машини зъбната предавка става изпична и затова се среца само при стари конструкции. Уравновесяването се постига само чрез съответен аксиален лагер. При вертикален вал зъбната предавка трябва да се монтира така, че посоката на R да бъде обратна на G , което се постига известно облекчаване на аксиалния лагер.

б. Уравновесяване

Самите F_i от действието на флуида се уравновесяват по механичен начин чрез осови лагери и по хидравличен начин, наречен още автоуравновесяване. Хидравличният начин е проделан до известна степен от самата конструкция на работната машина и бива няколко вида.

1. По закона на симетрията, който действа както при паралелно монтиране на работни колела, така и при серийно монтиране. На схема

а от фиг. 28.2 е показано работно колело с двоино вгичане, т. е. за двата половина течността излиза отляво, както показват стрелките, и основният натиск е надясно, докато за десната страна течността излиза отляво и основният натиск действа отляво надясно. Тези два натиска са рав-



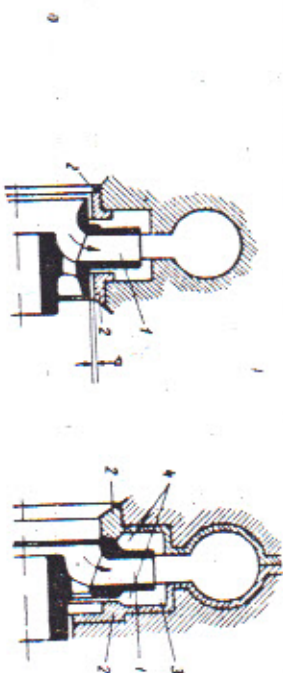
Фиг. 28.2

ни по абсолютната стойност, тъй като работните доплатки на двете половини са напълно еднакви с тези на десната и представляват техен огледален образ. Следователно отдадената енергия на флуида от двете и десната половина на работното колело е еднаква и може да се предположи, че и основните натиски са равни. Такава равенство на основите сили може да съществуват само при условие, че налягането в двете гърловини е равно на налягането в десната. Тези две налягания не могат да бъдат идеално равни, тъй като манометричните запуби в левия и десния канал, които водят от смукателния фланец на помпата до съответните гърловини, не са еднакви. За изравняване на съответните налягания се правят равномерно-весителни отвори, които свързват двете гърловини с десната.

Скица в от същата фигура показва изравняване на осовото натоварване A_k за лявото работно колело с осово натоварване A_k от десното работно колело при серийно действие на двете работни колела. Този начин може да се приложи само при условие, че работните колела от дават на флуида еднакви количествени енергии. За целта е необходимо двете работни колела да имат еднакви диаметри, еднакви широчини при изходния диаметър и еднакви доплатки по брой и форма.

2. **Посредством уравновесятелни отвори и уплътнителен пръстен** (показан на скица б от фиг. 28.2). Уплътнителният пръстен A служи да отпрати притока на течност от периферията към центъра, откъдето течността ще преминава през отворите към входящия P_1 и по този начин налягането и ще бъде близко до налягането на засмукването. Препоръчително е броят на отворите да бъде равен на броя на доплатките. При това главната трябва да се провери на якост, за да не стане счупване и да се отдели от останалата част на работното колело. Въвру изходите от двете страни на колелото, разположени извън окръжността с диаметър на пръстена A , действа едно и също налягане върху двете страни на работното колело, от което следва, че осовото натоварване ще бъде сведено до минимум. Устройството на тези уравновесятелни отвори и уплътнителния пръстен е по-нагледно изобразено на фиг. 28.3.

където противоположните пръстени 2 са хванати към тялото на машината, а хлабината Δ между тях и работното колело е от порядъка на 1,0 mm върху диаметъра. При вътрешен диаметър, по-голям от 150 mm, стойността на Δ , измерена върху диаметъра, се дава от израза



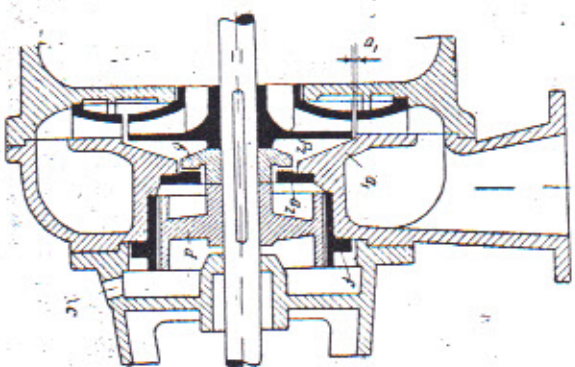
Фиг. 28.3

(28.4)

$$\Delta = 0,25 + (D - 150) / 1001,$$

където D е в милиметри.

3. **Посредством уравновесятелно бутало**, изобразено с позиция д на фиг. 28.4. Буталото, част в и работното колело са закрепени върху част на буталото (изобразена в черни) са неподвижно захранати към статора на машината. Хлабината между буталото и противоположната му страна е от порядъка на хлабината Δ при уплътнителните пръстени, определена с уравнение 28.4. Хлабината в осово направление между част в и средно направлението между част a_2 е суположната и неподвижна част a_2 е също от порядъка на хлабината Δ . Течността от изхода на работното колело минава през хлабината a_1 и през хлабината между в и a_2 , като действа върху буталото и го изпелква надясно, с което се уравновесява осовото натоварване. Стойността на силата с посоча отляво надясно се регулира от хлабината между в и a_2 . Преминалата течност отляво на буталото се отвежда към смукателния резервоар посредством отвора с.

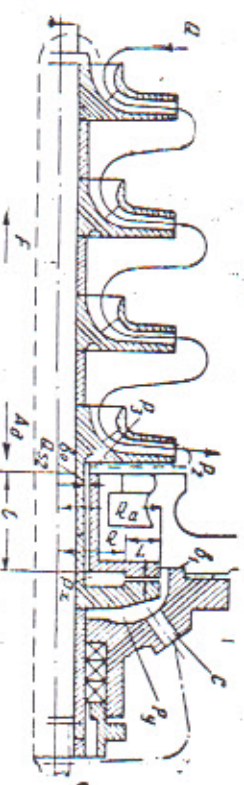


Фиг. 28.4

Уравновесяването с бутало е отживяла конструкция за центробежните помпи и е напълно заместено от уравновесятелни дисци. Буталото намиращо се в съвременните конструкции на турбокомпресорите. Хлабината между буталото и средноположната му част f пред-

ставава лабиринт. Буталото и дискът намират приложение наклонително при многостъпалните работни машини, при които уравновесяването не е извършено по закона на симетрията.

4. *Последователно уравновесяващ диск* (показан на фиг. 28.5). Течността с налягане p_2 от последното работно колело преминава през малка



Фиг. 28.5

та хлабина (от порядъка на Δ по уравнение 28.4) между статора и ротора и достига отляно на диска с налягане p_2 . Произвеждането от двете страни на диска с налягането p_2 дава силата, която уравновесява осовото налягане F . Тук A_2 представлява осовият натиск за едно работно колело: $\Sigma A_2 = F$. Ако работните колела са y на брой, свързани в серия, тогава $\Sigma A_2 = y \cdot A_2$. Течността с налягане p_2 минава през хлабината b_1 (от порядъка на няколко стотини от пш) между уравновесяващия диск и срещуположната му страна и излиза отлясно на диска с налягане p_1 , което трябва да бъде $\approx$ равно на налягането при входа на първото работно колело. Съответният отвор c в тялото служи да отведе течността към смакателната страна. Както при уравновесяващото бутало, така и тук съединителната тръба, която служи да отведе течността към смакателния резервоар или смакателната тръбова линия на помпата, трябва да бъде с минимални манометрични загуби. Това налага свързването да става направо със смакателния резервоар, а не със смакателната тръба, тъй като съществуват опасност вследствие на създадени вакуум помпата да засмуче въздух през уплътнителната кутия към страната на уравновесяващия диск.

За правилното действие на диска и за минималното му износване изпрецираният радиус, определен от $R_0 - L$, трябва всякога да бъде по-голям от радиуса на уплътнителните пръстени. Пред вид на непрекъснатото изменение на налягането p_2 силата A_2 също се мени и роторът се намира в непрекъснати осови колебания с голяма честота и малка амплитуда (от порядъка на няколко стотини от милиметра). Това осово изместване на ротора води до необходимостта от употребата на излъгачи лагерни или търкалящи роликови, но в никакъв случай сащемени лагери, когато уравновесяването става посредством диск и бутало.

Уравновесяването по начините, дадени в точка а и б, не може да се смята за напълно свършено, затова всякога трябва да се предвиди

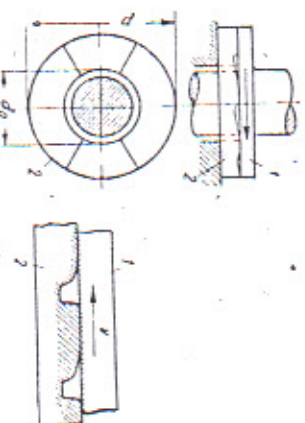
осов лагер, макар и много малък. В някои случаи е достатъчно едно незначително уширение на вала в двете страни на лагерната чертилка, които е задяга с бля метал.

в. Лагер Митчел

Механичните машини на уравновесяване се състоят в монтиране на осов лагер, който да понесе цялото осово натоварване.

За разлика от радиалните лагери, които поемат усилия по направление на радиуса, осовите лагери поемат усилия по оста на въртенето и се състоят от въртущ се диск, който е застопорен към вала, и невъртеща се част, която ляга към статора на машината. Тези част се състоят от единична част или от няколко сегмента. Различават се следните видове осови лагери.

1. *Единични лагери*. Петата 1 се върти с вала от фиг. 28.6, а среден сегмент пръстен 2, съставен от една част и снабден със съответни канали за по-ефективно смазване, е неподвижен. Условието за задължителна работа се свежда до равномерно разпределение на товара по цялата повърхност на петата. При този тип лагери това условие не е изпълнено и различията в специфичните налягания са толкова по-големи, колкото отношението d/d_0 е по-голямо. Тези лагери намират приложение само при сравнително малки осови сили.



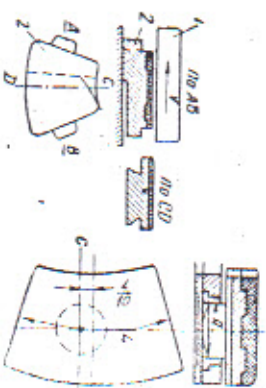
Фиг. 28.6

2. *Сегментни лагери*. Сегментните аксиални лагери са снабдени с подвижни сегменти или еластични сегменти. Тяхното действие почива на принципа за образуване на маслен клин между две повърхности, при които съществува относително движение. Лагерите от този тип носят името на техния изобретател Митчел — австралийски инженер.

При различните товари както подвижните, така и еластичните сегменти се самонагиздат автоматично към благоприятните условия на триене, като с накланане на сегмента 2 (фиг. 28.7), цялата опора е експлоатационно разположена спрямо центъра на триещата повърхност, се образува маслен клин между него и петата 1. Натягането на сегмента се извършва чрез натягането му около оста CD . Опората бива клиноразна (отляво) или кръгла повърхност (отляво). Нейният център трябва да бъде на разстояние $(0,4 \text{ до } 0,45) L$, считано от задния край на сегмента. Ако валът се върти в две посоки, опората бива централна и въртешът за маслен клин става проблематичен. В този случай лагерът се организира с два пътни по-малко специфично налягане.

Аксиалните лагери с подвижни сегменти от фиг. 28.7 имат сложна и скъпа обработка по отношение на условията за еднакво налягане на всички сегменти, както и за еднаква височина. Това е принудило някои конструктори да преминат към аксиални лагери с еластични

сегменти (фиг. 28.8), където петата 1 се движи в посока на стрелката 3, а основата 2 носи сегментите 6 посредством колоните 7. Позиции 2, 6 и 7 представяват едно цяло. Основният натиск действува ексцентрично на колонката, създава момент, който я отклонява в рамките на нейната ела-



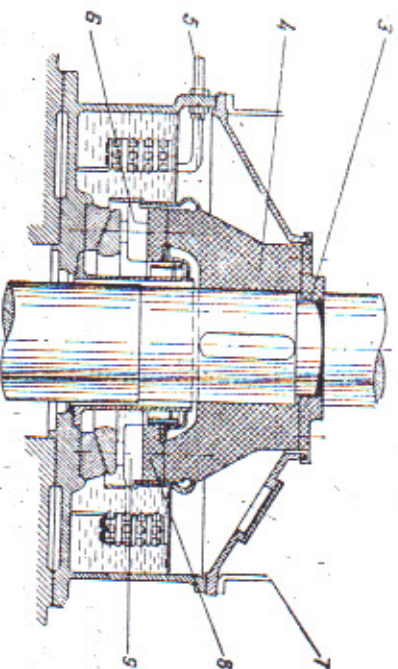
фиг. 28.7



фиг. 28.8

тичност, и маслото по стрелката 3 се стреми да създаде маслевия кълн. При силно натоварение лагерите отработеното масло се отвежда посредством канала 4.

В най-обикновенни случаи петата и сегментите плуват в маслен резервоар, охлаждаем посредством циркуляционна вода. На фиг. 28.9 е изобразен аксиален лагер, снабден със сферичен самонагваждащ се пръстен, където двойноприкованите части 3, 4 и 8 се въртят, като пръстена 3 е двуделен. Сегментите 6 и 9 с повърхност на плъзгане и упора за петата 4 (фиг. 28.9) имат обща самонагваждаща се основа, както е показ-



фиг. 28.9

но на фиг. 28.8 в разгънато положение. Триещият пръстен 8 се прави от закалена стомана, а сегментите 6 и 9 — от обикновена стомана, покритата с бял метал по повърхнината на триенето.

Експерименталните изследвания с лагери от този тип показват, че те могат да бъдат натоварвани до $250 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ в централната част на сегмента, без обаче тези стойности да представляват специфични налягания допустими за практиката. Възприемат се налягания в N/m^2 без оглед на каналите между отделните сегменти, както следва:

10^5 (22 до 26) при твърда стомана върху бял метал за вертикални машини с товар до 600 тона;

10^5 (20 до 25) при закалена стомана по бял метал, мажне с деки масло и средни скорости на плъзгане;

10^5 (35 до 50) също, но при големи скорости на плъзгане, по-високи от 1 m/s .

Лагерите Митчел намират приложение при всички видове машини независимо от разположението на вала — хоризонтален или вертикален. Лагерите, които носят или само подат вала (при вертикалните машини), по нищо не се отличават от съответните лагери за всички останали машини. Несъмнено основният натиск товари вала на отляв, но съответно поделените напрежения са незначителни.

Г. Валове

Валът предава създадения от работното колело съпротивителен момент върху силовата машина. Той е натоварен на усукване и огъване. При вертикалните валове трябва да се прибави още напрежението на отляв, предизвикано от озовото натоварване. При хоризонталните валове се явява отвяване от теглото на монтираните върху вала части, както и от собственото тегло. При старите конструкции, снабдени със зъбни предавки, трябва да се вземат под внимание и силите в предавките, които усукват и съедновременно огъват вала.

Проверката на усукване трябва да се направи с максималния въртящ момент. Силите, които действуват на огъване, пораждат въртеливи напрежения във вала. По израз за комбинираните напрежения се намират максималните напрежения във вала, които трябва да бъдат по-малки от допустимите за съответния материал.

В практиката работата значително се опростява при бързи и ориентировъчни изчисления, като най-малкият диаметър на вала се определя с израза

$$(28.5) \quad d = 14 \sqrt[3]{P/n},$$

който отговаря на допустимото напрежение на усукване $210 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$. Тъй като валовете се правят от доброкачествен материал, при които допустимото напрежение далеч надхвърля горната граница, а именно $(700 \text{ до } 800) \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$, ясно е, че породените от усукване и огъване напрежения ще бъдат понесени от вала.

Уравнение 28.5 намира приложение, когато $P > n$, където P е в kW, n — в об/мин, d — в см.

Когато $P < n$, валът се проверява по израза

$$(28.6) \quad d = 13 \sqrt[4]{P/n},$$

който отговаря на едно усукване от четвърт граус за един метър дължина от вала.

Светските конструктори работят с допустимо напрежение на усукване $\tau = 370 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$, в резултат на което валът се получава със значително много по-малък диаметър. Това неминуемо налага да се направи проверка на напреженията на отъждане ϵ_d , като същевременно се определи и еквивалентното напрежение σ по израза

$$(28.7) \quad \sigma = \sqrt{\sigma_d^2 + 4\tau^2},$$

което трябва да бъде по-малко от допустимото за възприетата стомана.

Получената стойност за минималния диаметър на вала между работното колело и задвижваната работна машина не включва дебелината, необходима за кинове и шпонки; съответното минималният диаметър е съответно по-голям от изчислени. Най-малък е диаметърът на вала в лагер, противоположен на съединителя. Тук той се определя само на срезващата сила и обикновено се приема 0,6 до 0,7 от диаметра на вала в лагера при съединителя.

При големи обороти и тежки работно колело е необходимо да се направи проверка на критичните обороти, които трябва да бъдат около 1,3 пъти по-големи от нормалните обороти или 0,8 пъти по-малки. Препоръчително е всякога да се определят критичните обороти и съответната ъглова скорост ω_c по метода на Стодола или по аналитичния метод на Дънкърлей, чиито експериментален израз дава доволителна за практиката точност от 1 до 4% и има вида

$$(28.8) \quad \frac{1}{\omega_c^2} = \frac{1}{\omega_{c1}^2} + \frac{1}{\omega_{c2}^2} + \dots + \frac{1}{\omega_{cn}^2},$$

където

ω_{c1} е критичната ъглова скорост на вала под действието на собственото му тегло;

ω_{ci} — критичната ъглова скорост на вала под действието на i -то работно колело без теглото на вала;

ω_{ca} — под действието на съединителя без теглото на вала.

Отделните критични ъгови скорости се изчисляват по израза

$$(28.9) \quad \omega_c = \sqrt{g/f}; \quad n_c = 30 \cdot \omega_c / \pi;$$

f — земно ускорение в m/s^2 ;

J — максимално провисване на еластичната линия под действието на единствено тегло или само собственото тегло на вала в m ;

n_c — критични обороти в минута.

Препоръчително е нормалните обороти на хидравличната машина да остават винаги под критичните, тъй като улътрителните пръстени и лабиринтите се изнасят много бързо, когато при всяко пускане и спиране машината мината през критичните си обороти, в резултат на което обемният к. п. д. значително намалява.

Всяко работно колело, включително и съединителят, трябва да се балансира статически, а целият ротор — динамически, ако съществува

такава възможност. Динамически неуравновесената машина може да претоварва лагери, които неспрехъснато ще загряват, а може дори да се предават нежелани трептения не само на машината, а дори и на самия фундамент.

Пример. Разглежда се машина с мощност 2000 kW, обороти 1000 в минута на вал лагера, на която да се определи минималният диаметър на вала между работното колело и съединителя, както и диаметрите в лагери.

$$P = 2000 \quad n = 1000 \quad z = 2; \quad \text{съответното уравнение 28.5 дава}$$

$$d = 14 \sqrt[3]{2} - 14,26 - 17,5 \text{ cm.}$$

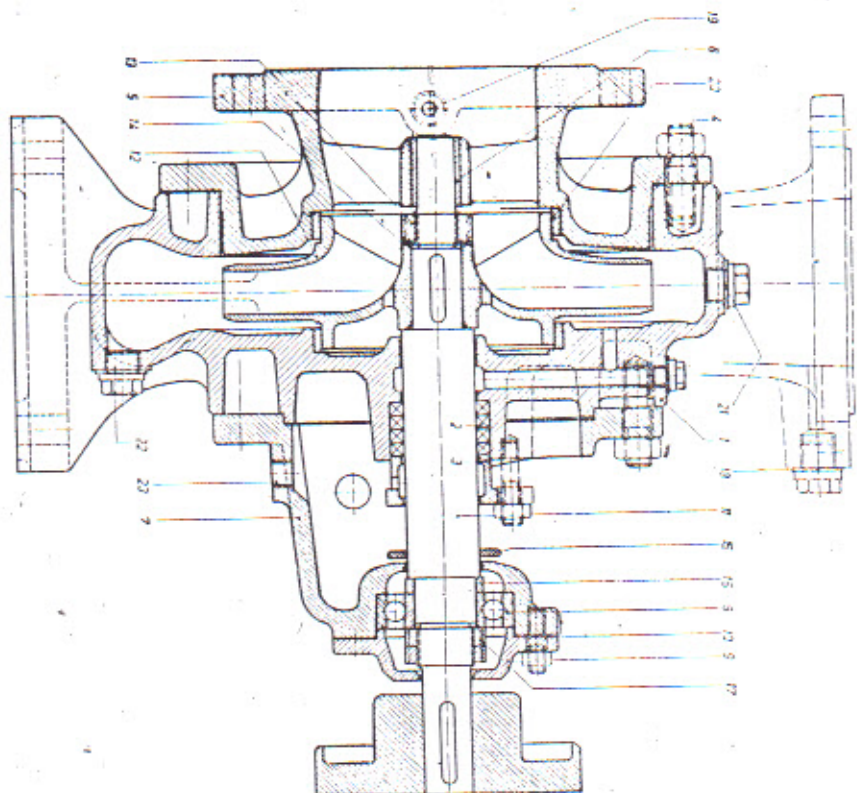
Пред вид на близкостта на шпоны диаметърът в главната на работното колело се приема 180 mm, в главната на съединителя и в лагера до съединителя 175 mm, а в противоположен лагер (0,6 до 0,7). $175 \approx 125 \text{ mm}$.

29. КОНСТРУКТИВНИ ФОРМИ НА ТУРБОПОМПИ

Конструктивните форми на турбопомпите се определят от характерното число за специфичните обороти, дадено на фиг. 15.1, в която е показан и меридианният профил на съответните работни колеса. Тук първите три профила се отнасят към големата категория и е трудно еж и и вите помпи, които от гледна точка на манометричната височина (от която зависи както броят на работните колеса, така и необходимостта от монтиране на дифузор) се разделят на помпи без дифузор (ниско налягане до около 20 $\text{m H}_2\text{O}$), помпи с дифузор (средно налягане до около 50 $\text{m H}_2\text{O}$) и многостъпални помпи (високо налягане над 50 $\text{m H}_2\text{O}$), при които няколко работни колеса са свързани в серия и монтирани върху един вал.

Първите три конструктивни форми се отнасят за едностранно и двустранно втягане на течността в работното колело. Когато манометричната височина се запази в горните граници, а дебитът се увеличи на пример двойно, получават се съответните конструктивни форми: помпа без дифузор с двойно втягане, помпа с дифузор и двойно втягане, многостъпална помпа с двустранно втягане. В случай на многократно увеличаване на дебита се получава помпа с няколко работни колеса върху един вал, които работят в паралел. Пред вид на сложната конструкция този вид помпи се строят само за ниско налягане и носят името помпи с многократно втягане. Сложността в конструкцията на помпите с многократно втягане налага да се премине към конструктивните форми с четвъртото и петото работни колеса от фиг. 15.1. Четвъртото колело определя *диагонална помпа*, която се строи обикновено само със спираловидно тяло *напа помпа*, която се строи обикновено само със спираловидно тяло *без дифузор*. При по-високите налягания тя се снабдява с *дифузор*, който е характерен по-скоро при диагоналната многостъпална помпа. Петото работно колело определя *пропелерната помпа*, която се строи *без дифузор* при много ниски налягания (до 5 $\text{m H}_2\text{O}$) и с *дифузор* при налягания по-високи от 5 $\text{m H}_2\text{O}$. Пропелерните помпи се строят при много големи дебита и значително ниски манометрични височини около 5 до 10 $\text{m H}_2\text{O}$. Тук трябва да се отбележи, че границите в манометрич-

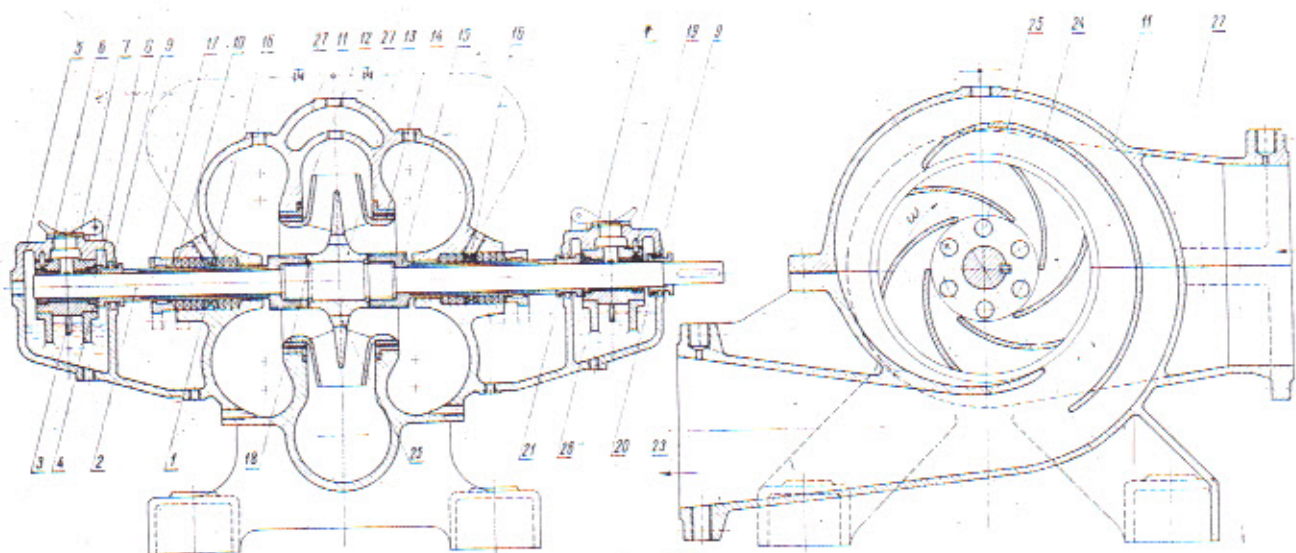
ната височина са надлъжно относителни и зависят от дебита. При много големите дебёти няколко m^3/s може да се достигне надлъжне, много по-високо от споменатото, стъга специфичните обороти да остават в границите, посочени на фиг. 15.1.



Фиг. 29.1

За случаите, когато сравнително големият дебит трябва да бъде повдигнат на значителна височина (15 до 20 т H_2O), служат помпите с последователно свързване на няколко работни кола от вида на чет-въртото и петото от фиг. 15.1; с това се получава *диагонална многостепенна помпа* и *пронелерна многостепенна помпа*. Това се нарича *свързване в серия*.

Тук ще се разгледаат последователно отделните конструкции турбо-помпи.

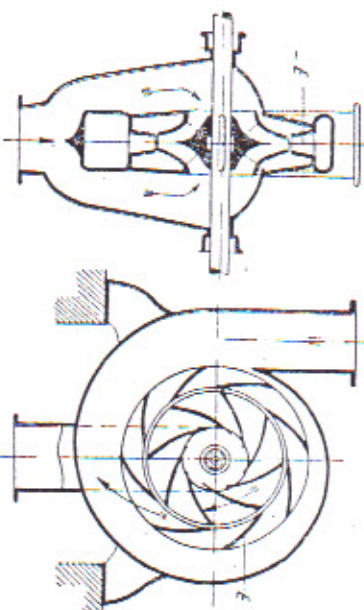


Фиг. 29.2

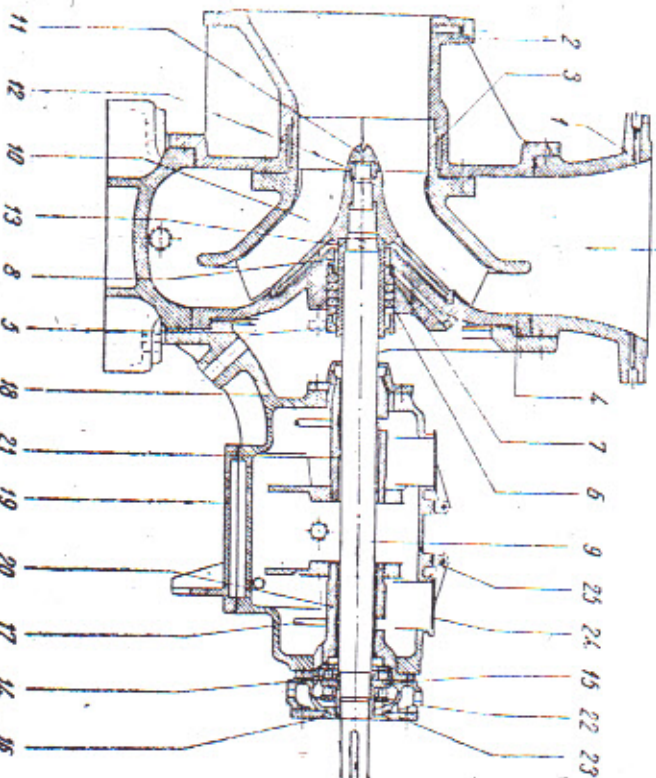
а. *Центробежна ед-носипищна помпа без дифузор* е показана на фиг. 29.1, където е означено: 1 — спираловидно тяло; 2 — дюза наобит-ка; 3 — спираловидна втулка; 4 — спираловидна втулка; 5 — спираловидна втулка; 6 — спираловидна втулка; 7 — тяло на дже-тера; 8 — сачмен лагер; 9 — похлупачка на лаге-ра; 10 — кинжол или лагера; 11 — вал; 12 — работно колело; 13 — гайка на работното колело; 14 — шайба за застопоряване; 15 — предохранителен пръстен; 16 — центро-вичен пръстен; 17 — гайка за лагера; 18 — връзка за манометра; 19 — връзка за вакуумметра; 20 — метален уплътнителен пръстен; 21 — отвор за продухване на въздух; 22 — отвор за изтакане на течността; 23 — отвор за отвеждане на пропу-ските от сачника към канализацията.

б. *Центробежна двойноопищна помпа без дифузор* е изобразена на фигура 29.2. Тяло-то се разделя по хоризонтална равнина на долна част 1 и горна част 11, които образуват ед-новременно смукателна-та страна 22 и нагнетателната 23 на помпата. Върху вала 2 е налягана работното колело 13, което се стъга от гайките 15, а за уплътнение меж-ду ротор и статор слу-жат сменемите уплът-нителни пръстени 14

върху колелото и $1/2$ върху тялото. Ватът се носи от пълзящи двуделни лагери 4 и 6, гарпирани с бия метал и мазани с месингови пръстени 3. Тъй като работното колело притежава уравновесителни отвори 25, евантуалните осни сили ще се поемат от страните на белия метал по-



Фиг. 29.3



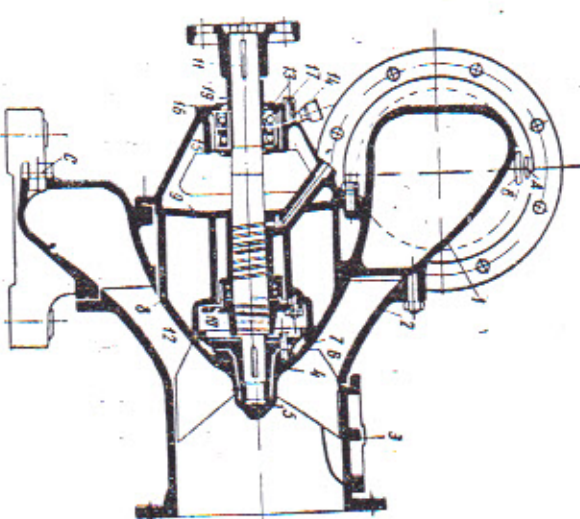
Фиг. 29.4

средством втулките 8 и 21. За отстраняване на евентуално проникване на атмосферен въздух по дължината на вада в смукателната страна на помпата служат каучуковите пръстени 18. Уплътнителната кутия от дясно вляво и основата 10 е подсикурена с хидравлично уплътнение 16 и притисната от втулката 17.

Тялото на лагерите 5 е двуделно и притежава басейн за масло, което се предава от изхвърляне чрез втулката 20, кечето 9 и похлупка 7. Палецът 19 предава от превъртане двуделната лагер на черупка.

Тази конструктивна форма намира голямо приложение при големи дебити и ниски налягания. Спиралата 11 притежава вътрешна полуспирала 24 за по-равномерно разпределение на налягането и съответно натоварване на лагерите.

а. Центробежна двойно-напичаща помпа с дифузор е изобразена схематически на фиг. 29.3. Дифузурът Е се намира между работното колело и спираловидното тяло, което също би могло да бъде двуделно.



Фиг. 29.5

2. Едностапна вихрова помпа без дифузор е показана на фиг. 29.4, при която работното колело е отворено, т. е. лопатките са хванати към главината, външно не са свързани с въртящия венец, а се покриват от неподвижния пръстен 3, който е монтиран към смукателния похлупак 2. Тук спираловидното тяло 1 е много по-широко от широчината на работното колело 10 в изходното му сечение, затова се нарича спираловидна камера. Означено е още със: 4 — похлупак към съединителната камера; 6 — лопатка; 7 — втулка за хидравлично уплътнение; 8 — цилиндрична уплътнителна втулка; 9 — ват; 11 — гайка за работното колело; 12 — шайба за законтрване; 13 — салников предпазителя втулка; 14 — центровъчна втулка; 15 — сачмен лагер за осовото натоварване; 16 — гайка за лагера; 17 — мазлен пръстен; 18 — тяло на лагера; 19 — затворен похлупак; 20 — лагерна втулка с бият метал към съединителя; 21 — лагерна втулка към помпата; 22 — тяло на сачмените носещи лагери; 23 — похлупачка на лагера; 24 — похлупачка на маслото, които са хванати посредством шарнира към тялото на лагера.

д. Диагностична помпа с конусовиден дифузор без лопатки е из-

Technical drawing of a mechanical part, likely a propeller or turbine component, showing a cross-section with various labeled parts and dimensions. The drawing includes a central hub with a shaft, and several curved blades or vanes. Dimensions are indicated by numbers and lines, and there are arrows pointing to specific features.

но монтирани към главината и пакът върхнен виец. Работното колело се притяга към вата 11 чрез гънката 5; 6-разглобема главина; 7-удържителен пръстен; 8-тяло на латера; 9, 10-втулки, снабдени със съответни канали за притискане на геста и мазане на лагера; 11-втулка, 12, 13-радиални латери; 14-осов (аксиален) латер; 15-втулка за лагера; 16-похлуяк на лагера; 17-дистанционна втулка; 18-седлини втулки; 19-укрепителна втулка. При нагнетателния филнец в точка А се поставя манометърът, а в най-високата точка от върхността на помпата, именно точка В, се предвижда отвор за напълване на помпата с течност преди пускането ѝ в действие.

е. Артезианската помпа от фиг. 29.6 е погледен дифузор представява серийно свързване на две и повече диагонали помпи. Напорният дифузор носи същевременно водещите лостери на вала, който се състои от отделни звена, свързани помежду си чрез твърди съединители, които обща дължина може да достигне няколко десетки метра. Това дава възможност помпата да се монтира в дълбоки кладенци, а двигателят ѝ да остане на повърхността.

ж. Промемерта помна с дифузор, чинто лопатки 3 образуват ребрата за носене от тялото 1 на вътрешния патер, с дадена на фиг. 29.7.

The drawing consists of two parts. The upper part is a longitudinal section of a centrifugal pump housing. It shows a central vertical shaft with an impeller mounted on it. The impeller has several curved blades. The housing is bolted around its circumference. The lower part is a detail view of the impeller, showing its curved blades and the central hub where it connects to the shaft.

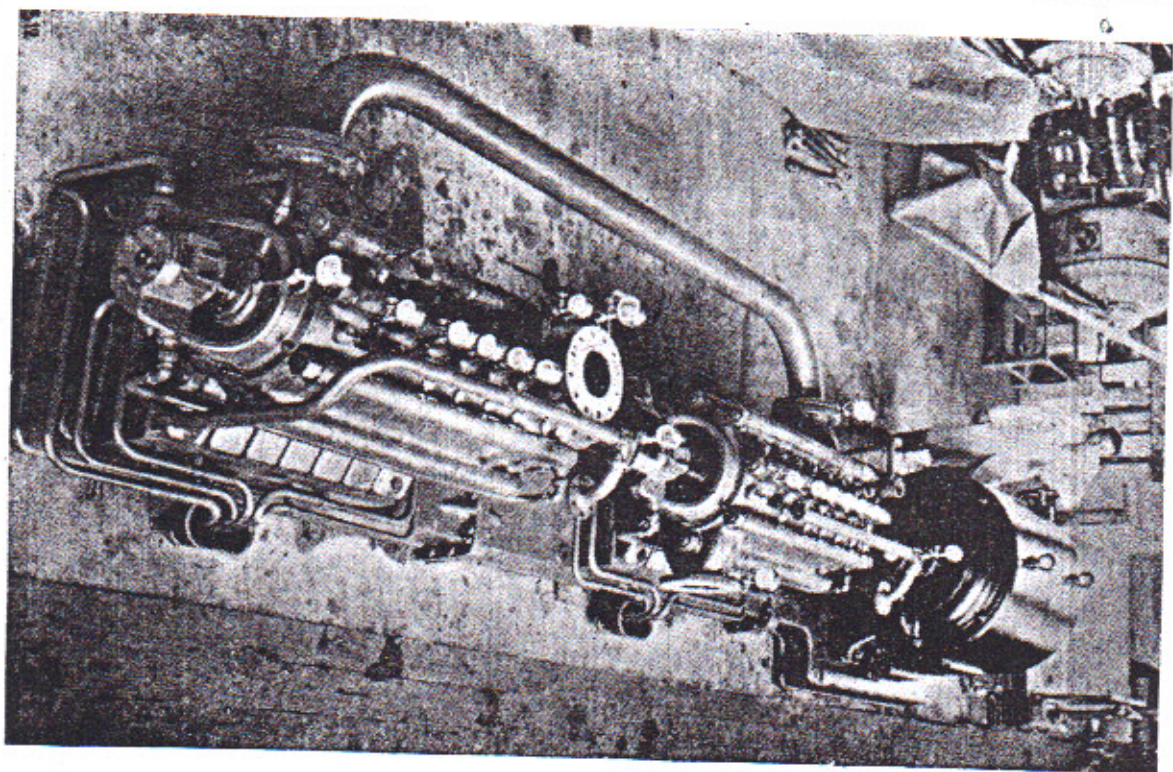
време на ход. Тъй като изменението на манометричната височина и на дебита при помпите става в дълъг интервал от време, съществувва възможност за спиране на помпата, ръчно завъртане на лопатките и повторно пускане в действие, а не както при помпите турбинно завъртането на лопатките да се извърши само в 5 до 10 секунди от съответно мониториране на помпата.

време на ход. Тъй като изменението на манометричната височина и на дебита при помпите става в дълъг интервал от време, съществувва възможност за спиране на помпата, ръчно завъртане на лопатките и повторно пускане в действие, а не както при помпите турбинно завъртането на лопатките да се извърши само в 5 до 10 секунди от съответно мониториране на помпата.

3. *Центробежна многостепенна помпа* е показвана на фиг. 233. Левият долен отвор е свързан със смукателната тръба и образува нагнетателното тяло, а десният горен — с нагнетателната и образува нагнетателното тяло, което трябва да се оразмерява на нагнетането на нагнетането. Между двете дъна са монтирани междинните тела, чиито брой е равен на броя на работните колета минус единица; в случай на филтратата има четири работни колета с три междинни тела. Дълната и междинните тела се свързват в един блок посредством 8 болта или 4 при малките помпи. За отстраняване на потока на атмосферен въздух към вътрешността — на помпата служи водното уплътнение пред двете уплътнителна кутии, подхранвано с вода под налягане, което между първото и второто работно колено, както показва пътяната осова линия. Тук всякога трябва да се монтира регулировъчно кранче за съответно намаляване или увеличаване притока на течност към уплътнението.

Лагерите са пълзятици и осовият напик е уравниловен по време на уравниловен диск. Препоръчително е при малките помпи да се поставят крака само на междинните тела, за да се получи свобода при ориентиранието на смукателния и напелателния отпор: надолу, нагоре, встрани, под 45° и т. н.

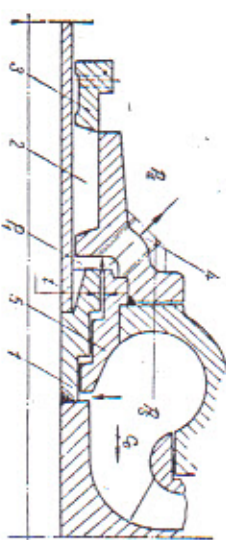
Полните от този вид трябва да се изпробват на водно изпитание, за да се установи дали са достатъчно здрави и правилно на 1,5 от работното. Това става след обработката и преди монтажът на котела. Ако се установи, че е необходимо, тогава трябва да се правят допълнителни проверки.



Фиг. 29.9

рите за тръбопроводите се затварят с глухи фланци. Уплътнението между отделните тела се прави посредством каучукови пръстени с кръгло сечение. Броят на работните козети, монтирани вънху едни над други, зависи от дебита на помпата. При големи дебити той достига 5 до 6, а при много малките дебити може да достигне 12, а дори и повече. Критерий за това служи междуклетарното разстояние, провисването на вата и допустимите хабиции между ротор и статор.

и. Помпи свързани в серия и лабиринти. Когато манометричната дисочина е много голяма и броят на работните козети води до много голямо междуклетарно разстояние, прибягва се към помпа с две тела, каквато е изобразената на фиг. 29.9 — помпа с високо налягане, конструкция на автора и изпитвана от фирмата „Дисболд“ в Нанси. Монтирана е в мина на 600 т дълбочина, дава 70 dm³/s при налягане 700 т H₂O и има скорост на въртене 1450 об/мин, електродвигателят има мощност 820 kW номинални. Тялото за ниско налягане е разположено до електродвигателя. Течността от нагнетателния фланец за ниско налягане се отвежда към смукателния отвор на тялото за високо налягане, след което през нагнетателния отвор на последното се отправя към нагнетателния тръбопровод. За двете тела осовинят натиск има посока отлясно надясно и се уравновесява поотделно за всяко тяло чрез уравновесятелен диск, разположен към страната на двигателя. Неудобството при монтиране в серии на многостепенни помпи се състои в уплътнителната кутиня при смукателното дъно на помпата за високо налягане, тъй като обикновена дясна набивка не може да издържа на наляганя от (20—30) · 10⁶ N/m². В случай за помпата от фиг. 29.9 е възприет стъпаловиден лабиринт 1 и дясна уплътнителна кутиня 2, както е показано на фиг. 29.10. Тук налягането в смукателното тяло е $p_s = 35 \cdot 10^6$ N/m²,

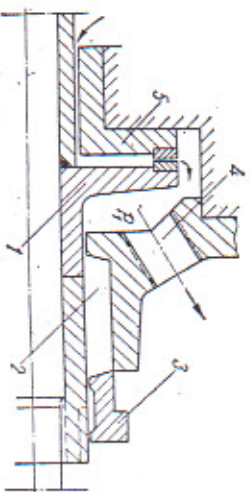


Фиг. 29.10

p_e — атмосферното налягане, а p_1 — налягане, малко по-високо от атмосферното. Хабицията 1 между ротора 1 и статора 2 на лабиринта е около 2/10 mm по радиуса. Безпрепятствено действие на ниска свободна изтекане на течността през отвора 4 и дясната набивка 2 да бъде леко притисната от втулката 3, за да създаде непрекъснато течение през уплътнителната кутиня. Уплътнението към страната на уравновесятелния диск 1 става с обикновена уплътнителна кутиня 2 от фиг. 29.11, в която дясното въже се притиска от втулката 3 до създаване на течността през нея. За целта е необходимо отворът 4 да не създава манометрични загуби, така че налягането p_1 да бъде близко до атмосферното.

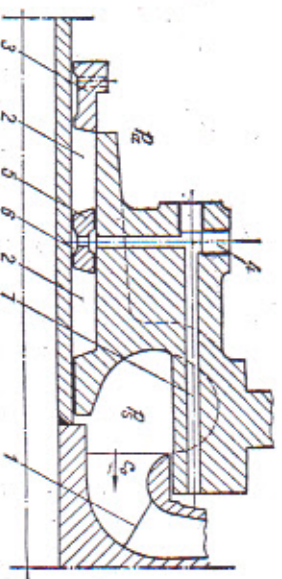
Когато налягането p_s в смукателното тяло е по-ниско от атмосферното p_{at} , тогава съществува възможност от влизане на въздух към входния ръб

1 през уплътнението 2, след което помпата отказва да работи (фиг. 29.12). За предотвратяване на това аварийно положение се довежда течност под налягане през отвора 4 към втулката 5, чрез която се създава хидравличен пръстен в камера 6. Тук течността се раздвова наляво към атмос-



Фиг. 29.11

ферата и надясно към смазателния ръб 1. Течността за към отвора 4 се взема обикновено след първото работно колело, като се поставя в средна

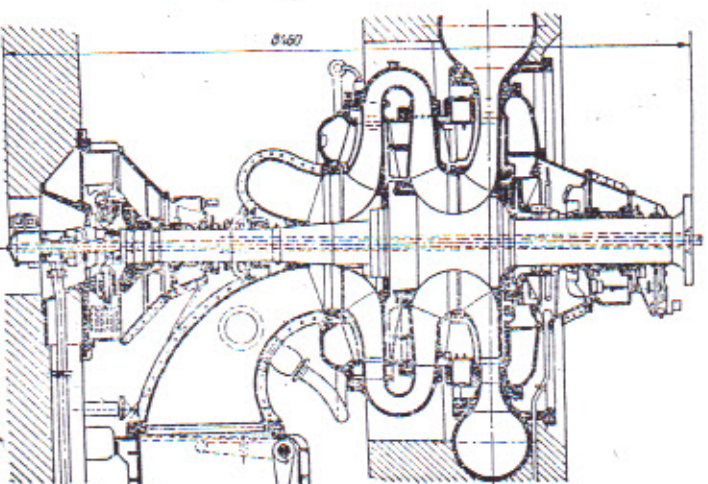


Фиг. 29.12

нителната тръбичка кране за регулиране на дебита към камера 6, респ. налягането, както това е показано на фиг. 29.8. Втулката 3 трябва леко да се притиска и винати да съзид течност през уплътнителната кутия 2.

к. *Хидравлично уплътнение.* Довеждането на течност към камера 6, наречена, още *хидравлично уплътнение*, става по-малко чрез прекъснати отвори 7, чийто диаметър е около 4 мм, както е показан с осови линии на фиг. 29.12. Подобно конструирано оформяване е показано също на фиг. 29.1. Тук уплътнителната кутия не е към смазателното тяло, обаче уравновесителните отвори в работното колело създават съответната връзка и ако десният уплътнителен пръстен е изправен (добре уплътнява), пред уплътнението 2 ще се създаде подналягане, което предизвиква въздух на въздух от атмосферата. В този случай въпреки много силното притягане на втулката 3 помпата ще откаже да работи. Ето защо тук също е необходимо *хидравлично*

уплътнение. Като закон трябва строго да се наблюдава уплътнителните кутии на помпите към смазателната страна слабо да се притискат и винаги да съдържат. Всяко изпичено притягане на уплътнителните кутии с досни набивки при помпите води само до износване на вала



Фиг. 29.13

или съответните предпазни втулки, но не и до постигане на никакво уплътнение.

д. *Двустепенната центробежна помпа с едностранно втягане и вертикален вал* е изобразена на фиг. 29.13 [8]; тя работи в ПАВЕЦ. Витцлау — Швейцария — конструкция Ешер — Вис; дебит 8 до 10,5 м³/с; манометрична височина 272 до 248 м Н₂O; 333,3 об/мин, мощност върху вала 25 до 29 MW и к. п. д. около 86%. Работното колело има външен диаметър около 2900 мм и се хваща към вала посредством фланци. Последният се води от два лагера, като осовият натиск се понася от лагер Митчел, подобен на показанни върху фиг. 28.9 и разположен в основата под долния водещ лагер.

Нагнетателният тръбопровод на помпата има диаметър 2,8 м. Измерването на дебита е извършено посредством 21 броя хидрометрични вятла, разположени в напорния тръбопровод.

30. ТУРБОПОМПИ ЗА СПЕЦИАЛНИ НУЖДИ

Предизвикането на помпата и своите свойства на течността диктуват до голяма степен самата конструкция за разлика от разглежданите в предшестващи параграф помпи за чиста вода, при които улитненето между статор и ротор се извършва посредством улитнотелни пръстени, показани на фиг. 28.3 вляво, чиито улитнаваща цилиндрична повърхнина е успоредна на оста на въртенето. Помпите за нечиста вода имат улитнотелните си пръстени външно според схемата на същата фигура, като улитнаващата повърхнина представлява равнина, перпендикулярна на оста на въртенето. Помпите за агресивни течности трябва да се изработят от висококачествени материали, а тези за прокопаване на шахти трябва да имат подвижна основа. Тук се разглеждат по-съществени конструкции, срещани в различните отрасли на промишлеността, без да има възможност да се изброят всички видове, тъй като техният брой е твърде голям, обаче принципите на действието им са обхванати в рамките на настоящия труд.

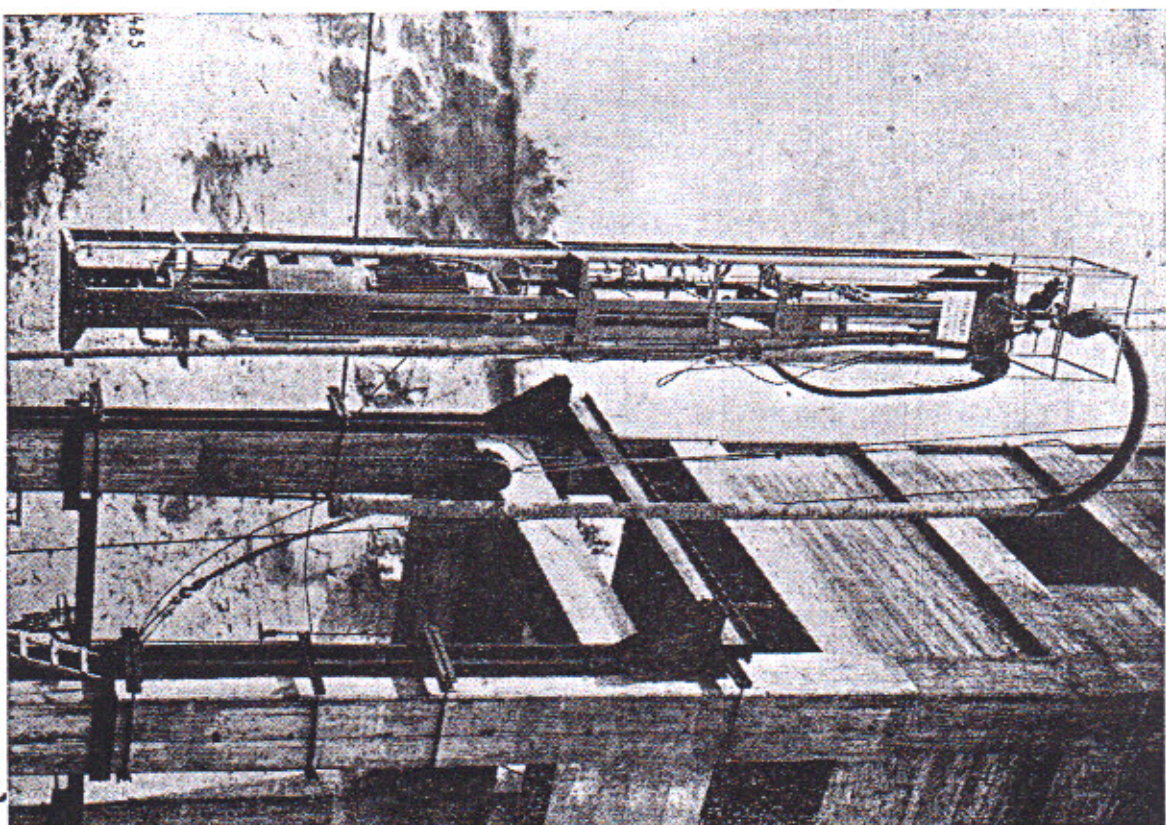
а. Шахтовите помпи се монтират в шахти с ограничено напречно сечение, поради което валът е вертикален и помпата е построена с възможните най-малки габаритни размери. Само външната форма на помпата отличава този вид помпи от разглежданите конструкции помпи на високо налягане.

При прокопаване на шахти е необходимо помпата постепенно да слеза и изчерпва подпочвената вода, която се появява при прокопаването. Ето защо помпата трябва да бъде монтирана така, че да може да се повдига и спуска.

Електродвигателят с противоударна изолация е директно монтиран с помпата върху съответно пригодено шаси, което е окачено с кабел към повърхността над шахтата. За постигане на симетрична конструкция две нагнетателни тръби свързват нагнетателното дъно на помпата с общата напорна тръба, която се разполага между двете страни на кабела. На фиг. 30.1 се дава външен поглед на помпа от този вид, конструкция на автора и изработена от фирмата „Диеболд“, Нанси. Тя е от типа на многостъпалните помпи с уравновесителен диск от броня, който служи за лагер-пета, когато помпата е в действие. От фигурата се виждат смукателният отвор най-ниско и двата нагнетателни, от които изхождат двете странични вертикални тръби. Помпата и електродвигателят са свързани посредством междино чулунено тяло, в което е разположен еластичният съединител. Над електродвигателя и по средата на шасито се вижда плочадката за командното табло, а най-горе отляво се забелязва роляката за кабела, с който е окачена цялата конструкция. Тя е изработена от профилен стоманен и има обща височина около 10 m и напречни габаритни размери 1×1 m, като при това фланецът на електродвигателя е 900 mm.

Помпата е построена за 22 dm³/s при 1450 об/мин и може да се монтира с три, шест и десет работни колела в серия, като дава съответно манометрична височина 60, 120 и 200 m H₂O. Действието на помпата с междинни стойности на манометричната височина се установява посредством регулировъчен шибър.

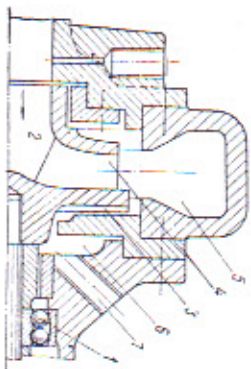
Към шахтовите помпи спадат още потопените помпи, които се строят за сравнително малък дебит и голяма манометрична височина.



Фиг. 30.1

При първоначално пускане на помпата в действие е необходимо да

При първоначално пускане на помпата в действие е необходимо да



ФХР - 30.2

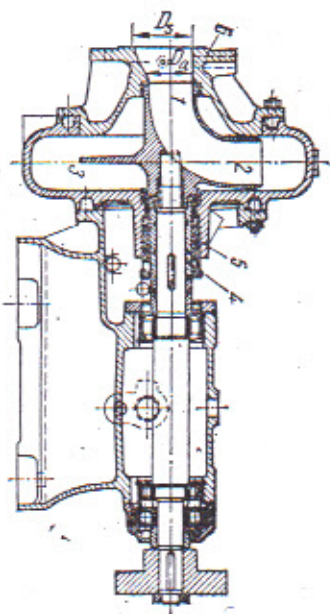
Phi: 30.3

се нагее вода според предписанията на фирмата-строителка в съответно приложените за целта открития.

6. *Помислете за нецелителен изискван голям широчина на работното колело и голямо междуполетно разстояние, т. е. малък брой лопатки, за да могат свободно да преминават носените от течност-та чужди тела, като пясък, въглища отпадъци и др. Ултратенното между работното колело и ултратенните пръстени 2 от фиг. 28,3 да-сно става по равнини, перпендикулярни на оста на въртенето. Под дей-ствието на центробежната сила подадените твърди частици в хабина-тата между статор и ротор биват изхвърляни към точките 4, без да оказват съществена ерозион върху ултратенните повърхнини. Тази конструктивна предпоставка патент на фирмата „Либелд“, която се е специализирала за производство на машини от подобен вид.*

Както се вижда от фиг. 28,3 дясно, възрешността на помпата е облицована със сменяеми части от висококачествен, неакумен материал, с което се повишава животът на машината.

30-а. *Нома без ултимативна култив*, френски патент №811589
1936 год., на автора, изобразена на фиг. 30.3, намира приложение при течности, които атакуват дясното въже. Тя дава възможност да се при-
блужи лагерът към работното колело, с което се намалява общата дъл-
жина на машината. Устройството се състои в обратните допълтки 3, чий-
то външен диаметър е по-голям от диаметъра на нормалните допълтки

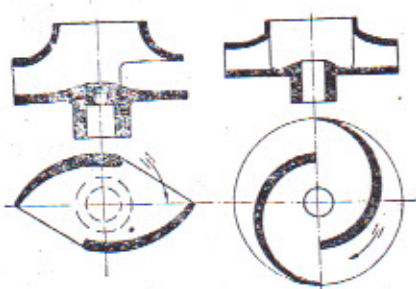


Φ115, 3D.4

4. Създадената от тях енергия е по-голяма от манометричната височина на помпата, следователно не може да се създаде поток от 5 през 7 към 7, освен когато помпата е спряна и шибърът в напорния тръбопровод затворен. Помпата е много удобна за поддържане и обслужване, особено когато е с непрекъснато действие.

2. Помпите за цвекло и есенти кални се отличават от останалите конструкции по много голямата си широчина на работното коледо и малкия брой на долниките. На фиг. 30-4 е изобразена помпа за цвекло от фирмата „Вайзе“. Широчината при входа 1 е равна на тази при изхода 2. Единственият работен канат 1—2 представлява колонино с постоянен диаметър. За уравновесяване центробежните сили на колониното въртеливо движение на валда служи реброто 3. Втулката 4 предлага вала от борото 5, което в случая трябва да натоварва вследствие притягането на долника на навивка 6, което в случая трябва да извържда на цялото манометрично налягане, понеже работното коледо няма уравновесители отвори, нито обратните долновиестелни отвори, нито обратните патки 3 от фиг. 30.3. Трябва да се отбележи, че отворът с диаметър D_s на смукателното тяло е по-голям от отвора с диаметър D_a на работното коледо; двата кръга не са концентрични спрямо оста на въртенето, а горната образувателна на евантриния конус е хоризонтална с оглед на пълно отстранение на въздуха при пускане в действие на помпата.

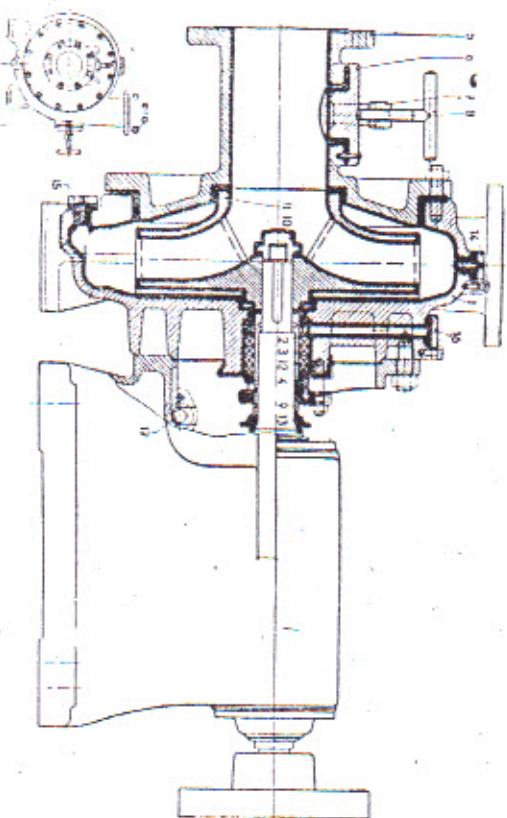
The technical drawing consists of two parts. The upper part is a side view of a pump assembly, showing a horizontal shaft with a central impeller or rotor component. Various parts are labeled with numbers 1 through 6. The lower part is a cross-sectional view of the same assembly, showing the internal components and the flow path. It includes labels for diameters D_s and D_a , and arrows indicating rotation and flow direction.



Phi: 30.5

Помпите за гъсти течности се измерват с неизвестната меридианна скорост при входящия ръб за по-свободен протичане на кашата. От гледна точка на сигурност препоръчително е спираловидното тяло, както и смукателното тяло да притежават докове за почистване при евентуално задръстване. Помпата спиралата се прави от две части — разглобяемата се

захватца към неподвижната посредством скоби за бързи манипулации при почистване. Работното колело се оразмерява по разгледащите нече методи; приблизителната форма на лопатките е показана на фиг. 30.5. Помпата от фиг. 30.4, както и работните колела от фиг. 30.5 намират приложение още като помпи за фекални води.



Фиг. 30.6

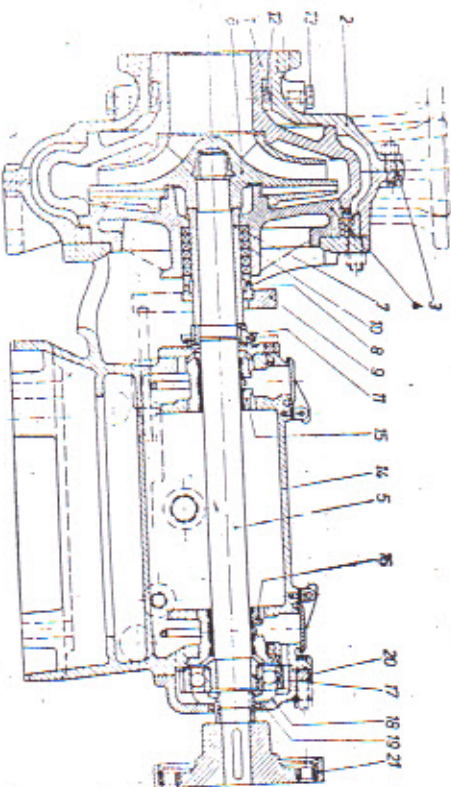
Обичайно е плътността на този вид смеси да е по-голяма от тази на водата, затова двигателят бива всякога по-мощен, отколкото колелото помпата работи с чиста вода.

д. *Помпа с каучукова еластична облицовка* е показана на фиг. 30.6, където всички части, които са в допир с течността, са обличени в каучук. Лопатките на работното колело 11 също са облицовани с каучук, както и спиралата 1. Смазката на тяло 5 е снабдено с джоб 6 за почистване при евентуално задържане. Тези помпи намират приложение при промивните инсталации, където водата е примесена с твърд кварцов пясък.

е. *Помпите за киселини* се отличават от разгледащите дотук помпи по двойното спираловидно тяло, показано на фиг. 30.7. Вътрешното тяло 1 е подвижно; то се прави от устойчив на киселината материал, а външното тяло 2 — от обикновен чугун. Устойчиви на киселината трябва да бъдат също работното колело 6, подхупакът 4, в който е образуванат уплътнителната кутия със съответната набивка 10, както и предохранителната втулка 7 заедно с притегателната втулка 8.

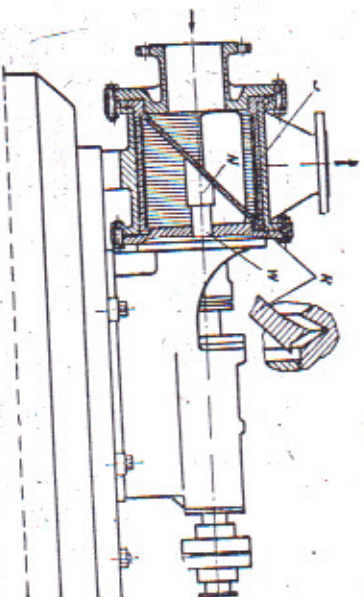
За обекчаване на салини служат допълнителните лопатки с външен диаметър, по-голям от този на лопатките от работното колело. Набивката трябва да уплътнява само в спряно положение на помпата.

Роторът се носи от два пътуващи лагера 15 и 16 и един сачмен 17, който изпълнява функциите и на осов лагер за посматане на осовия натиск. *Ж. Помпа с наклонен ротор* е изобразена на фиг. 30.8. Работното колело се състои от наклонената елипсовидна плоча R с главината



Фиг. 30.7

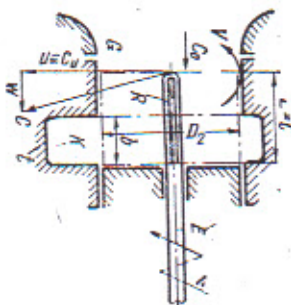
N, наляната върху вала W, задвижван от съответен двигател. Плочата се върти в кутия цилиндър, чието вътрешна повърхнина B е назъбена,



Фиг. 30.8

както и контурът на плочата, с цел да се разкъсват плаващите в течността тела. Флуидът навлиза отляво по стрелката и бива изгласкан вертикално през локалния отвор — светлия правоъгълник зад N, образуван в околоната повърхнина на назъбенния цилиндър. Ясно е, от фигу-

рат, че устройството на помпата позволява връщане на течност от нагнетателната страна в смукателната, с което се намалява и к. п. д. Основни теоретични и експериментални изследвания са направени от автора върху модел с гладка цилиндрична повърхнина, при които се



Фиг. 30.9

установява [9], че действително на помпата се основава на центробежния принцип и к. п. д. е около 5%.

Направени бяха редни подобрения върху конструкцията, обект на авторско свидетелство №10815/1964 год. на автогра, като отваряне на спираловиден канал k с широчина b (фиг. 30.9) по цилиндричната периферия, премахване на неблагоприятно действащите сектори от плоскостта, видоизменение на широчината b , дължината L и наклона на плоската спирална ост на въртенето, с което к. п. д. непрекъснато се увеличава и достига 50%. Това се постига, когато елипсовидната форма и оста на въртенето E лежи в нещата

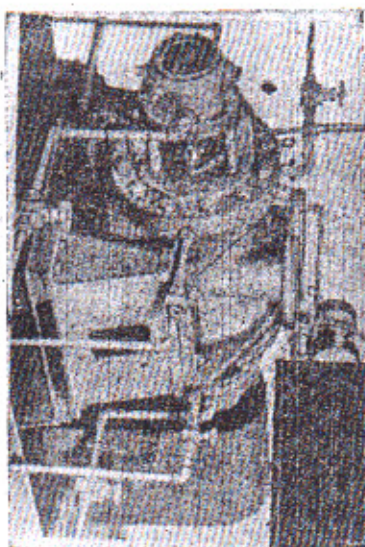
плоча R заеме правоъгълна форма и оста на въртенето E лежи през спиралата k , равнина (фиг. 30.9). Тук течността идва по C_0 и излиза през спиралата k , като отдаването на енергията се извършва по законите на центробежния принцип и ъглите β_1 и β_2 са равни на 90° , докато периферната скорост U_2 остава постоянна, а $U_1=0$ при оста на въртенето и достига стойността на U_2 , когато $D_0=D_2$, какъвто е случаят на фигурата. Така създадената помпа, чийто ротор вече не е наклонен спрямо оста, а е обикновена правоъгълна плоча, която разделя кухия цилиндър на два полуцилиндъра, представлява интерес пред вид простата конструкция и широките възможности за транспортиране на плаващи тела в течността.

3. *Помпите за горещи течности* се отличават от останалите конструкции по местоположението на плоскостта за захващането им към повърхня или рамата на турботортата. Докато при останалите конструкции тази плоскост се намира в най-ниските точки от тялото на помпата, тук тя представява хоризонтална равнина през оста на помпата, за да се позволи свободно разширение надолу и нагоре на помпите кожух. Тези помпи се строят предимно като многостепенни. Те се отличават от разглежданата на фиг. 29.8 само по устройството на ултратежните кутии, които са снабдени с охладителна риза, където циркулира студена вода. Латерите също са снабдени с охладителна риза. Когато съществуваша опасност от силно загряване, маслената камера на латерите се прави с по-големи размери и в нея се монтира серпентина за студена вода. Съществуват конструкции, при които охладителната спирала за циркулираща охладителна вода е разположена в белия метал на латерите черупки. Спиралата се състои от медни тръбички с диаметър около 6 до 7 мм. Действието на такива латери е добро, но за сметка на това технологичната и повредите са тежки, пред вид на което рядко се срещат и не се препоръчват.

В случаите, когато температурата на водата надвишава 150°C , препоръчително е да се постави съответно приложена охладителна камера между ултратежната кутия и вътрешността на помпата. За намаляване

на топлинните загуби от охлаждане на придвижваната вода препоръчително е тялото на помпата да се покрие с изолационна материя, като стъклена вата и др.

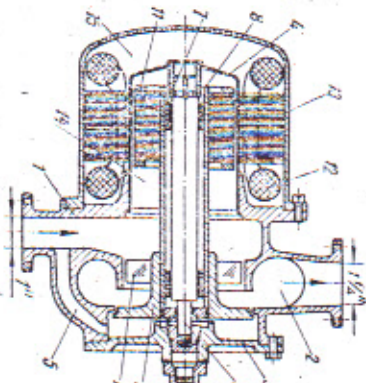
На фиг. 30.10 е изобразена помпа за гореща вода с температура над 500°C , конструкция Симул. Тръбната мрежа е за охладителната вода.



Фиг. 30.10

и. *Ускорител*. Тук е мястото да се спомене за *ускорителите* при централните водни отопления. Те представляват по принцип двигатели или пропелдери помпи за сравнително ниски манометрични височини; имат малки размери и образуват едно цяло с двигателя. Монтират се върху самия водопотопителен шранг за подсилване на водната циркулация в него.

На фиг. 30.11 е изобразен схематично ускорител от световно известната английска фирма "Симул". Състои се от: смукателно тяло 1, спирала 2, похупак за разглобяване 3, пълно зачеканен кожух 4 към тялото 1, който отделя водното пространство 14 от въздушното 15; канал 5 за отвеждане на течността от уравновесителния диск към смукателното пространство 14; неподвижна ос 6, върху която са наляпани въртящите се латери 7 и хванатата към тях тръба 8, които носи уравновесителния диск 9. Работното колесо 10 от типа пропелер е хванато към 9 и получава въртене от ротора на късо съединение 11 на електродвигателя, чийто статорна намотка 12 е разположена в кожуха 13. Пространството 14 е непрекъснато във вода, а 15 — във въздух.



Фиг. 30.11

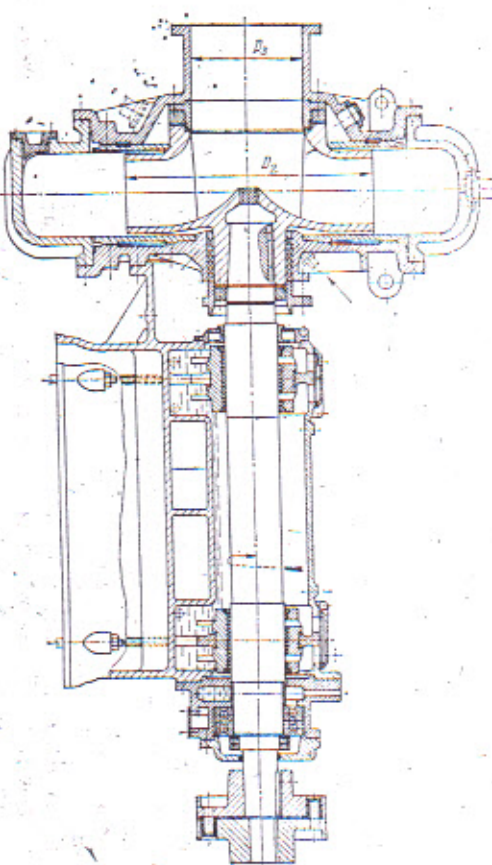
Оразмеряването на работното колело е идентично с това на обичайното пропусечно работно колело, а за уравновесяващия диск остава в сила съответно изложението при уравновесяването на основния натиск.

Смукателната и нагнетателната тръбова линия завършват с тръбна резба от 1 и 1 1/4 цол.

Зада се сведат до минимум манометричните загуби, когато водното отопление трябва да работи при сипана помпа, е необходимо работното колело да бъде от тип пропусек, а не центробежно. Това ще отстрани необходимостта от монтиране на помпата в съответно разклонение, което да се изключва заедно с помпата, когато тя е сипана, а централното отопление да работи с незначителен товар.

к. Помпи за инертни материали — известни са в съветската литература под името землесоси и се използват при хидромеханизираната на земи строителни работи, като пренасяне на пръст, пясък, баласта и др., наричат се още *хидроелеватори* (пар. 3, точка в).

Принципът на действие е същият, както при центробежните помпи, като вместо с чиста течност помпата работи със смес от вода и инертни материали. При определяне мощността на двигателя трябва да се вземе под внимание специфичното тегло на сместа. Всички останали изчисления се правят, както ако се работеше с чиста вода.

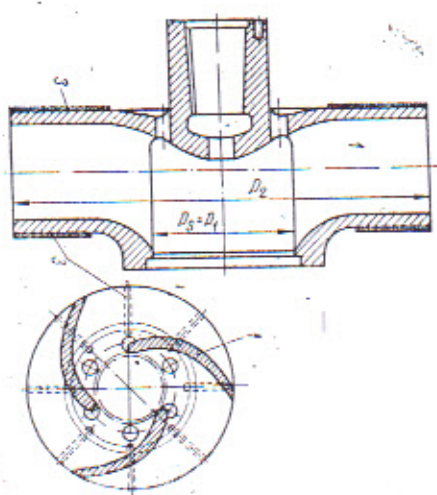


Фиг. 30.12

Конструкцията на помпата е от вида на помпите за гъсти течности и каша с малък брой лопатки 1 на работното колело. Уплътнителните пръстени 2 за уравновесяване на основния натиск лежат във вертикални равнини, перпендикулярно на оста на въртене и притежават тесни

лопатки 3 (от вида на тези от фигура 30.3) за разтоварване на уплътнителната кутия, както е показано на фигура 30.12.

В областта на големите скорости спиралата е облицована с плани за подмяне при износване, като напречното и сечението представлява



Фиг. 30.13

пра възгълник и няма дифузор, въпреки че се строн за общо налягане от около 30 до 60 т Н₂O.

В СССР се стронт два типоразмера помпи, чиито данни са показани в таблица 30.1. Работното колело с външен диаметър D₂ се строн с 3 лопатки от висококачествена стомана, показано на фигура 30.13, и притежава падаща характеристика.

Таблица 30.1

Модел	n_s/D , mm	Q , l/s	H , m	n , об/мин	P_p , kW	P_D , kW	η , %	H_p , m	D_p , mm
12P-7	70/300	443	58	580	330	480	68	5-6	1000
		443	50		330	420	68		930
		375	42		230	300	68	5-6	1000
20P-11	110/500	375	35	490	190	250	69		930
		1000	54		750	900			1500
		1000	42	490	590	750	70	5-6	1100

Смукателният отвор на помпата се прави с диаметър D₂ около 20% по-голям от диаметъра D в нагнетателната страна, даден в таблицата заедно със специфичните обороти n_s. От таблицата се вижда значителната разлика между мощността P_p на помпата и тази на двигателя P_D. Големата разлика се дължи на мощността се налага от променливото специфично тегло на сместа — вода и инертни материали.

31. ПОМПИ ЗА ХИМИЧЕСКАТА ПРОМИШЛЕНОСТ

а. Общи сведения

Тук се срещат помпи с най-различна големина и размери от обем, центробежен и преносен тип. При най-често срещаните помпи дебитът бива от около 5 до 100 м³/ч, а манометричната височина — от 5 до 50 m стълб от течността. Единични случаи се срещат и извън тези граници. По отношение на теорията и принципите помпените машини. Различното се състои главно в конструктивния материал, който трябва да устова на агресивното действие на химикалите, както и изпълнението на уплътнителните кутини. Агресивната течност атакува най-вече и става причина за честото им променяне; ето защо се налага необходимостта от специални конструкции.

Висококорозионният чугун или феросилид намира широко приложение при конструирането на химическите апаратури. Той представлява желязо-силициена сплав, която съдържа 12 до 18% силиций и 0,6 до 2% въглерод. С увеличаване съдържанието на силиций расте и неговата химическа устойчивост.

Както всички сплави на силиция, феросилидът има голяма твърдост, значителна крехкост и повишен коефициент на разширение при нагряване, вследствие на което този вид чугун дава пукнатини при резки колебания на температурата и изисква много голямо внимание при монтажа и разглобяване на машини и апаратури, изработени от него. Много голямата твърдост създава сериозни затруднения при механичната обработка. Той се явява много подходящ за машинни части, които не се нуждаят от точна обработка и могат да бъдат монтирани направо след една висококачествена чиста отливка.

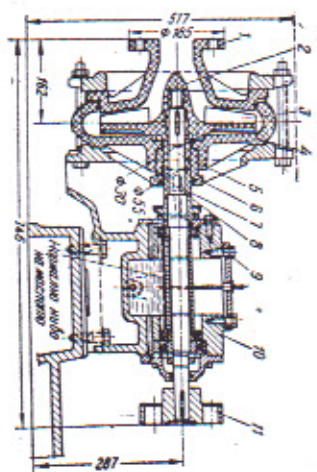
Освен висококорозионния чугун се използва още стомана Х28 с 27 до 30% хром, 1% силиций, 0,8% манган и 0,15% въглерод, която е изнорустойчива и по-лесно обработваема. Намира също приложение при шламовите помпи, т. е. помпите за транспортиране на вода с голямо съдържание на твърди кварцов пясък, където, както вече се спомена, се прилагат също каучутираните помпи от фиг. 30.6.

6. Порцеланови и пластмасови помпи

Киселинорустойчиви помпи и вентилатори се правят още от порцелан и пластмаси, като само вътрешността, която е в допир с течността, се прави от тези устойчиви материали, а външното тяло е от обикновен чугун или строителна стомана. Работното колело се прави с вътрешен метален скелет и съответна метална втулка за вала, като се облицова с киселинорустойчив материал. От пластмасите голямо приложение напоследък намират фаултът, виниластът, графоластът и др. Трябва да се отбележи, че за всеки вид киселина съответствува специален сорт пластмаса.

Фаултовете машинни части успешно заменят стъклоциментите феросилидов при транспортиране на сярна и солна киселина и работят без ремонт няколко години.

На фиг. 31.1 е изобразена киселинорустойчива помпа, чийто двойно приховани части са направени от пластмаса на базата на фенолформалдехидна смола с външната хартена маса, счупан кокс и ламучни влакна, а останалите, единично приховани — от обикновен чугун. Работното колело 3 има метална втулка в главината за изготвяне канал за шпонката и по-точна пасовка към вала. Лопатките са отворени, т. е. няма диск откъм страната на смукателното тяло 1, който да затвара каналите между тях. Това се практикува, когато съществува опасност каналите да бъдат задръстени от плаващите в течността тела.

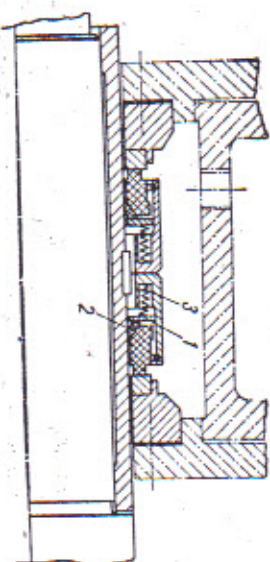


Фиг. 31.1

Уплътнителната кутиня е обличена посредством разтегателни на фиг. 30.3 обратни лопатки 11 с тази разлика, че тук техните външен диаметър е равен на работното колело. Пластмасовата спирала 4 и смукателното тяло 1 са центровани и стегнати към тялото на лагеря посредством лесноразглобем фланец и болтове.

в. Специални уплътнителни кутини

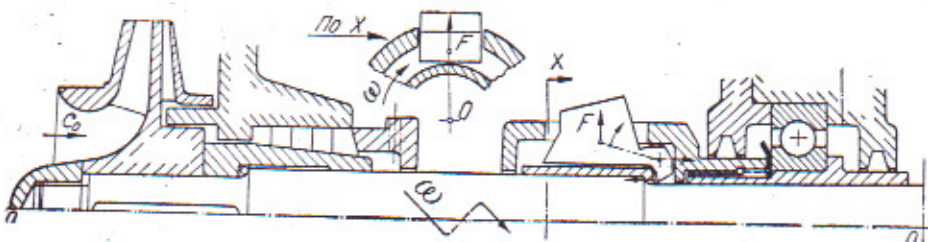
По отношение на уплътнителните кутини при помпите за реактивни трябва да се каже, че съществуват най-различни конструкции, но всяка трябва да се свежда до следното: към хванат здраво с ротора диск бива притисната чешно посредством пружина съответна неподвижна привина от неактивен от реактивна материал и същевременно с добри мазилни свойства за намаляване на съпротивителния момент при движението на диска.



Фиг. 31.2

ка върху неподвижната привина. Дискът също трябва да бъде неактивен от реактивна и да притежава качества за постигане на идеално гладка повърхнина. Предварените тук изисквания предлагат широки възможности

сти за реализиране, откъдето и големият брой възможни конструкции. На фиг. 31.2 е показана принципа схема, на които 1 е дискът, 2 — неподвижната гърнина и 3 — пружината, като в повечето случаи работното колело е с обратни (задни) лопатки за премахване необходимостта от



Фиг. 31.2

уплътнителна кутия по време на действие на помпата, т. е. уплътнението действа само при спряно положение.

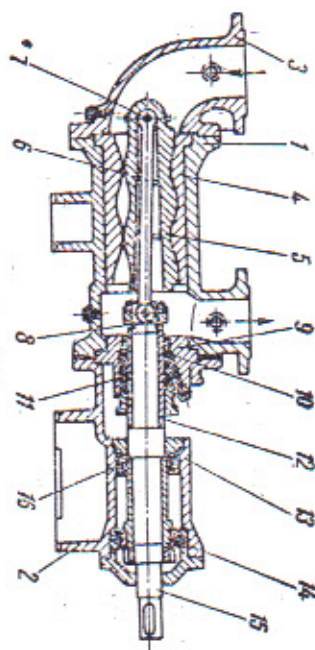
Неуважното трене на уплътнителните повърхнини води до бързо износване и необходимост от заместване. Тъй като това са висококачествени и скъпи материали, експлоатационните явява нерентабилна, затова конструкторите преминават към заместване действието на пружината с центробежно махало. При въртенето на вала се върти и центробежното махало. Създадената от последното центробежна сила бива пренесена върху самия вал, който се измества към страната на засмукването и откъся листото на диска от неподвижната гърнина или в повечето случаи обикновената лопена набивка. По този начин набивката уплътнява само при спряна помпа.

Уплътнителна кутия от този вид е показана на фиг. 31.3, където F е центробежното махало, което се завърта по средката, когато се върти валът, и последният се измества надясно.

Г. Каучукова винтова помпа

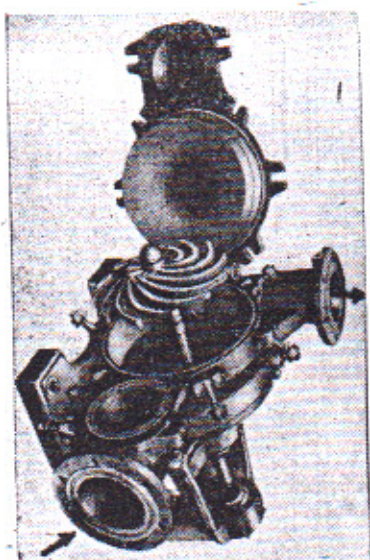
Към категорията на помпите за химическата промишленост спада още винтовата помпа с двуходов винт, чиято проточна част е изработена от неакуем материал, като например каучук и др., показана на фиг. 31.4. Върхните тела 1, 2 и 3 се правят от обикновен конструктивен материал, докато проточната част 4, двуходовият винт 5, ставата 7 и карданът 8 се правят от неакуем материал. За предпазване от износване на вала 15 служат втулките 10 и 12, като в основата на лопатката набивка 11 може да се доведе при нужда чиста вода. Търкалящите лагери 14 и 16 са радиално осови за понасяне на основния натиск и се запълват с грес само около $\frac{1}{4}$ от обема на лагера.

Тези помпи работят на обемен принцип и не се нуждаят от смазочен материал, какъвто бива монтиран в смазочния кош при турбопомпите. Не се нуждаят от точна изработка, като карданът 8 и ставата 7 дават възможност на винта 5 да се колебае във втулката-тегло 4.



Фиг. 31.4

Когато течността е примесена с плавящи пластмасови материали, които има вероятност да запушат входното сечение на работното колело, това последното се прави отворено, т. е. само лопатките са прикачени към главината, а двете страници на колелото липсват. Това дава възможност за леко почистване, като смазочното тяло се прави леко разгребено, както е показано на фиг. 31.5. Смазочният тръбопровод се



Фиг. 31.5

свързва с десния фланец, откъдето посредством вътрешно колело течността се съпровожда до центъра на отворения смазочен похватик. Фланецът на спиралата се свързва с вертикалната тръба.

Д. Инсталационни връзки

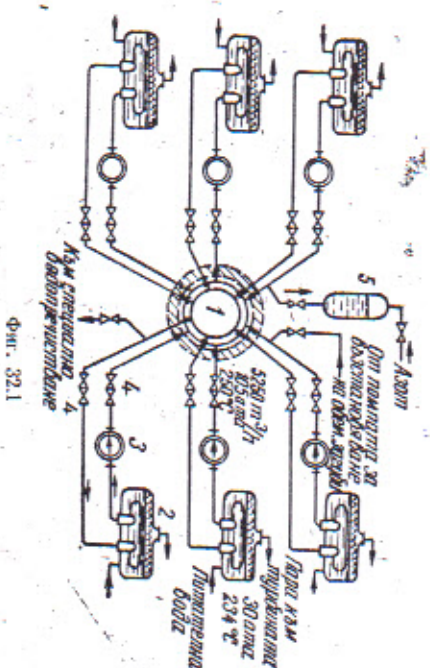
Инсталационните връзки на кислородоустойчивите помпи се правят с пластмасови тръби, които са противокорозионни, леки, с прост монтаж и демонтаж. Тези и още други положителни качества налягат тяхното все по-голямо внедряване. Те обаче не издържат на температура, по-висока от 60 до 70°.

температура 309°C , електродвигател 600 kW на 2950 об/мин . Шведската АЕЦ „Адам“ е от тежководен тип с мощност 65 MW , обслужва се от 4 помпи по $840\text{ m}^3/\text{h}$, манометрична височина 43 m H_2O , налягане при засмукване 32.10^5 Pa , температура 205°C , електродвигател 190 kW на 2950 об/мин .

При всеки реактор съществуват **първи контур**, при който обикновената вода или тежката вода в зависимост от типа на реактора влиза в контакт със самия реактор; следователно тя е радиоактивна и трябва да бъде изолирана от околната среда посредством озово, бетонни стени и др. Самият реактор се изолира с бетонни стени, чиято дебелина достига понякога 5 метра . Хидравличните загуби при движението на водата в затворения контур се компенсират от едностепенни помпи, които са обект на разглеждане.

Подгряната от реактора вода се изпраща в парогенератор или топлообменник, в който по втори контур се доставя вода за парогенериране с обикновена конструкционна помпа. Явява се още трети циркуляционен контур за охлаждащата кула на водата от кондензатора. Последните два контура по нищо не се отличават от съответните контури при ТЕЦ; обслужващите ги помпи са напълно идентични, затова няма да се разглеждаат.

Върху схемата на фиг. 32.1 е означено: 1 — реактор, 2 — парогенератор, 3 — циркуляционни помпи от първи контур, 4 — възвратни клапани и 5 — азотен кондензатор на обем. При действието на шестте помпи през реактора протичат над $30\text{ хиляди m}^3/\text{h}$ вода, която се загрева от 250 до 275°C и отпънса от активната зона на реактора до $650\text{ милиона kcal/h}$, еквивалентни на 760 MW . Времетраеето на циркуляцията във всеки един от шестте затворени кръга е около 25 до 30 секунди.



да служи като топлоносител. При нев би могло да се пристъпи към ремонт в първия контур, веднага след спиране на реактора, ако не съществуваше наследната радиоактивност на примеси във водата. Подурпадането на последната при някои примеси трае доста време; така например при алуминия — 2,3 минути, желязото — 45,1 дена, цинка — 245 дена, кобалта — 5,27 години. Ето защо за свеждане до минимум наследната радиоактивност в първия контур трябва:

а. След ремонт внимателно да се очисти и промие циркуляционният контур.

б. Двойно дестилрираната вода като топлоносител да има непрекъснато стабилен режим, който се изразява в съдържание на кислород не повече от $0,02 \cdot 10^{-6}$ N/dm³ (или $0,02$ мг/л), хлорид не повече от $0,01 \cdot 10^{-6}$ N/dm³ (или $0,2$ мг/л), соли не повече от $0,2 \cdot 10^{-6}$ N/dm³ (или $0,2$ мг/л), специфично електрическопротивление на водата (1 до 2) 10^8 Ω/m (или 1 до $2 \cdot 10^8$ ом/см).

в. Непрекъснато пречистване на радиоактивните примеси посредством ионообменни филтри или чрез изпаряване и дестилация, като от първия контур се определя част от водата за пречистване и едновременно се инжектира от специална помпа пречиствена вода.

г. За максимално снижене на радиоактивността промишването и дезактивизацията да се провеждат по съответната инструкция, която е специфицирана за конкретна АЕЦ. Само след основен дозиметричен радиационен контрол може да се даде разрешение за работа по първия контур.

д. Конструкторът на помпата да не ползва материали, чиито корозионни продукти или продуктите от износване да получават наследна радиоактивност с голям период на полуразпадане — в никакъв случай кобалт и цинк. Да се подсили леко в промишването на проточната част на помпата: напълно да се отстранят хлабини, глухи открития, мъртви зони и пр., като цялата повърхнина на помпата в допир с водата бъде много добре обработена.

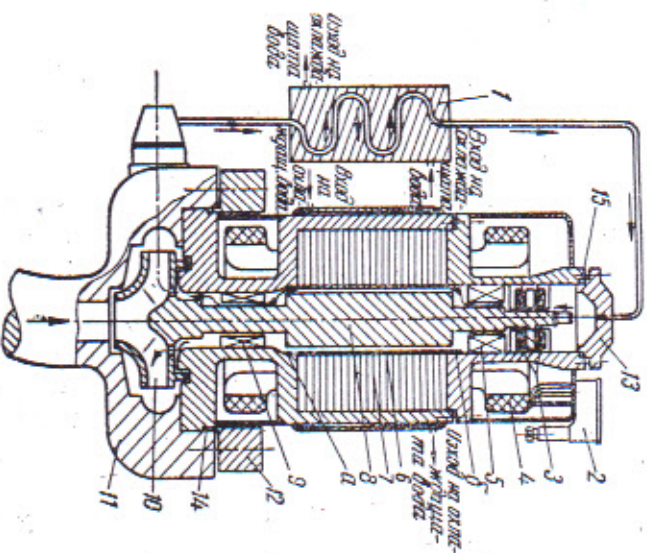
е. Помпата да притежава много лек и бърз монтаж, демонтаж и подмяна на износваеми части. Трябва да се има пред вид неизбежното радиоактивно замърсяване на помпата и времето за предварителни замервания, трудопоглътящи операции и др. при ремонт трябва да бъде сведено до минимум.

При ремонт трябва да са осигурени добри условия за персонала, като се изключат недопустимите дози на облъчване. Това несъмнено представлява една много трудна задача.

На фиг. 32.2 е изобразена вертикална, херметично затворена, безстатникова помпа за първия контур на атомна електроцентрала, задвижвана от асинхронен електродвигател на пременлив ток с ротор 8 на късо съединение, а статорът 7 с намотки 4 се намира във въздушна среда и е изолриран посредством тръбата 6 от водното пространство, в което се върти роторът. Тук начинът на изолриране на двете пространства е напълно еднакъв с конструкцията при водоуспоритеж от фиг. 30.11.

Конзолно монтираното едноножищо работно колело 10 е снабдено с уравновесителни отвори за намаляване на основна напика, които се понасят от двойнодействащата латер Мител със сегментите 3 и разположения между тях диск, заклинени върху вала. Последният се води от радиалните латери 5 и 9, направени от висококачествен антифрикционен материал

от рода на тефлон, пластмаса К-4 или още по-силурни, като 2 П-1000, 2 П-10000-ЗП, ТВ-2А и пр., които издържат на високо налягане и температура, корозионно устойчиви е и притежава мазилно свойство. Мазилето и охлаждането на латерите стават с водата от първия контур, която

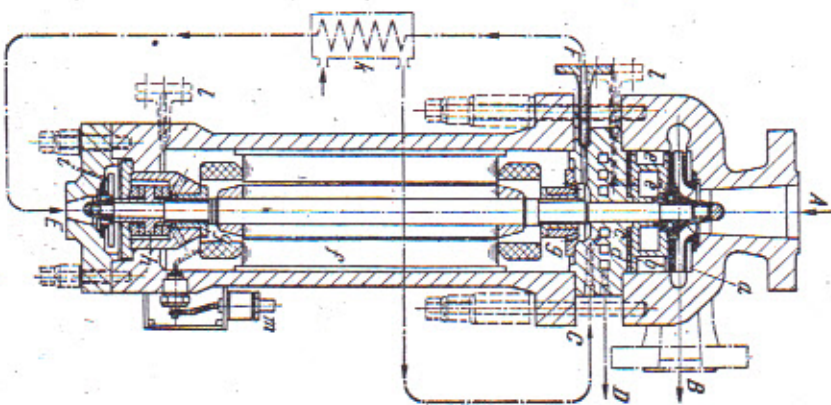


Фиг. 32.2

вертикално минава през охлаждаеия 1, обвива горните латери, минава между статора и ротора, обвива долния латер и наново влиза в потока на първия контур. Пред вид големите температурни промени диаметричната хлабина в латерите трябва да бъде около 0,20 mm при диаметър около 50 mm и 0,6 mm при диаметър около 200 mm. Латерите биват доста широко еразмерни — ниско специфично натоварване; отношението на дължината на шинката към диаметъра бива от 2 до 4. Радиалните латери имат периферни скорости около 15 m/s, а осовият — максимален съротост около 22 m/s. Прилагани са също латери на водни въздушни (от рода на тези въздушни въздушни), обаче не са дали добри резултати.

От фигурата се вижда, че както спиралата 11, така също и останалите ограничителни стени на водното пространство в помпата имат голяма дебелина, за да издържат на високите налягания от порадка на $100 \cdot 10^6$ N/m², които притежава засмукващият филтър. Статорът се подхранва от клемите 2 и студена вода циркулира в съответно пригодения му кожух.

Разглобяването на помпата става посредством фланците 12 и 13, където херметичността е постигната чрез уплътнителните пръстени 14 и 15 от еластична материя, която съдържа в високите температури, както не е показана на фигурата, както е монтирана върху коликата, която



Фиг. 32.3

показват: *a* — работно колело; *b* — толиннен изолатор; *d* — органичен на толопредаването чрез охладителните канали, в които се движат охладителната вода, изпращана от помощното работно колело *i*; същата вода служи първо за охлаждане на електродвигателя *f*; *h* — двойнодействащ лагер Митчел; *k* — охладителя на водата за охлаждане.

Хидравличните изчисления и определянето на този вид помпи по нищо не се различават от изчисленията при качествена конструкция на турбопомпи, затова не са разглеждани.

Съществуват също конструкции на херметически затворени помпи, при които статортът е във водата от първия контур, намотките му са изолирани от съответната водонепроницаема и топлоустойчива материя. Недостатъкът се състои в увеличаване възможността за насаждаване на радиоактивност в машинни части, които подлежат на демонтаж и ремонт.

На фиг. 32.3 е изобразена съвременната херметично затворена безадаптивна помпа с охладителен електродвигател и ограничител на толинния преход от помпата към електродвигателя. Намира приложение при първия контур на реактори, както и за придвижване на силно агресивни и отровни течности. Конструктивното оформяване е различно от описаната помпа.

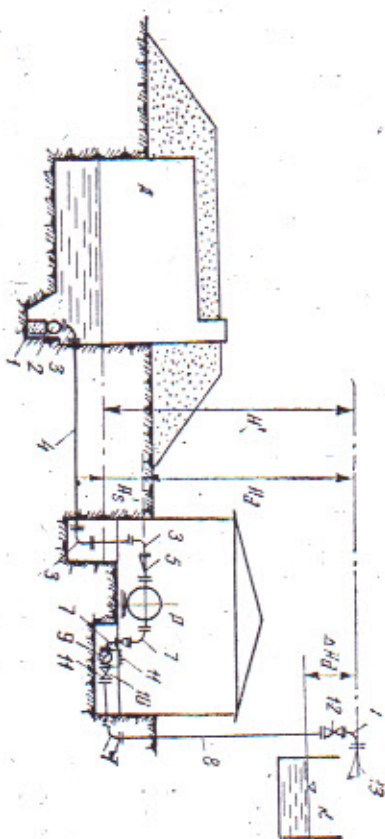
Тук обикновеният флуидмент е преработен. Помпата е окачена на тръбопроводите, а те от своя страна към съответни конзоли, като са взети мерки за температурните разширения. Означенията

ГЛАВА ПЕТА

ЕКСПЛУАТАЦИЯ НА ТУРБОПОМИ

33. ИНСТАЛИРАНЕ НА ТУРБОПОМИ

Инсталирането на помпата *P* предпоставя наличието на смукателни резервоар *A* и необходимостта от поддигане на течността към изпорния резервоар *R*, показани на фиг. 33.1. Функциите на резервоара *A* могат да се изпълнят от изков река, езеро, цистерна за течено гориво и



Фиг. 33.1

пр. Резервоарът *R* служи за водоснабдяване на населено място, завод, водохранилище на ВЕЦ, цистерна, монтирана върху превозно средство, и т. н. Връзката на смукателния резервоар с помпата *P* се прави от тръби, оразмерени за ниско налягане. Съединението между *P* и *R* става посредством напорни тръби, които трябва да издържат на налягане, около 1,5 пъти по-високо от налягането, при което работи помпата.

Общата геодезична височина H_g е показана като сбор от геодезичната смукателна височина H_s и налягателната височина H_d . Подзеаната налягателна височина се дава от разликата $H_d - \Delta H_d$; тук височината ΔH_d представлява загубената енергия за поддигане на течността на височина H_d от оста на машината. Нейната стойност (на ΔH_d) зависи от до-

пустиното колебание на нивото на течността в резервоара. Показният на фигурата начин на свързване на напорния резервоар със съответния тръбопровод определя една постоянна нагнетателна геодезична височина H_p .

Изменението на смукателната височина H_s зависи от размерите на резервоара и разликата между притока и оттока. Ако A представлява езеро с постоянно ниво, височината H_s ще остане винаги приблизително постоянна, а при цистерна с ограничени размери H_s ще се изменя в широк граници и може в някои случаи да получи отрицателен знак, т. е. нивото на течността в A да бъде по-високо от остана помпата.

Докато колебанието на нивото на течността в R за случая не е от значение, колебанието в A оказва огромно влияние върху произведителността на помпата и се поражава опасно от кавитация, когато H_s достигне прекомерни размери, приближаващи се към 10 м. В подобни случаи, както е например случил се с нивото на реката Дунав, където колебанието достига 7 до 8 метра, се налага помпата да се монтира в планина помпна станица, за да може да следи изменението на водното ниво.

Обикновено в резервоарите A и R действуват атмосферно налягане. Съществуват обаче случаи, при които единият от резервоарите или двата едновременно са херметично затворени и в тях действуват налягания, различни от атмосферното. Такива са помпите за водоснабдяване на парни котли и др. В последния случай връзката на частта $I2$ към резервоара R става във водното пространство.

Смукателният тръбопровод се състои от следните части:

а. *Смукателен кош*, направен от чулуена или тежела решетка или перфорирана ламарина, който служи да предпазва помпата от твърди плаващи тела, които евентуално биха се промъкнали в смукателния тръбопровод и биха запушили каналите на работното колело и даже биха причинили наклон от лопатките. За да се предпазят отворите му от затичане и задържане, необходимо е той да се оразмерява със сравнително малка скорост — от 0,5 до 1 м/с, която се отнася за светлото сечение на отворите. Горната граница се отнася за чиста вода, а долната — за нечиста, която носи със себе си много шума, храсти и др. В последния случай е препоръчително кошът да се прави лесно разглобяем с възможност за повдигане на водното ниво и за почистване, без да става нужда от подкушване на резервоара A . Местните хидравлични загуби се изчисляват с коефициент $\zeta \approx 5$ до 6, а когато кошът е съчетан заедно със смукателната клапа, $\zeta = 10$.

При много големите помпи — за дебит от няколко стотин литра за секунда — смукателният кош се подпомага от смукателна решетка, монтирана на входа на смукателната камера, откъдето помпата засмуква. Конструктивното оформяване на решетката трябва да позволява удобното и почистване.

б. *Смукателна клапа* (клатан), направена от метал, каучук или кожа, която служи за напълване помпата с течност. Нейните манометрични загуби се изчисляват с коефициент $\zeta = 4$ до 5.

При много големите помпи смукателната клапа дава значителни загуби, поради което се налага нейното премахване и напълване на пом-

пата преди пускане в действие посредством вакуумпомпа; светът отвор около 500 мм е максимален размер за клапа от този вид.

в. *Колея* от чулу или стоманена тръба. Препоръчително е тя да се прави с възможна най-голям радиус, който е равен на около три пъти диаметъра на тръбата. Манометричните загуби се изчисляват с $\zeta = 0,25$, когато колейното е под 90°.

г. *Прямолинейна част* от тръба, която в повечето случаи се прави от стомана. За да се избегне всякаква възможност за задържане на въздуха в тази част при напълването ѝ с вода за пускане на помпата в действие, е необходимо тя да се направи със слаб наклон надолу от помпата към резервоара A . Ако евентуално тръбата 4 е монтирана с обратен наклон, т. е. краят в A е оставен по-високо от този към колейно 3 , необходимо е да се постави в най-високата точка по тръбата малко продълговато краче за напускане на застояли въздух.

Вътрешният диаметър на тръбата се изчислява за скорост от 1 до 2 м/с. Ниската стойност се отнася за големи дължини, а високата се взема, когато смукателният тръбопровод е много къс и манометричните загуби са незначителни.

д. *Конфузор* от стомана или чулу. Той свързва по-големия диаметър на колейното 3 с по-малкия диаметър на помпата; необходимо е да се направи така, че най-горната му образувателна да оставя хоризонтална при монтирано положение. Това е абсолютно необходимо за отстраняване на евентуалното задържане на въздух в него и колейното 3 .

Тук трябва да се отбележи, че в смукателния тръбопровод не се монтира спрятелно приспособление (шибър или крап). Такова е необходимо само когато помпата е под налягане, т. е. нивото на течността в резервоара A е по-високо от остана на помпата и служи да спре притока на течност към помпата при ремонт или когато няколко помпи имат общ смукателен тръбопровод, което не се препоръчва.

е. *Диаметър* от най-различен тип, който задвижва помпата P (не е показан на фигурата). Свързва се с помпата посредством трансмисия, редуктор или направо. Препоръчително е двигателът да има променлив брой обороти, особено когато помпата ще служи за изследователска нужди.

Нагнетателният тръбопровод се състои от:

ж. *Колея* под 90°, идентични с тези от позиция 3 , но за съответния диаметър; $\zeta = 0,25$.

з. *Прямолинейна част* от стоманена тръба, разположена с произволно избрани наклони. В някои случаи според формата на терена тя се накланя и слеза, вследствие на което се налага монтирането на автоматични обезвъздушители във всички най-високи точки. Евентуално задържаните тук въздух в големи количества може да стане причина за получаване на водни удари и неспокоен ход на помпата.

Определянето на диаметъра на напорния тръбопровод става по таблица сметка, като се има пред вид, че при диаметър до 250 мм се работи със скорости до 2 м/с, докато при по-големи диаметри от 250 мм се достига 3,5 м/с, а даже и повече.

и. *Възвратен клатан* от чулу или стомана в зависимост от налягането, за което е помпата. Служи да предотврати връщането на течността от тръбопровода 8 към резервоара A , когато помпата внезапно спре и

смукателната клапа 2 е повдигната (в този случай помпата може да работи като водна турбина). Той служи също да отстрани изтичането на смукателния тръбопровод на високо налягане, когато клапанът 2 се затвори автоматично. Такова внезапно спиране на помпата става например при прекъсване на електрическата енергия. Леглото на клапана се прави от бронз, за да не се окислява и по-добре да улягва.

Редът на монтирането — помпа, клапа, шибър или помпа, шибър, клапа — не е от значение за действието на машината; възприема се она, което е по-удобно от гледище на експлоатацията.

к. *Спирателно приспособление*, което бива в повечето случаи шибър, служи за спиране, пускане в действие и регулиране произволителността на помпата. Шибърът, наричан често *нагнетателен шибър*, трябва да бъде затворен при пускане в действие на центробежна помпа, докато при произволна помпа той трябва да се остави в отворено положение.

а. *Байпас* (околовръстна тръба с кран от $\frac{3}{4}$ до 3 пола). Служи да доведе течност от тръбопровода 8 към помпата за налягането и преди пускане в действие. Монтира се на спирателни приспособления и въртатни клапани, които имат светъл отвор, по-голям от 200 шп. Те работят на високо налягане. Байпасът служи също за изравняване на налягането от двете страни на затвора за по-лесното му отваряне.

м. *Водомер, батенда* или друга апаратура за измерване дебита на помпата, които се монтират по възможност в хоризонталната част от напорния тръбопровод. При помпите за много голям дебит е необходимо да се предвиди праволинейен канал с правоъгълно сечение, където да става измерването на скоростта на водата по един от начините за определянето на дебита.

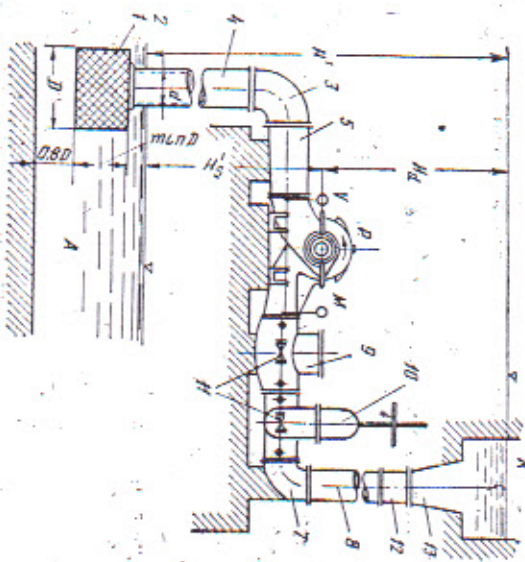
н. *Дифузор*, монтиран в края на напорния тръбопровод, който служи да намаля местните хидравлични загуби при внезапното разширение, т. е. загубите от оставаща скорост.

Разгледайки на фиг. 33.1 начин на монтиране на тръбопровода спрямо напорния резервоар е известен под името монтаж с горна връзка. Той има предимства, че не позволява изтичане на резервара R при евентуална повреда и изключва възможността от претоварване на електродвигателя, тъй като геодезичната височина остава почти постоянна. Съществен недостатък е измисленото повдигане на течността на височина ΔH_d , която при малка манометрична височина може да представлява значителен процент от общата консумирана енергия.

За отстраняване на съществения недостатък при монтажа с горна връзка се прибегва към монтажа с долна връзка, който е изобразен на фиг. 33.2 и който намира приложение предимно при помпите за много големи дебита и ниски манометрични височини. Тук са запазени означенията от фиг. 33.1, като са прибавени още вакууметърът V и манометърът M . Помпата P е двуделна, с двойно втичане и спирателно тяло.

Предимството на този начин на монтиране се състои в икономичното действие на помпата, докато недостатъкът е свежат до загряване на електродвигателя на центробежната помпа при голямо налягане на геодезичната височина и опасност от изтичане на течността от R в A при внезапно спиране на помпата и неизправност на арматурата. Под

арматура на помпата се разбира смукателният кош, смукателната клапа, възвратната клапа и шибърът. Този са частите, които са абсолютно необходими за действието на помпата.



Фиг. 33.2

При монтиране на смукателния кош трябва да се съблюдават размерите, изразени в зависимост от диаметъра на коша D . Последният се поставя на разстояние D от най-близката стена и на свободно разстояние (1,5 до 2) D от най-близкостоящия смукател на съседна помпа.

Инсталацията трябва да позволява лек монтаж и демонтаж на помпата, което трябва да се има пред вид при проектирането. Монтирането на тръбите трябва да позволява свободното разделяне на фланците един от друг и изваждане на някои от частите, без да става нужда от повдигане на останалите. Шибърът, възвратната клапа и тръбите трябва да се монтират ниско в съответния канал, разположени по пода на машинната зала, а не да се оставят високо над помпата; това налага тяхното разглобяване и наново монтиране всякога, когато се прави ремонт на помпата.

Всички отоплителни течности от лабиринтни улягненици и други на помпата трябва да се събират към обща фуния, монтирана към чугунената рама на помпата (фиг. 29.9), откъдето се отвеждат към смукателния резервоар A или към канализацията на съответното място.

34. УНИВЕРСАЛНА ХАРАКТЕРИСТИКА НА РАБОТНА МАШИНА

а. Основно уравнение

Универсалната характеристика, наречена още *тонограма*, представя графичен образ на зависимостта между манометричната височина, дебита, оборотите в минута, к. п. д. и мощността на дадена турбомашин-

на. Тази зависимост се дава от съответното главно уравнение (13.13), а именно

$$H = \eta_H \frac{1}{g} (u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1})$$

където съгласно уравнение 1.13 за манометрични к. п. д. се написва

$$\eta_H = H / (H + \Delta H)$$

След съответно заместване се получава

$$(34.1) \quad H = \frac{1}{g} (u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1}) - \Delta H$$

Тук отделните скорости и манометричните загуби ΔH в проточни канал на самата помпа, вентилатор или турбокомпресор могат да се изразят чрез дебита, диаметрите и оборотите, както следва:

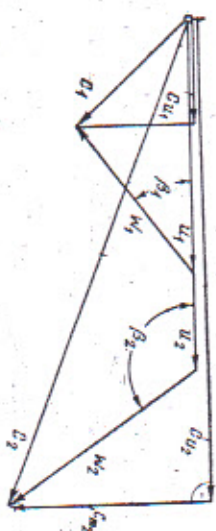
$$(34.2) \quad u_2 = \frac{\pi D_2}{60} n, \quad u_1 = \frac{\pi D_1}{60} n$$

От скоростните триъгълници при входа и изхода на работното колело (фиг. 34.1) може да се напише

$$(34.3) \quad c_{u_2} = u_2 - \frac{c_{m_2}}{\operatorname{tg} \beta_2}, \quad c_{u_1} = u_1 - \frac{c_{m_1}}{\operatorname{tg} \beta_1}$$

където β_1 и β_2 представляват ъглите на лопатката при малкия и големия диаметър на работното колело, респ. входа и изхода за работната машина. Замества се

$$c_{m_1} = \frac{Q}{\pi D_1 \lambda_1}, \quad c_{m_2} = \frac{Q}{\pi D_2 \lambda_2}$$



Фиг. 34.1

Тогава

$$(34.4) \quad c_{u_2} = \frac{\pi n D_2}{60} - \frac{Q}{\pi D_2 \lambda_2 \operatorname{tg} \beta_2}, \quad c_{u_1} = \frac{\pi n D_1}{60} - \frac{Q}{\pi D_1 \lambda_1 \operatorname{tg} \beta_1}$$

Хидравличните загуби са квадратна функция на дебита, т. е.

$$(34.5) \quad \Delta H = K Q^2$$

Стойността на ΔH се определя от общия к. п. д. η на машината и съответната стойност за хидравлични к. п. д. η_H , който се дава от израз

$$(34.6) \quad \eta_H = \frac{\eta}{\eta_m \eta_Q}$$

Тук η е известно, а η_m и η_Q се приемат, тъй като тяхното изменение е в сравнително тесни граници.

След изчисляване на η_H по уравнение 34.6 за ΔH се написва

$$(34.7) \quad \Delta H = (1 - \eta_H) H$$

За номинален дебит Q_H и разполагаема енергия H коефициентът K в уравнение 34.5 добива стойността

$$(34.8) \quad K = \frac{(1 - \eta_H) H}{Q_H^2}$$

След съответно заместване в уравнение 34.1 се получава за работната машина

$$(34.9) \quad H = A n^2 + B n Q - K Q^2$$

а за силова машина се написва

$$(34.10) \quad H = A n^2 + B n Q + K Q^2$$

където

$$A = \frac{\pi^2}{60^2 g} (D_2^2 - D_1^2);$$

$$(34.11)$$

$$B = -\frac{1}{60 g \lambda_2 \operatorname{tg} \beta_2} + \frac{1}{60 g \lambda_1 \operatorname{tg} \beta_1}$$

Уравненията 34.9 и 34.10 представляват криви от втора степен, които при предварително зададени параметър H могат да бъдат построени в координатната система от фиг. 34.2. За целта е необходимо да се решат така получените квадратни уравнения спрямо n с аргумент Q , при което се получава съответно

$$(34.12) \quad n_{1,2} = \frac{-BQ \pm \sqrt{B^2 Q^2 + 4A(KQ^2 + H)}}{2A}$$

$$(34.13) \quad n_{1,2} = \frac{-BQ \pm \sqrt{B^2 Q^2 - 4A(KQ^2 - H)}}{2A}$$

Уравненията 34.9 и 34.12 се прилагат в I и IV квадрант от фиг. 34.2, а които има нормално протичане на флуида, т. е. $Q > 0$, което е обичайно за работна машина — поток от сгънатата към нагнетателната труба. Уравненията 34.10 и 34.13 се отнасят за II и III квадрант, т. е. $Q < 0$, което е за силови машини — поток на флуида от нагнетателя към сгънатата страна.

Тъй като в случая характеристиката се очертава в четирите квадранта, тя представлява по-специална характеристика, носи името четириквартна характеристика и е разглеждана в следващия параграф.

Тук се разглежда ново уравнение 34.9, в което A , B и K са константи за дадено построено работно колело. Техните значения зависят от вида на машината. При центробежни машини $A > 0$. Значително на β зависи от ъгъла β_2 . Ако

$$\beta_2 > \pi/2, \text{ тогава } B > 0;$$

$$\text{ако } \beta_2 < \pi/2, \text{ тогава } B < 0.$$

Пред вид на изложението, уравнение 34.2 представлява погрешна от втора степен, наречена хиперболическа парабола и д, която няма голямо практическо значение. Характеристиката нейният сечение с плоскостта, успоредна на проекционните равнини HOQ , QON и NOH от координатната система $OxQy$ (фиг. 34.2 а).

1. $n = \text{const}$, т. е. сечението с плоскост, успоредна на равнината QON дава характеристиките за пратиката криви $Q-H$, чийто аналитичен израз произхожда от уравнение 34.9 и получава вида

$$(34.14) \quad H = A + BQ - KQ^2,$$

който представлява парабола, изобразена на фиг. 34.2 б. Когато дебитът $Q=0$, манометричната височина се равнява на свободния член A' от горното уравнение. Максимумът на кривата се определя от израза

$$\frac{dH}{dQ} B' - 2KQ = 0$$

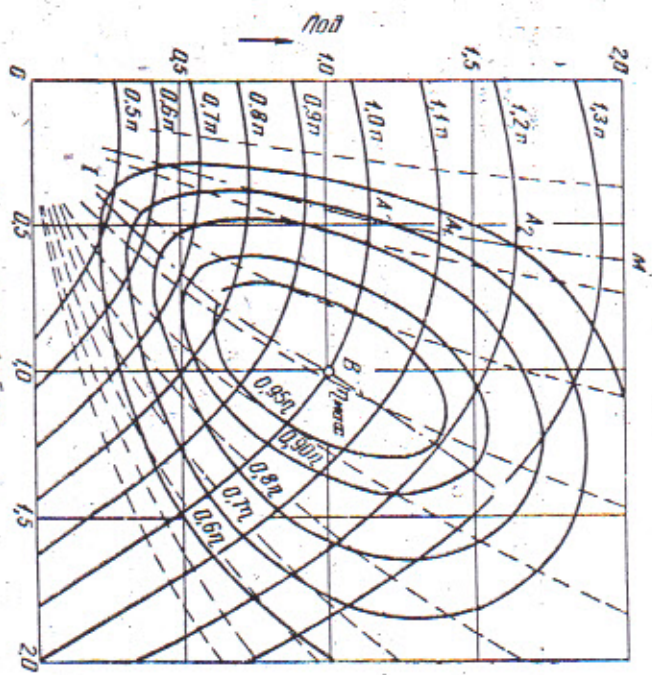
$$Q = \frac{B'}{2K}$$

При $B' > 0$ максимумът на H се намира при дебит, по-голям от нула, и обратно, когато $B' < 0$, максимумът на H съответствува на отрицателен дебит, както показва скица δ на фиг. 34.2. В практиката се срещат двете форми на кривата, но физическо значение за нормален режим имат само стойностите за $Q > 0$.

6. Линии на постоянен к. п. д.

Разглеждаме тук криви могат да се преизчислят по уравнението за подобие на различни обороти или да се построят експериментално. Отбелязването на к. п. д. и свързването на точките е едни и различни

ни обороти на действие дава найеобразните криви. Последните заедно с характеристиките $Q-H$ съставляват цяла мрежа от криви, показани на фиг. 34.3 и известна под името η и η версална характеристика на разглежданата работна турбомашина. Точката B дава максимален



Фиг. 34.3

к. п. д. и съответствува на нормални обороти 1,0 м об/мин. При изместване на оборотите точката B се измества по оската линия $I-I$, която дава най-големия к. п. д. за различни обороти, който всякога ще бъде по-малък от този в B . Така например при обороти 0,5 м максималният к. п. д. ще бъде по-малък от η_{max} в точка B и равен само на 60% от него. Линиите M изглеждат същите функции. Тези линии се оприличават на параболи, които минават през началото на координатната система. Определението на тяхната форма става по споменатите формули на подобие. Те са известни като криви на постоянен к. п. д. и спомогателно, за отчитане на приблизителната стойност на к. п. д. при дадени обороти, когато е известна линията на изменение на к. п. д. само при други обороти. Тук върху абсцисата и ординатата ос са отбелязани с единица нормалният дебит и нормалната манометрична височина, за които е изчислена турбомашината.

2. $Q = \text{const}$ дава сечението с плоскост, успоредна на равнината NOH от фиг. 34.2, уравнение 34.2 получава вида

$$(34.16) \quad H = An^2 + B'n - K'';$$

това уравнение изобразява парабола, която при $n=0$ дава $H = -K''$ и при това има установен минимум, а именно

$$(34.17) \quad \begin{aligned} \frac{dH}{dn} &= 2An = B'; \\ n &= -B'/2A. \end{aligned}$$

В зависимост от знака на B' минимумът се намира надясно или наляво на ординатната ос, като в двата случая той е нерелевантен, тъй като съответства на отрицателната манометрична височина, както показва скица 6 от фиг. 34.2.

Експерименталното начертане на кривите от фиг. 34.2 е трудно, защото в практиката за целта се използва универсалната характеристика (фиг. 34.3), която се пресича с вертикална права, т. е. права на постоянен дебит. Пресечните точки с отделните криви при постоянни обороти позволяват да се построи кривите от фиг. 34.2.

3. $H = \text{const}$ се получава при пресичане на хиперболични параболи с плоскост, успоредна на проекционната равнина QOa . За този случай са в сила уравнения 34.9 и 34.10, както и аналитичните решения, дадени с уравнения 34.12 и 34.13, в които трябва да се заместят H със съответната стойност на манометричната височина в метри стълб от флуида. Работният образ на получените зависимости $n=f(Q)$ се дава от четирискладрантата характеристика, показана на фиг. 35.1, където манометричната височина е означена с $f \equiv H=0$ до $+250\%$ и от 0 до -100% , а моментът $M=0$ до $+250\%$ и от 0 до -200% спрямо стойностите при нормален режим, т. е. режима при максимален к. п. д.

Топограмата от фиг. 34.3 се строи експериментално посредством линиите $Q=H$ от фиг. 34.2 б, като върху заснетите точки се отбелязват експериментално получените к. п. д. От построенията на $(Q-H)$ за значителен брой постоянни обороти и свързването на точките с един и същ к. п. д. се получават елипсоидните криви на постоянен к. п. д. Линиите $Q-H$, на които се намира максималният к. п. д., показва оптичните обороти на въртене на експерименталната работна машина. За случая на фигурата това са оборотите 1,0 п.

Построенията на елипсоидните криви става още, като се излезе от опитно начертаните линии $\eta=f(Q)$ за различните постоянни обороти, на които е изпробвана работната машина. За целта се прекарват хоризонтални например през 10% к. п. д. Точките на пресичането им с линиите на η за различните обороти се вдигат до съответната линия $Q-H$. Така се намират за различните обороти точките на постоянен к. п. д., чието свързване дава експерименталните криви на постоянен к. п. д., т. е. елипсоидните линии.

в. Мощност и обороти при турбомашините

На фиг. 34.4 е изобразена експерименталната топograma на центробежна помпа, изследвана [16] в лабораторията на катедрата „Хидравлични машини“ при ВМЕИ „Ленин“, София. Двигателят е на променлив ток и

променливи обороти. Кривите H дават връзката между дебита и манометричната височина, P — мощността върху вала и η — к. п. д. След построение на споменатите криви по отчетените експериментални данни за различните обороти на въртене 1400, 1250, 1150, 950 и 870 се строят елипсоидните криви на постоянен к. п. д. по посочените вече по-горе начин чрез прекарване на хоризонтални линии през линиите $\eta=f(Q)$.

За конструктора на електродвигателя представлява интерес изследването на мощността P в зависимост от оборотите n . За целта се отбелязва от уравнение (14.7), че мощността представлява кубична параболна дъга от оборотите.

Нека P_1 и n_1 бъдат мощността и оборотите на работната машина при произволно избран к. п. д. — например максималният η_{max} и P да бъде мощността на същата машина, която работи при произволно избраните обороти n , но при запазване на к. п. д.

За конкретния случай уравнение (14.7) се написва

$$(34.18) \quad \frac{P}{P_1} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^3 \quad \text{или} \quad P = \frac{P_1}{n_1^3} \cdot n^3.$$

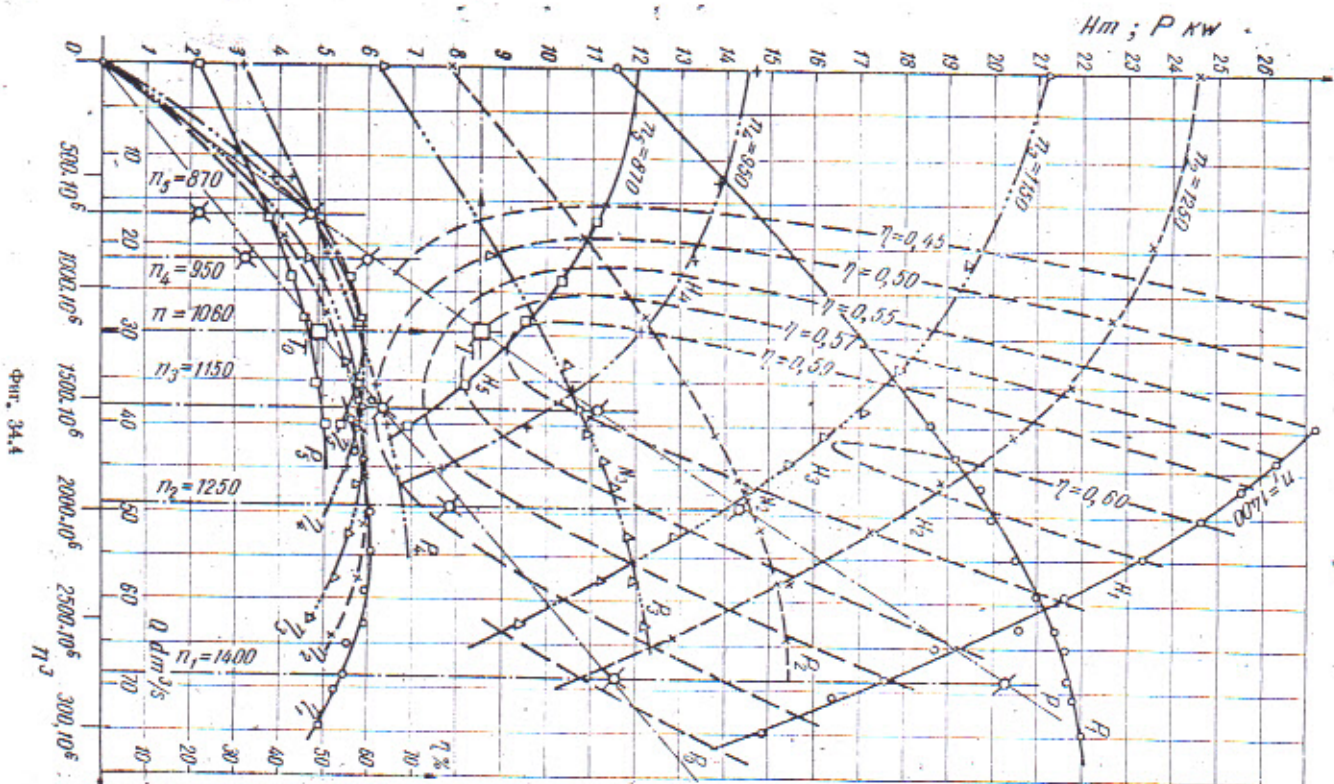
Тъй като P_1 и n_1 са известни, тяхното отношение представлява константа $a = P_1/n_1^3$, докато n^3 представлява аргументът $x = n^3$. Следователно горното уравнение се написва

$$(34.19) \quad P = a \cdot x.$$

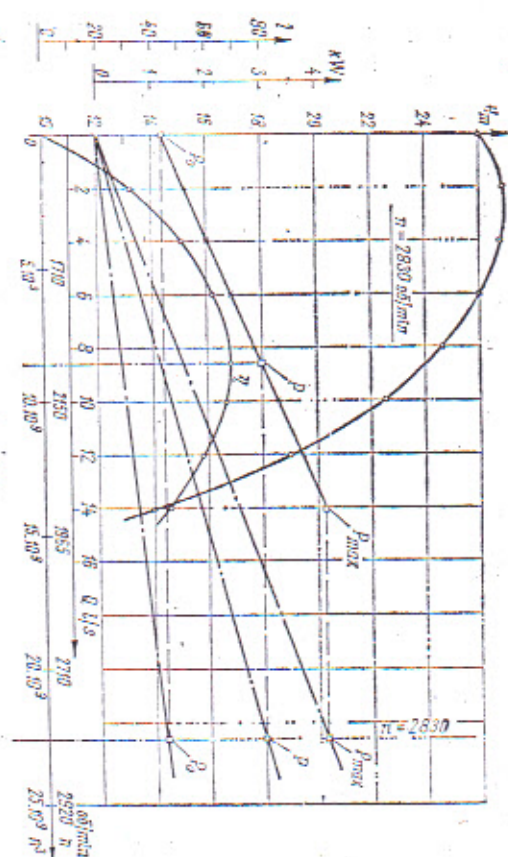
Това уравнение представлява права през началото на координатната система, върху абсцисната ос на която са нанесени n^3 , а върху ординатната ос P — мощността, както при обичайните $Q-P$ и $Q-H$ диаграми. Тук Q и H представляват дебитът и манометричната височина.

Трябва да се отбележи, че за всяка конкретна стойност на к. п. д. може да се построи съответна права, която се отклонява от останалите по ъгловия коефициент a . Характерни са и представляват интерес три те прави, които съответствуват на нула дебит, максимален к. п. д. и максимален дебит, т. е. $H=0$. Първата дава нарастването на мощността при ускоряването на машината, което е от съществено значение за оразмеряването на съответния електродвигател. Втората дава мощността на двигателя, който да задвижва работната машина при произволно избран оборот на въртене. Третата служи да определи пределната мощност на машината от гледна точка на двигателя. Когато характеристиката $Q-P$ е с максимум, тогава характерна е линията по уравнение 34.19, която съответства на P_{max} за познатите обороти n .

Върху абсцисната ос на фиг. 34.4 са нанесени n^3 и са построени само двете въпросни прави: OP_0 , която дава нарастването на мощността при затворен шибър на помпата, т. е. $Q=0$, и OP , която дава намаляването на мощността при променение на оборотите, но действително да осъществява при максимален к. п. д. Тези две прави са получени експериментално въз основа на данните от работната универсална характеристика на същата помпа. Това потвърждава теоретичната постановка, изтъкната по-горе. Третата характерна линия за P_{max} не е построена, понеже липсват данни от универсалната характеристика поради невъзможността за претоварване на електродвигателя.



Фиг. 34.4



Фиг. 34.5

Получените изводи и характеристики прави по уравнение 34.19 се отнасят за всички турбомашини, при които мощността представлява кубична параболата от оборотите. За построяването на върхните линии OP_0 и OP е достатъчно да се познава мощността при нула дебит и мо-

щността при нормален дебит за оборотите на въртене на машината; следователно съвсем не е необходимо познаването на пълната работна универсална характеристика (топograma) на машината, както е изобразената на фиг. 34.4, която послужа само за доказателство на теоретичните изводи.

Пример 1. Ако помпата с работна универсална характеристика от фиг. 34.4 се върти на 1060 об/мин, каква ще бъде консумираната мощност при действие на максимален к. п. д. и при затворен шибър. Отговорът на въпроса се отчита върху правите OP и OP_0 . За целта се написва

$$n^3 = 1060^3 = 1.190 \cdot 10^9.$$

От получената абсциса за n^3 се изчита перпендикуляр до пресичането му с правата OP в точка T_0 и правата OP_0 в точката T . По ординатите ос се отчита съответно 4.9 kW и 8.3 kW.

Пример 2. Обичайно в каталозите за турбомашини се дават характеристиките на помпата, изобразени чрез линиите $(Q-H)$, P_0/P_{max} и η , показани на фигура 34.5 при постоянна тълкова скорост, измерена с $n = 2830$ об/мин.

На основание на изложението са нанесени върху хоризонталната ос в равномерен мащаб n^3 и съответните об/мин на дясна стена.

Върху вертикалата за $n = 830$ об/мин са отбелязани трите характерни мощности: P_0 — мощност при дебит нула; P_{max} — мощност при максимален к. п. д.; P_{η} — над-голямата мощност.

Тези три мощности са отнесени върху линиите за мощността при $n = 2830$ об/мин. Сравняването на точките P_0 , P и P_{max} с точката $n^3 = 0$ и $kW = 0$ дава трите прави, върху които се отчитат стойностите на трите вида мощности при дадена стойност на n^3 .

35. ЧЕТРИКВАДРАНТНА ХАРАКТЕРИСТИКА И ЕКСПЕРИМЕНТАЛНОТО ИЗСЛЕДВАНЕ

От съществено значение за икономичното измерване на помпите станции е намаляването на водните удари. При обичайното използване на клапаните с възвратни клапани (затворни съоръжения), внезапното прекъсване на електрозахранването неминуемо води до появата на воден удар. Ето защо нипослъзък се проектират помпени станции без затворни съоръжения, което значително намалява инерционните и обемната експлоатацията. Постигнатото по този начин намаляване на водния удар води до съществена икономия на стомана поради намаляване на дебелината на стените на напорния тръбопровод.

Липсата на затворни съоръжения дава възможност за обратно протичане на водата, което довежда помпата в условия на работа, различни от обичайните, а именно в спирални и турбинни режими на действие. При тези режими ъгловата скорост може да надвиши нормалната. Същото може да се каже и по отношение на спиралния момент.

За правилното измерване на двигателя, който ще задвижва помпата, е необходимо да се знаят максималните стойности на ъгловата скорост и момента. Данни за тези величини може да се получат от съответен модел по експериментален път. За цета моделът се остави да работи при всички възможни комбинации на протичане на водата през него $(+Q; -Q)$ и в двете посоки на въртене $(+n; -n)$. Тук комбинацията $+Q, +n$ означава нормална помпена работа, а $-Q, -n$ означава турбинна работа.

Ако резултатите от експерименталното изследване се изобразяват графически в координатната система $\pm Q, \pm n$, получава се *опилна четиреквадрантна характеристика*.

Построяването на стенд и модел за снемане на тази характеристика изисква значителни средства и време. В много случаи нуждите на практиката могат да бъдат задоволени с приблизителни данни от четиреквадрантната характеристика, построена аналитично посредством уравнения 34.9, 34.10 и фигура 34.2.

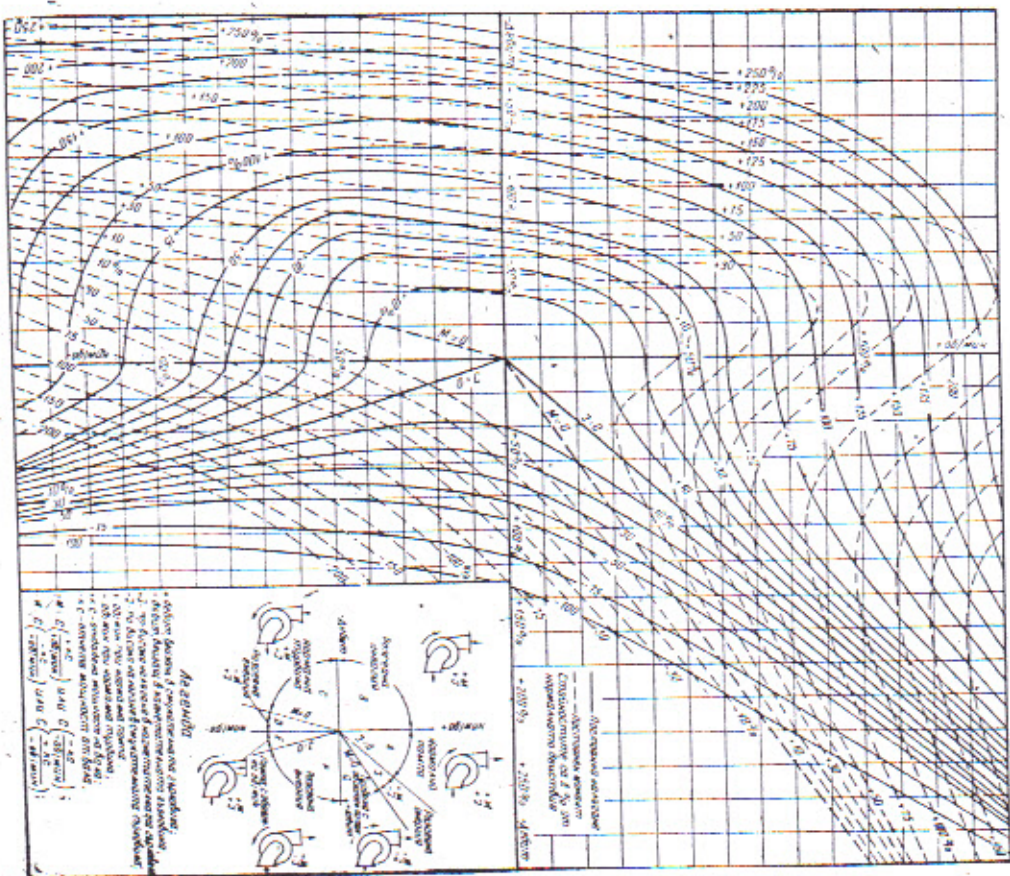
За практиката са важни както моментът и падът, така също дебитът и достигнатата максимална ъглова скорост при това турбинно действие на помпата. Заснемането на тези данни не може да стане в произволствена обстановка, понеже явление протича в много кратък интервал от време. Ето защо се налага ползуването на лабораторна обстановка и заснемане на четиреквадрантната характеристика, показана на фиг. 35.1, при различни стойности на налягането и момента M , дадени в % от нормалните стойности.

Ненормален помпен режим се разбъри, когато помпеното работно колело от фиг. 13.2 се завърти по посока на часовниковата стрелка. Това то също дава дебит и налягане, но съвсем незначителни по отношение на нормален режим.

Ненормален турбинен режим се явява за случая на фиг. 13.2, когато водата под налягане идва откъм оста на въртене, преминава през каналите на работното колело и посредством направляващи апарат се отвежда към спиралата, като роторът се завърта обратно на посоката на часовниковата стрелка, т. е. машината работи като *центробежна турбина* и за случая на показаното във фигурата взаимно разположение на

дodatките от работно колело и направляващи апарат, произвеждат мощност ще бъде незначителна.

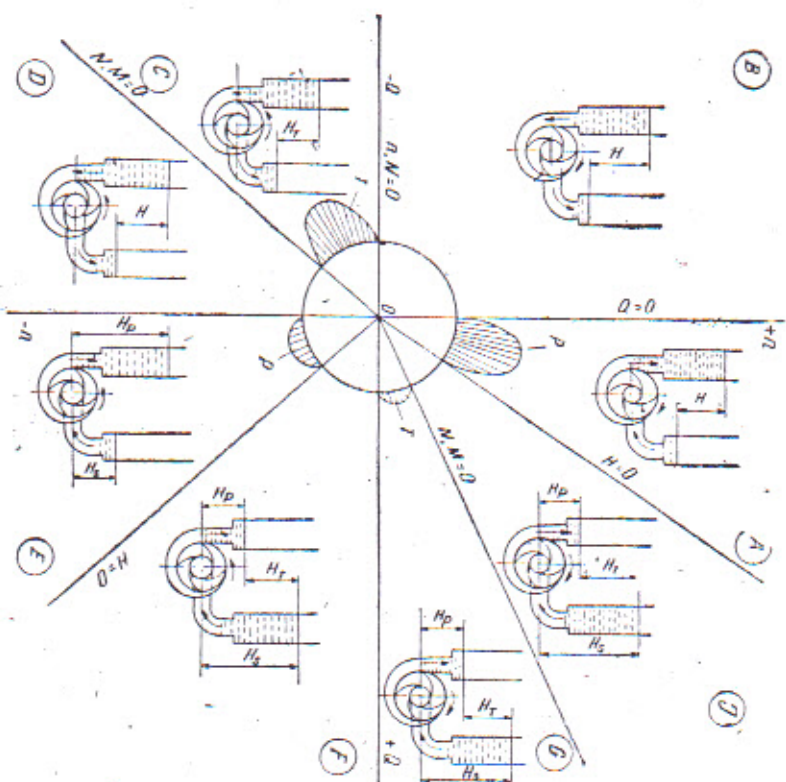
Когато *смукащата страна на помпата е вод налягане*, т. е. работното колело е помпено и съществуват условия за изтакане на



Фиг. 35.1

напорния тръбопровод, както и за преминване на вода по гравитация от смукателния резервоар към напорния тръбопровод, товава съществува условия за проявяване на спомнатите по-горе *четири режими* на

действия: два нормални и два неормални. Между всеки два последователни режима на действие от споменатите тук четири "стабелства" по един спирален режим или няколко четири спирални режима, т. е. определените от координатните оси четири квадранта се разделят на осем зони, които ще се разглеждат в последователен ред.



Фиг. 35.2

При физическото изясняване на въпроса за по-голяма предвидност се ползва фиг. 35.2, върху които са дадени във форма на воден стълб наляганата, действащи в смукателната и налягателната страна на машината, които се означават с H_t — разполагемата енергия за трансформиране като турбина, а с H_p — трансформираната енергия при действието и като помпа.

Зона 1 от фиг. 35.2 дава нормалното помпено действие, което представлява обичайния случай на работа и не се нуждае от допълнителни пояснения.

С прекъсване на електрическата енергия помпата продължава да се върти в същата посока вследствие инерционното действие M , на въртящите се части, чийто махов момент е GD^2 , но ъгловата скорост прогресивно намалява поради механичните и други загуби. Това води до намаляване на отдалената от помпата на водата енергия и се изобразява със зона B на фигурата. Тук енергията H_p е по-малка от статичното налягане H в напорния тръбопровод. Разликата $H_t = H - H_p$ представлява енергията на водата, която се стреми да премине от напорния тръбопровод към смукателния тръбопровод, т. е. машината да заработи като турбина с въртящ момент M_t и посоката на въртене да стане обратна на посоката и на въртене като помпа. Докато $|M_t| > |M_p|$, ъгловата скорост запазва своята първоначална посока и машината не извършва никаква полезна работа.

Когато $|M_t| = |M_p|$, ъгловата скорост става нула, след което променя знака си и машината почва да работи като нормална турбина. Това е зона C от фиг. 35.2. По условие се приема, че притока на вода към напорния тръбопровод е ограничен, следователно с итакането на водата стойността на H_t намалява и идва момент, когато произведената мощност $P_t = N_t = 0$, съответно и $M_t = 0$.

След този момент се навлиза в зона D, където под действието вече на отрицателния масов инерционен момент M , машината почва да работи като помпа с обратна посока на въртене и създава налягане H_p , което не е изобразено на фигурата и е по-малко от налягането H в налягателната тръба. Водата продължава да се изтича от напорния към смукателния тръбопровод, без да се извършва полезна работа, и стойността на H прогресивно намалява. Когато стане изравняване на енергията, т. е. $H = H_p$, тогава протичащият през машината дебит е $Q = 0$, след което се навлиза в зона E.

Машината започва помпено действие с обратна посока на въртене, като отдава енергията H_p на водата, която почва да се движи от смукателния към налягателния тръбопровод и първи последния, докато в същия се създаде налягане $H_p = H_t$.

Понеже действието на масовия инерционен момент прогресивно намалява след намаляване на оборотите, което води до съответно понижаване стойността на H_p и идва момент, когато налягането H_p в смукателната тръба ще бъде по-голямо от H_p . Това заставя машината да работи като центробежна турбина с двигателен момент M_t , който се съпротивлява на масовия инерционен момент M , на помпата. Това е зона F в която не се извършва полезна работа.

Когато M стане равен на M_t , тогава $n = 0$ и ъгловата скорост променя посоката на въртене, след което действието навлиза в зона G, т. е. машината почва да работи като центробежна турбина под действието на налягането H_t , което е определено от налягането H в смукателната тръба и налягането в налягателната тръба, или

$$H_p - H_t = H_s - H_p.$$

Преминването на водата от смукателната страна в налягателната води до увеличаване на H_p и двигателният момент на турбината M_t намалява. Моментът M_t става равен на нула, преди H_p да бъде равен на H_p , понеже разликата $H_t = H_s - H_p$ остана за покриване на механич-

ните загуби от трисене, без да се създава полезен въртящ момент. В този случай се казва, че машината работи изключително на загуби и се намира в зона J .

Поради инертността на ротора на турбулата „Помпа — електрически двигател“ машината започва да работи като нормална помпа и прехвърля водата от смукателната тръба към нагнетателната, при условие че помпата не е пълна. Следователно помпата навлиза наново в действие от зона A , но за двигателя служи инерционният момент на масата на ротора, след което иде действието според зона B и т. н.

Ако в полярни координати се нанесат по радиусите стойностите на полезните въртящи моменти за помпено и турбинно действие при един и същ пад H , получават се прихованите площи от зоните A, C, E, G . Отношението на съответните площи от зоните A и C , когато са заснети при един и същ пад H , дава отношението между к. п. д. за действието като помпа и като турбина.

При *обратните машини*, т. е. машините, които трябва да работят и като помпа, и като турбина, се цели това отношение да бъде равно на единица.

Експерименталното построение на характеристиката се извършва, като за всяка зона се правят отчитания при постоянен пад H за различни стойности на n , например през 100 оборота от минималните възможни до максималните. След това опитите се повтарят за друга стойност на H , като се започва от максималната и през един или два метра се спира до минималната възможна стойност на H .

В практиката, където при внезапното спиране на помпата напорният турбопровод остава непрекъснато пълен и върху работното колело на машината действа падът H , се наблюдават само първите три зони: A, B, C , т. е. чисто помпено, спирало и турбинно действие. Тъй като при изключен електродвигателят ватът се явява ненагледен, турбинното действие ще доведе машината до нейните предели обороти, които се изчисляват в зависимост от специфичните обороти при оптималния турбинен режим на действие на турбогрупата и изпада за съответните приведени еднородни обороти.

Според изследванията [27], проведени в катедрата „Хидравлични машини“ при ВМЕИ „В. И. Ленин“ в София, трябва да се имат пред вид следните изрази, които важат за n , в граници от 70 до 500 и са изчислени по уравнение 14.18, както навсякъде в този учебник:

$$\frac{n}{n_H} = 0,975 + 0,0019 n_s^{0,35}; \quad \frac{Q_p}{Q_H} = 0,0975 + 0,0142 n_s^{0,35};$$

$$M_o = 0,875 + 0,0013 n_s^{0,35}; \quad \frac{Q_o}{Q_H} = 1,595 - 0,0418 n_s^{0,35};$$

където n_p , Q_p са максималните обороти и дебит, при обратно въртене на работното колело; M_o , Q_o — моментът и дебитът при обороти $n=0$ и обратен поток; n_H , M_H , Q_H — оборотите, моментът и дебитът при максимален к. п. д.

36. ЛИНЕЙНИ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ТОЧКА НА ДЕЙСТВИЕ

Полуването на топограмата от фиг. 34.3 за нуждите на експлоатацията нагледно показва, че при различните обороти, което изисква съответен двигател, с какъвто не всякога се разполага. По-лесно за съставяне са линейните характеристики, които се строят по теоретичен и експериментален път.

Теоретичната характеристика $Q-H$, изобразена на фиг. 36.1, се строи, като се изхожда от теоретичните изводи, разгледани в предшестващите параграфи. Тук линията I представлява параболния образ на теоретичната манометрична височина при безкраен брой лопатки. В зависимост от стойността на ъгъла β_2 се получават и съответните линии I за изходния ъгъл, по-голям от 90° , равен на 90° и по-малък от 90° . При турбопомпи се работи всякога с $\beta_2 < 90^\circ$, както се вижда от отсечката KG на фиг. 17.1.

Линията II е съобразена с ограничени брой лопатки, като коефициентът K се определя според изложеното в параграф 16.

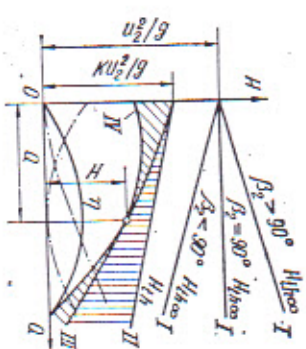
Вертикално прихованата площ представлява хидравличните загуби в проточния канал на турбомашината, докато наклонено прихованата дъга загубите от удар.

Изчисляването на всички хидравлични загуби води до построение на характеристиката $Q-H$, показана с кривата IV , както и на съответната линия на к. п. д.

а. Работна характеристика

Построяването на характеристиката $Q-H$ по разгледанния тук теоретичен път е свързано с трудности по отношение на стойностите на някои коефициенти, от които зависят вътрешните загуби на машината. Ето защо построенията по този начин характеристика е *ориентировъчна*, която е препоръчително да се работи с експериментална характеристика, наречена *работна*, която се строи по опитни данни върху изпитвателната площка на завода или след монтаж на място при сравнително голяма мощност. Тази характеристика обхваща кривите, които дават изчисленията на манометричната височина, мощността и к. п. д. в зависимост от дебита и се наричат съответно криви $Q-H$, $Q-P$ и $Q-\eta$ (фиг. 36.2). Кривите, начертани с плътни линии, се отнасят за центробежна машина, докато тези с прекъснати линии са специфични за проточните машини.

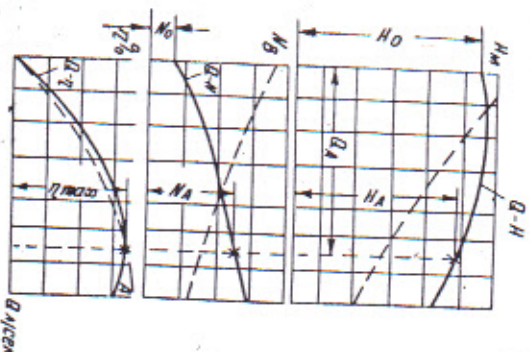
Начертаването на работната характеристика, показана схематично за помпена уредба на фиг. 36.2, изисква монтиране на машината върху изпитвателна площка. Посредством шибра след изхода с се регулира дебитът на машината и се правят съответни отчитания за определяне на манометричната височина H по уравнение 1.9 и 13.8. Измерва се също



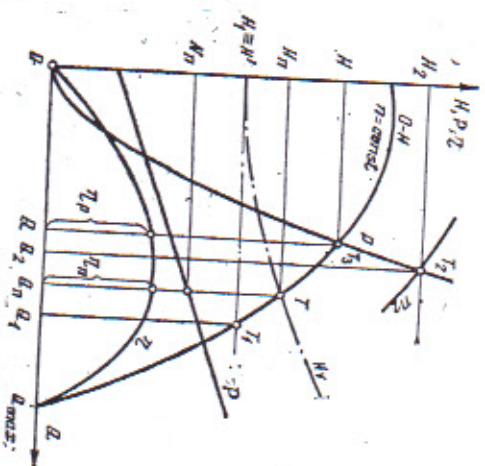
Фиг. 36.1

съответната мощност по методите, дадени в параграф 49, и се изчислява к. п. д. η по уравнение 7.19. По този начин се получава по една точка от трите криви. Опитът се повтаря няколко пъти за различни дебити, получени чрез регулиране с шибер. Свързването на отделните точки от всяка крива определя работната характеристика на машината. При затворен шибер, т. е. $Q=0$, манометричната височина на центробежната помпа е H_0 , а консумираната мощност P_0 . Стойността на P_0 е около 30% от нормалната, но трябва да се добави, че тя зависи от типа на машината. При ниските специфични обороти тази мощност може да слезе до 25% от нормалната, а при високите достига даже 50%, като за пропелерните машини тя е по-голяма от мощността при нормален дебит. Това се вижда добре от характеристиката на пропелерна помпа, изобразена върху същата фигура с прекръснати линии.

Работата на турбомашината при затворен шибер не представлява никаква опасност от гледане на якост, какъвто е случай при буталните помпи, където налягането може теоретично да стигне до безкрайност. При центробежните помпи опасността се състои в заправяне на течността, което води до термични деформации на частите от въртящата се помпа, докато при пропелерните помпи съществува опасност от изгаряне на електродвигателя, тъй като консумираната мощност при $Q=0$ е много по-голяма от тази при нормален дебит, за която обикновено се



Фиг. 36.2



Фиг. 36.3

оразмерява двигателят. Ако се означае с P мощността върху вала на работната машина, а с P_0 — мощността върху вала на двигателя, от гледане на сигурност се оразмерява

$$P_0 = (1.1 \text{ до } 1.2) P, \quad (36.1)$$

като горната граница се отнася за машини с малки мощности (няколко десетки kW), а долната граница — за големи мощности (няколкостотин kW). Необходимо е също да се отбележи, че изменението на мощността при помпите става по приблизително линеен закон.

Пред вид на всичко това се прави следният извод: центробежната помпа се пуска в действие със затворен шибер в момент, когато трябва да се пуска в действие турбомашината, която веднага след получаване на нормален двой оборот шиберът се отваря, докато пропелерната помпа се пуска в действие с отворен шибер. Това е в сила също за вентилатори и турбокомпресори.

Линейните зависимости на H , P , η като функции от Q при постоянни обороти в минута определят работната машина.

От друга страна, според фиг. 36.3 инсталационата е определена от геодезичната височина H' и хидравличните загуби H'' .

6. Точка на действие

За по-голяма прегледност разглежда се например центробежна помпа и съответната ѝ инсталация. Споменатите тук линейни зависимости са изобразени на фиг. 36.3.

Тъй като задачата на помпата е да повиши течността на желаната геодезична височина и същевременно да преодолее манометричните загуби в инсталацията, които растат с увеличаване на Q , а H на помпата намалява, ясно е, че пресечната точка T на линията H_0 и линията $Q-H$ ще представлява точката на действие, т. е. помпата ще работи при дебит Q_0 , напор H_0 , мощност P_0 и к. п. д. η_0 .

Ако същата тази помпа се остави да работи в инсталация без манометрични загуби, но при същата геодезична височина H , тогава за точка на действие се установява точка T_1 с дебит Q_1 и напор $H_1 \equiv H'$. Често пъти в практиката се постави обратната задача. Дадена е точката на действие T_2 , определена с Q_2 и H_2 , както и трите линейни характеристики на помпата $Q-H$, P , η на обороти n в минута и се търсят оборотите n_2 , на които трябва да се завърти помпата, за да се реализира желаната точка на действие T_2 .

Чрез уравнението на подобие 14.7 и метода на прогресивните приближения може да се намери търсеното решение. Обаче по-методичен и правилен ще бъде начинът, ако се използват линиите на постоянен к. п. д., които представляват приблизително параболи през началото O на координатната система.

За целта се начертава по усет параболата T_2 , която пресича характеристиката $Q-H$ в точка с координати Q, H . Написват се изразите

$$(36.2) \quad \frac{Q_2}{Q} = \frac{n_2}{n}; \quad \frac{H_2}{H} = \left(\frac{n_2}{n}\right)^2; \quad \frac{P_2}{P} = \left(\frac{n_2}{n}\right)^3,$$

в които n_2 е неизвестното. Тъй като съществуват три уравнения, а едно неизвестно, измества се точката T_2 наляво и надясно, докато се намери единствено решение на горните три уравнения. Обикновено се работи само с първите две уравнения.

Така определена, точката P дава възможност да се отчете к. п. д. η , от кривата η , която има помпата, когато се върти на n_2 оборота и ре-

дизайна точка на действие T_r . За този случай двитейлът на помпата трябва да има мощност P_D , определена от израза

$$(36.3) \quad P_D \geq (1,1 \text{ до } 1,2) \frac{p_{\text{ср}} Q_{\text{ср}}}{1000 \eta_p} H_n.$$

От топограмата на работната машина (фиг. 34.3) се вижда, че линията на постоянния к. п. д. и равен на η_{max} (изобразена с прекъсната линия) минава през точката B и се прекрива с η_{max} ос на елипсите само в областта, ограничена от елипсата $0,95 \eta_{\text{max}}$. Колкото повече се излиза навън от тази елипса, толкова повече к. п. д. намалява, въпреки че теоретически би следвало да се запази. Оттук може да се направи изводът за приложението на уравнението 36.2 за подобие, а именно, че те остават в сила само при промяна на оборотите до $\pm 20\%$ от нормалните, т. е. от $0,8 n$ до $1,2 n$. По-широките граници на приложението водят не само до погрешни стойности на к. п. д., но също и до неточности по отношение на дебита Q и пада H за възприетите нови обороти в минути.

От фигурата се вижда още, че в споменатите граници за изменение съществува приблизително прекриване на теоретичните криви на постоянен к. п. д. (прекъснатите) с плоските участъци от елипсите, следователно напълно основателно може да се чертаят линиите на постоянен к. п. д. като парабол, които минават през началото на координатната система, тъй като при $n=0$ линията $Q-H$ се редуцира в началото O . Приложението на линиите на постоянен к. п. д., както това бе сторено за точка T_r от фиг. 36.3, дава големи улеснения в практиката.

Към линейните характеристики се отнася също зависимостта 34.19 а именно $P=f(n^3)$, която е изобразена с правите OP_0 и OP на фиг. 34.4

в. Действие на пропелерна помпа при режим извън оптималния

Работните характеристики могат да се представят още в безразмерен или *относителен вид*, каквито са изобразените на фиг. 36.4 за пропелерна помпа със специфични обороти 600, ъглова скорост с 1450 об/мин и определени от отношениата

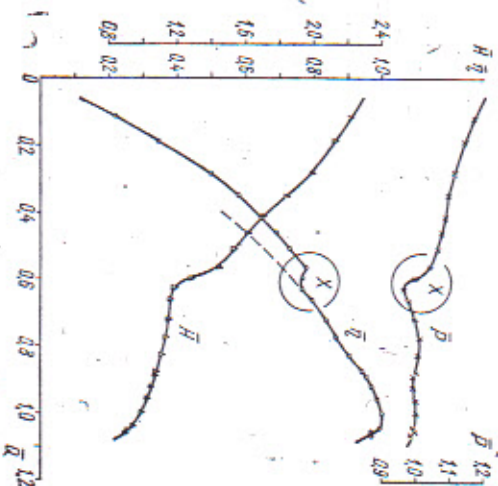
$$(36.4) \quad Q=Q/Q_n; \quad H=H/H_n; \quad P=P/P_n; \quad \eta=\eta/\eta_n$$

където Q_n , H_n , P_n и η_n са съответните стойности при оптимален режим на действие.

При заснемане работните характеристики на пропелерни работни машини, били те помпи или вентилатори, се констатира, че при малките дебити налягането в смукателната страна нараства и надвишава с два-три пъти статичното налягане в смукателната страна на машината при спирното ѝ положение. Това се дължи вследствие налягането на вихрова област в зоната на работното колело при дебити $Q < 0,6$.

Теоретични проучвания върху разпределението на скоростното поле при работни колела с високи специфични обороти са правени само за зоната на изходящия ръб [2, 18, 29], които не засягат смукателната страна на машината.

В лабораторията по Хидравлични машини при ВМЕИ „В.И. Ленин“ — София, са направени основни проучвания [30] чрез измерване на скоростта и налягането пред входящия ръб на работно колело с $d=0,43$ и 3 ммлатки посредством сферична сонда с диаметър на сферата 8 мм. Изслед-



Фиг. 36.4

ванията установиха наличие на *два потока*: *прав* с посока от смукателната тръба към работното колело и *обратен* — от работното колело към смукателната тръба. Частична картина от измерванията е показана на фиг. 36.5 — a, b, c, d, e , където линията M дава средата на налягания вихър, линията O представява меридианния образ на ротационната повърхнина, която отделя протичащия през машината дебит от областта на мъртвата зона — вихра, налягането p и скоростите: c_a — аксиална, c_r — радиална и c_θ — периферна.

От измерените скорости по стойност и посока в пространството са построени скоростните триъгълници на фиг. 36.6 — a, b, c : първите две са за правия поток, а третата — за обратния.

При двата потока — прав и обратен — скоростта променя посоката си при самия входен ръб. Тази промяна в посоката създава *ударна сила* w_u и предизвиква *сила на импулса* F_i , която съгласно уравнение (1.14) е определена за всеки конкретен случай по уравнението дадени на фиг. 36.6. Трябва да се отбележи, че относителната скорост w_r се намира пред входящия ръб и се определя от измерваните скорости u_r и c_r , докато относителната w_n е координатна с допирателната към долната в точка I и се получава по конструкция, както и ударната сила w_u .

Предизвиканата от ударната сила w_u , сила на импулса създава положителен въртящ момент, т. е. съдейства за намаляване на консу-

миланата от работната машина мощност, което води до скокообразно нарастване на к. п. д. при дебити $\bar{Q} < 0,6$, както това е показано нагледно с характерната област X на фиг. 36.4.

След изходящия ръб на работното колело скоростното поле не е из-

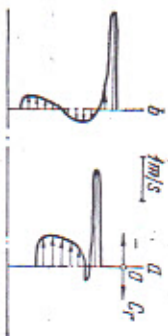
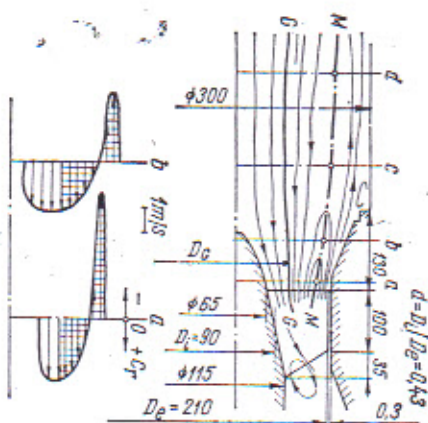
следвано, но известно е [29], че и

там има обратен поток, който създава показания на фиг. 36.5 вихър.

Вследствие влиянието на ограничени брой лопатки и дебелината на последните относителната скорост w_2 променя посоката си, напускатйки изходящия ръб, което води до ударната скакотева w_g . Разчертайки скоростните триъгълници на фиг. 36.7 а за правин поток и 36.7-в за обратния поток, вижда се, че правият поток съдейства за увеличението на к. п. д., а обратният поток дава отрицателен импулс. Тъй като последният действа върху матък радиус, неговото влияние върху въртящия момент е незначително. Следователно съдадите се вихри на входа и на изхода от работното колело съдействуват за налягането на областта X от фиг. 36.4, показана също така и на фиг. 15.1 за $n_s = 430 \div 1000$.

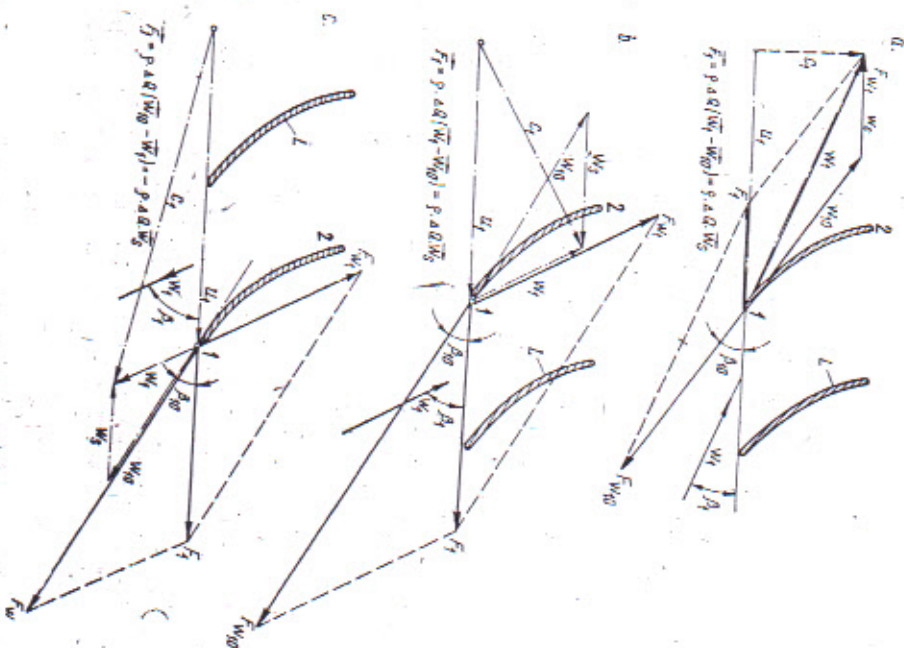
При обичайни начини на измерване статичното налягане на входа на машината за определяне на общия пад или малометричната височина се допуска значителна грешка при дебити, по-малки от $\bar{Q} = 0,6$, понеже отчитанията се правят по периферията на смукателната тръба, където действа обратният поток с налягане, по-високи от тези в централния поток с външен диаметър D_0 .

Правилно е статичното налягане на входа за определяне общия пад на помпата да се приеме равно на средната стойност от наляганата в централ-



Фиг. 36.5

ния поток, който пренася действителния дебит $\bar{Q}$. За тази цел дебитът точно може да се определи границата на централния поток, т. е. диаметърът D_0 при различни режими с $\bar{Q} < 0,6$, като се изходи от об-



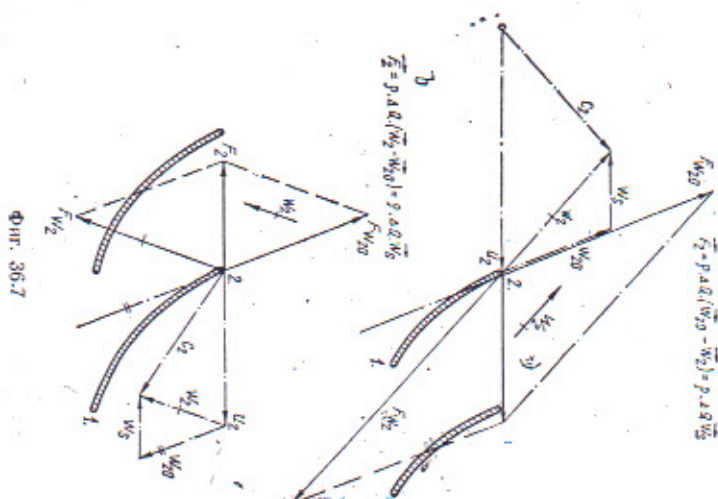
Фиг. 36.6

(26.28)

$$D_0 \approx D_s \sqrt{\bar{Q}}$$

Пред вид на казаното измерването на налягането на входа за дебити, по-малки от $\bar{Q} = 0,6$, трябва да става чрез тръбичка с минимален

възможен диаметър и въжната перпендикулярно на потока, отчитайки средната стойност на наляганята в кръга с диаметър D_c .



Фиг. 36.7

37. СТАБИЛНА И ЛАБИЛНА ТОЧКА НА ДЕЙСТВИЕ, ПОМПАЖ И РЕГУЛИРАНЕ ПРОИЗВОДИТЕЛНОСТТА НА РАБОТНИ ТУРБОМАШИНИ

а. Стабилна и лабилна точка на действие

От разглежданите на фиг. 36.3 две системи: помпа, от една страна, и инсталация, от друга, се вижда, че те остават в причина връзка и зависимост една спрямо друга и пресичането на съответните им характеристиките дава точката на действие.

Ако характеристиките на помпата и инсталацията водят до две пресечни точки A , B , както е показано на фиг. 37.1, пита се кои от двете ще бъде точката на действие.

Както точката A , така и точката B отговарят на изискванията, за да бъдат точки на действие, обаче при точка B едно незначително намаляване или увеличаване на дебита изважда помпата от равновесие и дебитът и Q_B става съответно нула или Q_A , т. е. точката е лабилна.

докато при точката A увеличението или намаляването на дебита връща помпата в изходното ѝ положение — точка A , затова тази точка се нарича стабилна. Ако се означат с ΔQ нарастването на дебита при съответните нараствания, с ΔH — на ординатата от линията $Q-H$, а с ΔH_0 — нарастването на ординатата от линията H_0 , тогава за стабилно или устойчиво действие на помпата се написва условието

$$(37.1) \quad \frac{\Delta H_0}{\Delta Q} > \frac{\Delta H}{\Delta Q}.$$

От изказа, както и от фигурата, се вижда, че точката D е стабилна за инсталация с характеристика H_0 . Ако в тази същата инсталация се увеличи хидравличните загуби до токова, че линията H_0 да мине през B , като геодезичната височина H' се запазва, тогава точката B става стабилна.

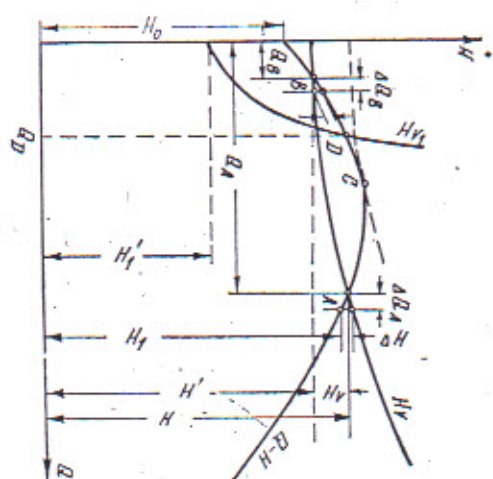
Разглежда се наново фиг. 37.1, където помпата с характеристика $Q-H$ при дебит Q дава по-малко налягане H_0 от необходимото за повишаване на течността на геодезичната височина H' , т. е. помпата ще се върти, а виема да изкара течността. Последната се загрява, което довежда до съответни аварии. Вижда се обаче, че ако по някакъв начин протече през помпата дебитът $Q_B + \Delta Q_B$, тогава помпата се установява в стабилната точка A . Практически това се постига, като се отведе с тръба $3/4$ до 1 пол дебитът $Q_B + \Delta Q_B$ от напорната страна на помпата към смукателния резервоар. По този начин се реализира помощна инсталация с геодезична височина, равна на височината между нивовете на водата в смукателния резервоар и точката на хващане тръбата $3/4$ под към налягането на тръбата, а кривата на загуби е силно каваща, понеже вътрешният диаметър на тръбата е незначителен.

След установяване на помпата в нормален режим тръбата $3/4$ се затваря чрез съответно монтирани шибер или кран.

Найният на работа при работните турбомашини зависи изключително от формата на тяхната характеристика $Q-H$: падаща, с максимум и плоска. Последната е разположена между първите две криви и претеглява хоризонтална част при малките дебита. Горните три форми се характеризират чрез коефициента χ , определен от

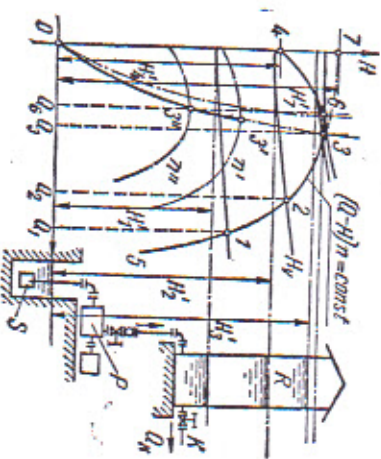
$$(37.2) \quad \chi = \frac{H_0 - H}{H} \cdot 100\%,$$

където H_0 е манометричната височина при дебит нула, а H е манометричната височина при максимален k л. д.



Фиг. 37.1

Падателните характеристики имат $\chi = 15$ до 18% ; при високи специфични обороти χ достига 25 до 30% . Те са най-сигурни за работа във всякакъв вид инсталации и позволяват удобно регулиране на производствеността с променен брой на оборотите.



Фиг. 37.2

Плоските характеристики с $\chi \approx 8\%$ са изгодни за регулиране посредством нагнетателния шибър в широки граници на изменение на дебита. Техният съществен недостатък се състои в голямото изменение на дебита при незначителна промяна на манометричната височина. Този голям недостатък води несъмнено до претоварване на електродвигателя.

Характеристика с максимум е показана на фиг. 37.1; наляско от максимум C има спокойна работа, докато наляво от тази точка действието може да бъде напълно неустойчиво за даден вид инсталация.

За изяснение на неустойчивия режим на работа при работните машини се разглежда действието на помпата от фиг. 37.2, където характеристиката $Q-H$ при обороти в минута $n > n^* > n^*$ е изобразена за по-голяма прегледност в един и същ мащаб с помпената инсталация: смукател S , помпа P , напорен резервоар R и консуматор K . Хидравличните загуби H_0 в тръбната мрежа от S до R заедно с геодезичните височини H_1, H_2, H_3 дават характеристиката на инсталацията за различните нива на водата в резервоара R , които се командуват от нуждите на консуматора. Следователно при обороти n и в зависимост от нивото на водата в резервоара точката на действие ще бъде 1, 2, 3 или всяка една от многото други точки от клон $3-5$ на кривата $Q-H$. Всяки тези точки са стабилни, машината има спокойно действие и консуматорът черпи от резервоара дебит Q_K .

6. Явление помпаж

Према се за момент, че $Q_K < Q_0$, т. е. разликата $Q_0 - Q_K$ ще остава в резервоара R и нивото на водата в последния ще се повишава. Нестанено хоризонталната H_3 се измества нагоре, а заедно с нея и линията на загубите H_0 , докато последната стане допирателна в точката 6 към характеристиката $Q-H$ при дебит Q_0 . Това е минималният дебит, който може да се даде от помпата при конкретната инсталация. Тъй като се приема, че Q_K продължава да остава постоянен и по-малък от Q_0 , както и от Q_0 , следва, че H_3 ще продължава да расте и съответната крива H_0 ще излезе от обсега на линията $Q-H$. Това означава, че флуидът откъм нагнетателната страна на машината притежава по-голяма енергия, от-

колкото машината е в състояние да отдаде; следователно нейният дебит става нула и точката на действие се установява в точка 4, като машината работи при налягане $H_1 < H_2$. Разликата в наляганата $H_2 - H_1$ предизвиква протичане на флуид от резервоара R към смукателя S . Ако в тръбопровода няма възвратни клапи, машината се стреми да се завърти в обратна посока като силова машина. С това се претоварва двигателят на работната машина, който все още продължава да я върти в нормалната посока. Когато нивото в резервоара R стане по-ниско от H_1 , машината възстановява своя нормален ход с точка на действие навън около точка 2. Ако обаче консумацията наново стане по-малка от Q_0 , точката на действие се измества до точка 6, след което този неустойчив режим на действие, наречен помпаж, се повтаря многократно, докато се установи консумация, по-голяма от Q_0 .

От горното следва, че клонът 6-4 от характеристиката, както и съответните клонове от останалите линии $Q-H$ при обороти n, n^*, n^* , определени от линията на постоянен к. п. д., които преминават през точка 6, съответствуват на неустойчив режим. Местоположението на точка 6 зависи от характера на кривата H_0 . Когато последната е по-стръмна, тогава точка 6 лява по-близо до точка 4, и обратно — при $H_0 = 0$ точка 6 се слива с точка 3. В този случай зоната 0 3' 3' 3 4 съответствува на неустойчив режим.

Параболата 06, която по начало е една крива на постоянен к. п. д., се нарича линия на помпаж. Тъй като тя зависи не само от характеристиката $Q-H$, но още и от линията на загубите H_0 , която може да има най-различен характер, в практиката се приема за линия на помпаж параболата 33'3'0, която от своя страна представлява също линия на постоянен к. п. д. и дава по-голяма сигурност по отношение областта на неустойчивия режим.

От фигурата се вижда, че ако характеристиката $Q-H$ е славаща 2-3-5, тогава нивото на течността в резервоара никога няма да бъде по-високо от H_1 ; следователно явлениято помпаж няма да се появи. Това представлява главно условие за предотвратяване на помпажа. Стръмната характеристика H_0 също предотвратява помпажа, но от икономична гледна точка тя не е изгодна. Помпажът може да се отстрани още чрез монтиране на възвратна клапа в напорния тръбопровод, за да възпрепятствува връщането на флуид от нагнетателния резервоар към смукателя. Помпажът може да се избегне също като се осигури дебитът на машината да не става по-малък от Q_0 , което не е икономично.

Явлението помпаж може да се констатира при всички работни машини, чиято характеристика има максимум. Обичайно е вентилаторите да имат славаща характеристика, затова при тях няма помпаж, докато при турбокомпресорите той е обичайно явление и техните универсални характеристики са дадени само с областта надясно от линията на помпажа; областта на неустойчивия режим не фигурира в диаграмите. Помпажът създава неприятен шум, удар в машината, основи тласъци и сътресения изобщо, които развиват лагунването, затова трябва всякога да се избягва.

От малкото става ясно защо трябва да се предпочитат всякога работните турбомашини с падаща характеристика пред тези, чийто ха-

характеристика има максимум и неустойчива зона на действие, показана на фиг. 37.2.

Характеристиката $Q-H$ получава устойчив вид, когато се намали броят на лопатките от работното колело ($Z \leq 6$). В същата насока действа и увеличаването на разстоянието между лопатките от работното колело и дифузора, както и намаляването на въгъла β_a .

в. Регулиране производителността

Регулирането на работните турбомашини се свежда до променяне местоположението на работната точка, която от своя страна зависи от характеристиката на инсталацията и характеристиката на машината. Следователно съществуват няколко възможни начина за промяна производителността на работната машина.

1. Променине на характеристиката $Q-H$ чрез увеличаване или намаляване броя на оборотите. Този е най-икономичният начин за регулиране, но изисква двигателът да бъде с променлив брой обороти, каквито са двигателите с вътрешно горене, парните турбини, електродвигателите на постоянен ток и на променлив ток със специална конструкция. Промениният брой обороти позволява да се реализира мрежата от криви $Q-H$, показани на фиг. 34.3, които дават възможност действието на помпата да се установи при най-висок к. п. д.

2. Изменение въгъла на атака при машини от тип Канпан.

3. Изменение характеристиката на тръбопровода посредством съответно притваряне на нагнетателния шибър, наречен още регулировъчен. Това води до увеличаване на хидравличните загуби, т. е. кривата H_z става по-стръмна и точката на действие A от фиг. 37.1 се приближава до точката C , от което последва и съответно намаляване на дебита.

Този начин на регулиране е напълно неикономичен и трябва да се прибегва към него само в изключителни случаи, когато не съществуват други възможности. Чрез него се постига само намаляване на дебита и съответно на мощността, но в никакъв случай и увеличаване на дебита. Когато се иска увеличаване на дебита, начинът, описан в точка 1, е неизбежен.

4. Изменението на характеристиката $Q-H$ става и чрез намаляване диаметра D_z само на лопатките, а страничните дискове запазват първоначални си диаметър. Изчисленията се правят по изразите за подобието, където m и n се заместват с диаметрите D_z и D_z' . Диаметърът D_z' е търсеният диаметър на лопатките. При този начин на регулиране трябва да се действа много внимателно и постепенно да се достигат крайният диаметър D_z' .

38. ПАРАЛЕЛНА И ПОСЛЕДОВАТЕЛНА РАБОТА ПРИ РАБОТНИ ТУРБОМАШИНИ

а. Паралелно свързване

Понятията *паралелна* и *последователна* работа са напълно идентични със съответно прилаганите в областта на галваничните елементи.

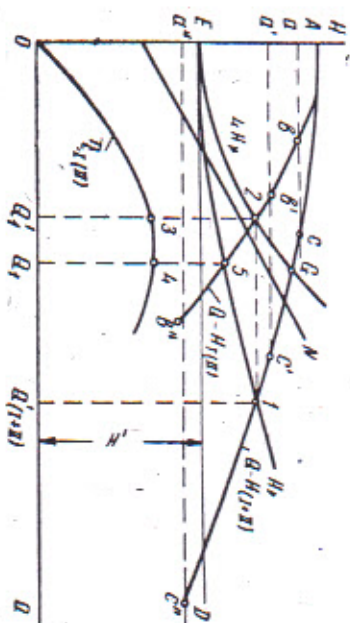
Въпросът се разглежда напълно еднакво при помпи, при турбокомпресори и при вентилатори с тази само разлика, че при вентилаторите характеристиката на инсталацията се очертава само с линията на хидравличните загуби, която започва от началото на координатната система, тъй като налягането на въздушния стълб от височината на подаването на газообразното тяло е нулю. При турбокомпресорите за геодезична височина се взема налягането, изразено в метри, което действа в нагнетателния резервоар. Тук се разглежда само случай с турбопомпите, а се прилага при вентилатори и турбокомпресори, както вече бе споменато.

При съвместното действие на няколко машини, които едновременно изпращат дебита си в общ нагнетателен тръбопровод, се получава патал обикновено има самостоятелен смукателен тръбопровод, се получава паралелна работа, която не изключва възможността за самостоятелна работа на отделните машини. В практиката се срещат проблеми от най-различен вид за паралелната работа. Тук ще се разгледа само някои от тях.

Две еднакви помпи в паралел. Разглеждат се две еднакви помпи I и II, които имат една и съща характеристика, изобразена на фиг. 38.1.

Всичка от помпите работи самостоятелно в инсталацията с геодезична височина $OE=H'$ и хидравлични загуби, определени от кривата H_z . Пресечната точка 5 на двете криви определя дебита Q_0 , който помпата дава при единичното си действие с к. п. д., показан от точка 4.

За да се определи точката на действие при паралелна работа, необходимо е да се построи сумарната характеристика на двете помпи, дадена с кривата $Q-H_{II}$. За целта се нанасят два пъти абсцисите ab , $a'b'$ и $a''b''$, взети при произволни ординати. Свързването на получените точки c' , c' и c дава търсената характеристика. Пресечната точка I на характеристиката с кривата на загубите в инсталацията H_z дава то-ч-

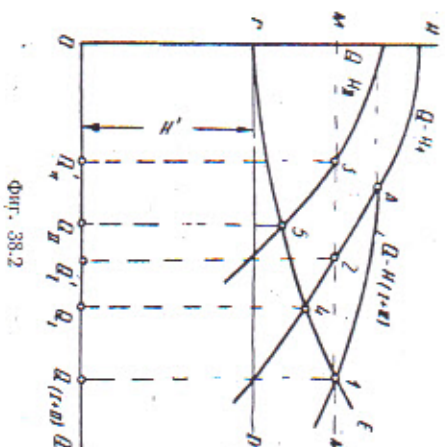


Фиг. 38.1

ката на действие при паралелна работа на двете помпи, като дебитът на всяка помпа се определя от хоризонталната през I до пресичането ѝ в точка 2 с единичната характеристика на помпата, т. е. дебитът Q_0 . Точката 3 дава съответния к. п. д. на всяка помпа при па-

разделната и работа. Изменението на мощността във функции от дебита за всяка помпа се дава от правата N .

Дебитът Q_p даден от всяка помпа при паралелната работа, може да се определи и чрез кривата $4H_p$, чийто ординати, измерани от хоризонталата ED , са равни на четири пъти съответните ординати от кривата H_p . Това произлиза от обстоятелството, че двойно по-големият дебит в движение през тръбите предизвиква четири пъти по-големи загуби. Следователно при така определен дебит Q_1 за общи дебит при паралелна работа на двете помпи се получава $2Q_1$, равен в случая на $Q_{(I+II)}$. Точката G дава несъмнено половината от общия дебит при паралелна работа на четири еднообразни помпи с идентични характеристики $Q-H_{(I+II)}$, показани на фигурата.



Фиг. 38.2

Две различни помпи в ед-

на помпена станция. Двете помпи са инсталирани в обща машина за да и нагнетяват в един и същ тръбопровод. Те са дадени със съответните си характеристики $Q-H_I$ и $Q-H_{II}$, изобразени на фиг. 38.2; кривата CE дава линията на хидравличните загуби в общи тръбопровод. Самостоятелната работа на всяка една от помпите се дава от точките 4 и 5 със съответните дебита Q_I и Q_{II} .

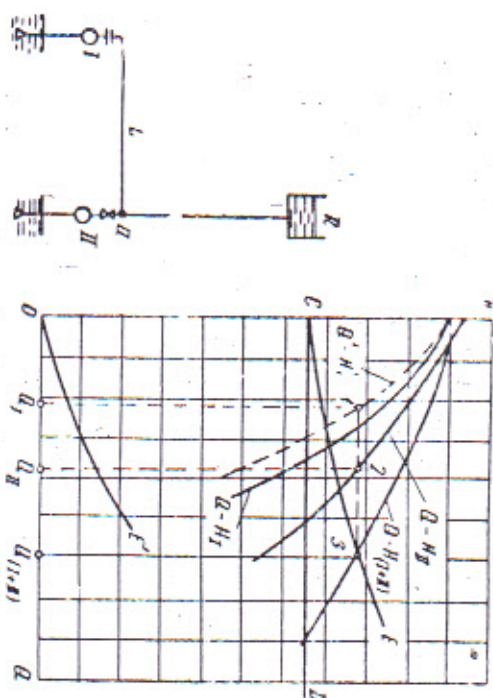
Резултантната характеристика се строи със събиране на абсцисите от двете криви при постоянно налягане H и се дава от кривата $Q-H_{(I+II)}$, чийто пресечна точка I с характеристиката на тръбопровода определя общия дебит $Q_{(I+II)}$. Пресечните точки 2 и 3 на характеристиките за всяка помпа с хоризонталата през I дават дебитите Q_I и Q_{II} за всяка помпа при паралелната им работа.

Когато едната от помпите има много по-ниска характеристика от другата, какъвто е случаят, показан на фигурата, а кривата CE е стръмна, съществува възможност резултантната характеристика $Q-H_{(I+II)}$ да не пресича кривата CE , т. е. точките 1 и 4 се сливат в една точка, разположена някъде наляво от началната точка A на резултантната характеристика. В този случай помпата II работи, но не дава дебит и се казва, че тя е издухана от помпата I .

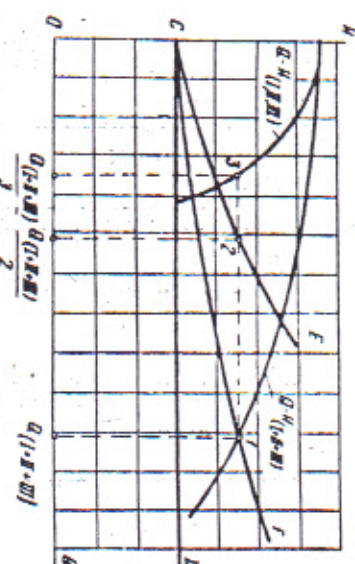
Две различни помпи в различни помпни станции. Тук помпата I се намира на известно разстояние от помпата II . Общ е тръбопроводът от точката на сливането a до резервоара R (фиг. 38.3), докато смукателните тръби са самостоятелни.

Характеристиката $Q-H_I$ дава налягането на помпата при нейния изходен фланец. Вследствие на хидравличните загуби в тръбата L , изобразени с кривата OE , течността от помпа I притежава в точка a по-малко

налягане от това, дадено с кривата $Q-H_I$ и определено от помощната крива $Q'-H_I$. Последната се строи, като от ординатите на $Q-H_I$ се извадят за съответните дебита ординатите на кривата OE .



Фиг. 38.3



Фиг. 38.4

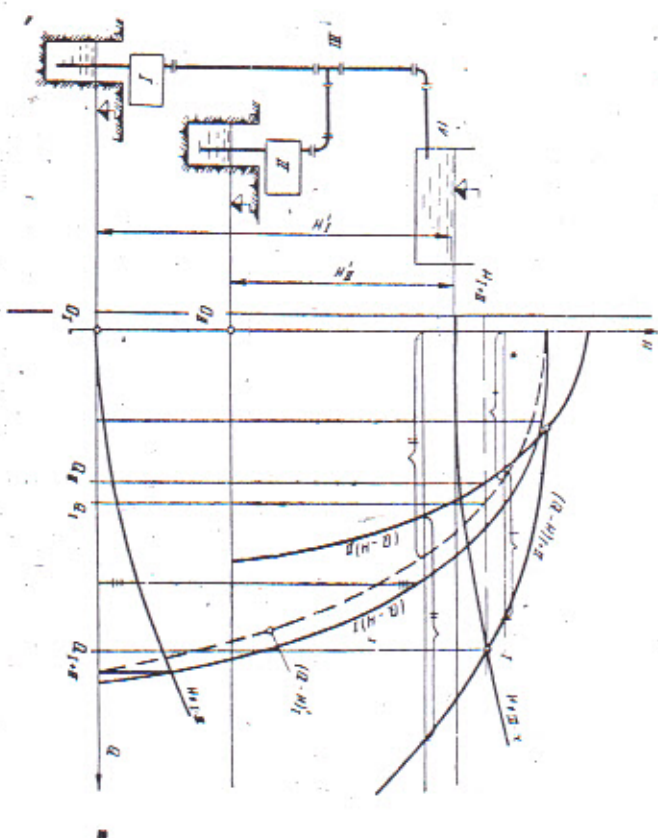
Последством помощната крива поставената задача се свежда към прехвърлящата и се строи резултантната характеристика $Q-H_{(I+II)}$ от характеристиката $Q-H_{II}$ и кривата $Q'-H_I$.

Хидравличните загуби в тръбопровода aR са изобразени чрез кривата CE . Хоризонталата през точката на действие 3 определя разпределението на общи дебит $Q_{(I+II)}$ между двете помпи, даден съответно чрез Q_I и Q_{II} .

Три еднакви помпи на два еднакви тръбопровода. Характеристиката на всяка от помпите е изобразена с $Q-H_{0,1}$ и $Q-H_{0,2}$ на фиг. 38.4. Като се нанесат три пъти абсцисите от характеристиката при дадено налягане, се получава резултатната или сумарната характеристика $Q-H_{0,1+2}$. Геодезичната височина се дава от CD , а хидравличните загуби във всички от тръбопроводите са изобразени с кривата CE . Резултатната характеристика на двата тръбопровода се получава от първата характеристика, като се уловяват абсцисите и при установено налягане.

Точката I дава общия дебит на трите помпи, който е определен по равно в двата тръбопровода, както показва точка 2. Точката 3 определя дебита на всяка от помпите при паралелната им работа.

Две различни помпи на различни геодезични височини. Помпата I (фиг. 38.5) с характеристиката $(Q-H)_I$ трябва да повдига водата на геодезична височина H_p а помпата II с характеристиката $(Q-H)_{II}$ — на геодезична височина H_p' като между точките $III-IV$ се използва един и същ тръбопровод, чийто хидравличен загуби са изобразени с кривата $H_{0,III-IV}$, докато загубите на участъка $I-III$ от напорни тръбопровод са изобразени с кривата $H_{0,I-III}$.



Фиг. 38.5

Характеристиките $Q-H$ на двете помпи са начертани от началото O_1 за първата помпа, респ. O_2 за втората. В точка III енергията на течността, дадена от помпа I , представлява разлика между ординатите на $(Q-H)_I$ и $H_{0,I-III}$, т. е. кривата $(Q-H)_p$ изобразена с прекъснати линии.

Резултатната характеристика $(Q-H)_{0,1+2}$ представлява сума от абсцисата на кривите $(Q-H)_{0,1}$ и $(Q-H)_{0,2}$ при постоянен напор H . Точката на действие T позволява да се определи дебитите на всяка помпа при паралелната им работа, именно Q_1 и Q_2 , както и Q_{1+2} и H_{1+2} .

6. Последователно или серийно свързване

При последователната работа на турбопомпите се разграничават два случая:

Помпите са монтирани в една машинна зала. Това се прави, когато не може да се получи желаното налягане посредством една помпа. Това се свързва с две помпи последователно и ако те са еднакви, се получава двойно по-голям брой работни когели, които работят в серия, какъвто е случаят, показан на фиг. 29.9. Характеристиката $Q-H$ се чертае, като се умножат ординатите на кривата $Q-H$ от едно работно когело с броя на последователно монтираните работни когели. Ако евентуално последователно свързаните помпи имат различни характеристики, резултатната характеристика се намира, като се съберат ординатите при еднакви дебита.

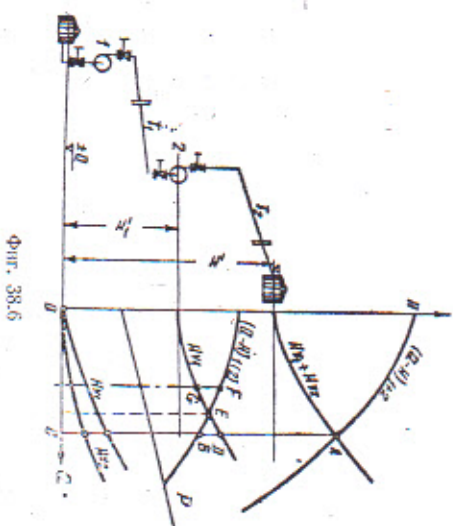
Съществен недостатък на този начин на свързване е ултивителната кутия към смакутелната страна на втората помпа — за високо налягане (първата помпа е за ниско налягане). За да може да издържа на голямото налягане, той се заменя с лабиринтовото ултивително.

Ако се налага да работят в серия една центробежна и една бутална помпа, ниското налягане се поема от центробежната, а високото — от буталната помпа.

Двете помпи са монтирани на различни геодезични височини. Помпата I е монтирана на кога ± 0 (фиг. 38.6), като се свързва посредством тръбата T_1 с помпа 2, която е монтирана на геодезична височина H_1 и нагнетява водата по тръбата T_2 към резервоара, разположен на геодезична височина H_2 . Тръбопроводите T_1 и T_2 имат съответно характеристики $H_{0,1}$ и $H_{0,2}$. Према се, че двете помпи са идентични и характеристиката на едната от тях се дава от кривата $(Q-H)_{0,1+2}$ отнесена към координатната система QO_1H_1 , а кривата $(Q-H)_{0,1+2}$ дава сумарната характеристика на двете помпи.

Ако помпата I не беше свързана последователно с помпата 2 и служеше за повдигане на водата в резервоар, където нивото е определено от H_1 , тогава за точка на действие щеше да се яви точката E . Тъй като двете помпи са свързани последователно, за точка на действие служи точката A , определена от общата характеристика на тръбопровода $H_{0,1+2}$ и сумарната характеристика на двете помпи $(Q-H)_{0,1+2}$. В зависимост от отношението между H_1 и H_2 , от една страна, и $H_{0,1}$ и $H_{0,2}$ от друга, дебитът Q_A е определен от точка A , може да бъде по-голям (каквото е случаят на фигурата), по-малък или равен на определения от точка E дебит Q_E . Когато $Q_A < Q_E$, помпата 2 получава течност под налягане, определено от отсечката GF . Ако обаче $Q_A > Q_E$, тогава отсечката BD представлява за помпа I недостиг на енергия, за да повдигне течността с дебит Q_A на геодезичната височина H_1 и да прео-

долге съответните загуби. В случай помпата 2 със своята смукателна способност подпомпата помпа 1 за повишаване течността на кота H_1 . Следователно отсечката BD се явява обща смукателна височина H_s (фиг. 19.3) за помпа 2, на която трябва да се прави проверка на кавитация.



При последователно свързване на помпи, монтирани на различни височини, необходимо е предварително да се очертае графиката от фиг. 38.6, която определя стойността за BD . Препоръчва се геометричната височина H_1 за монтирането на помпа 2 да бъде подобрена така, че въпросната отсечка да бъде положителна, т. е. $CB > CD$, което ще рече вертикалната CA да бъде наляво от точка E , както показват точките GF .

За разлика от описания начин в точка „е“ тук няма улътнитезна кутия, подложена на високо налягане, но в замяна на това съществува опасност от кавитация и заряване на електродвигателя, понеже точка B може да се премести много надясно, където линията на мощността P на помпа 1 може да покаже претоварване на електродвигателя.

Най-често на две помпени станции изисква по-голям технически персонал. Този начин обаче се налага в мините, където помпите са монтирани на различни експлоатационни дълбочини.

33. ПОМПЕНИ СТАНЦИИ

Помпените станции са главно звено във водоснабдителни, напонтелни, отводнителни и други системи, където водата представлява главен фактор в даден технологичен процес. От големината на помпата зависи ефективното оразмеряване на помпената станция, чието машинно помпешение трябва да се предвиди с оглед на евентуално бъдещо разширение. То трябва да бъде снабдено с всички необходими съоръжения за удобство при монтаж и демонтаж на машините, като мостов кран с ръчно задвижване и др. За да се постигне по-лека конструкция на крана,

както и по-икономична страда, препоръчително е страдата да се развие в дължина, като най-рационално се използва кожиято изложение. Помпешенето трябва да бъде светло, хигиенично, с удобни стъпки за спазване в сутерените помещения и пр.; електроинженерното табло трябва да бъде леснодостъпно, а трансформаторът да се разположи в самостоятелно помещение от същата страна, но с външен вход.

Добре оразмерената помпена станция изисква разстоянието между отделните машини, както и разстоянието между стените и машините, да не бъде по-малко от 2 м, докато площта за монтаж и демонтаж трябва да бъде поне равна на заеманата площ от една помпена група.

Според предназначението си помпените станции биват няколко вида.

а. За първо повдигане — черпак водата от водосточника и я изпращат към съоръженията за почистване. Ако водата е чиста и такна съоръжения не са нужни, тя се изпраща направо към напорния резервоар и разпределителната мрежа. При промишлените предприятия тези помпени станции дават вода едновременно за битови и технологични цели в завода.

б. За второ повдигане — подават водата от съоръженията за почистване към потребителя или по-точно към разпределителния напорен резервоар. В повечето случаи помпите от първо и второ повдигане се монтират в една и съща машинна зала.

в. За увеличаване налягане — вземат водата от водопроводната мрежа и увеличават налягането ѝ, за да я подават в друга мрежа на по-високо налягане — в по-високата част на дадено населено място или в отделна страда.

г. Циркулационни — движат водата в затворен цикъл, който се състои от охладителна кутия, помпа, кондензатор на пара турбина или друг технологичен процес, след което течността се връща наново към охладителната кутия.

Според предназначението, което имат за благоприятното действие на земеделските куттури и други нужди, помпените станции се разделят на четири вида.

д. Отводнителни — изчерпват водата от ниските и блатисти места, за да я прехвърлят през дигата край дадена река. По този начин почвата се изсушава и могат да се засажат земеделски куттури.

Дебитът на тези станции е най-голям през м. май, когато реката има високи води, и се свежда до нула през август и септември, когато нивото на реката е най-ниско. По-голяма част от тези помпи са пропелорни с вертикален вал, но се срещат и центробежни помпи с хоризонтален вал.

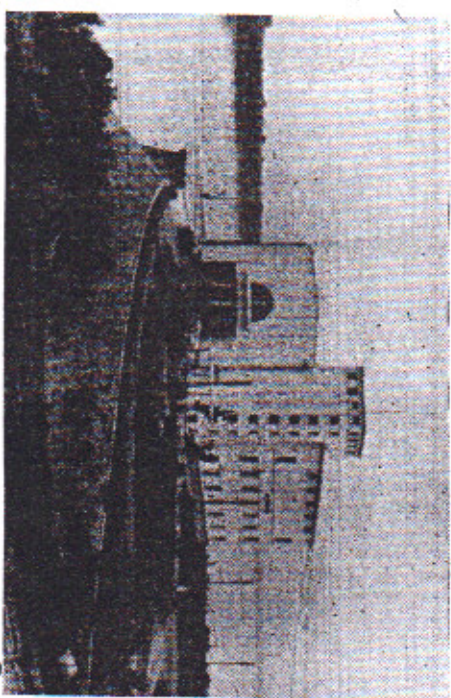
Поведането на водата от низината към помпената станция става посредством прокопани канали, които водят към общия смукателен канал на помпената станция.

е. Накачки — инсталирани са върху сади, които след изземането на водното ниво в реката, което бива например за р. Дунав от нула до около 8 м. По този начин смукателната височина може всякога да остане по-малка от допустимата, изключва се опасността от кавитация и помпите нямат спокойна работа. Препоръчително е върху сади да се монтират по-голям брой помпи, но с по-малки мощности, като между тях се остави необходимия площ за обслужване — от около 1 м между две съседни помпи или около 1,5 м, когато електродвигателът е за високо

напрежение. Посредното е неизбежно при значително отдаляване на сага от брега. Рентабилно се оказва напрежението от 6 кV, в който случай трансформаторният пост се поставя в най-близката точка на брега и препаснето на енергията става с въздушна линия на 6 кV.

Посредством еластичен тръбопровод водата от помпената станция се изпраща на брега направо в изходната шахта или чрез стоманен тръбопровод в същата шахта, откъдето се отвежда към напонтелните канали или към помпената станция за увеличен напор. Препоръчително е възвратните клапани 9 от фиг. 33.1 да се монтират на брега в началната точка на неподвижния тръбопровод, а шибърът 10 да бъде при помпата. Това е необходимо, за да не се предават на машината тресенията, породени от евентуални водни удари при внезапното прекъсване на електрическата енергия, когато помпата е в действие.

ж. *Напонтелни* — черпят водата от водозточника и я изпращат в мрежата на напонтелните канали. В зависимост от геодезичната височина на повдигането инсталират помпи са центробежни или пропелерни. По поречието на р. Дунав пред вид големата промина на водното ниво те работят почти изключително като помпени станции за увеличено налягане, като вземат водата от плаващите помпени станции. Такива са например 24 и 25 помпени станции, предназначени за напояване на Бръдланската низина. Обикновено напонтелните помпени станции черпят водата направо от водозточника. Такъв е случаят с нашата най-голяма помпена станция „Гомотария“ — Видинско, изобразена на фиг. 39.1 и 39.2, в която са монтирани четири вертикални диагонални помпи от чешки завод „Ситжа“. Манометричната височина е от 24 до 28 м, а общият

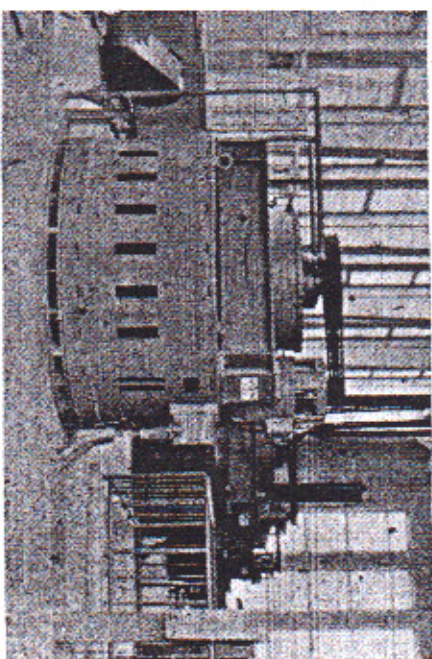


Фиг. 39.1

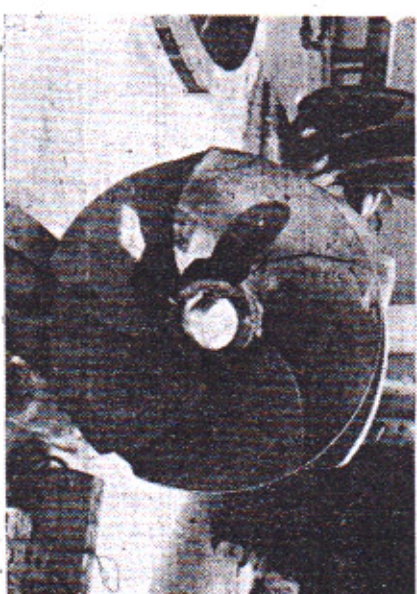
дебит — от 12 до 10 м³ в секунда. Работното колело с вършини радиуси $r = 1100/926$ и височина 520 е показано на фиг. 39.3.

Съществуват още лекоподвижни напонтелни помпени станции, които се монтират на брега при ниски води в сезона на поливането и се раз-

глобяват при високи води, като се откарват на склад. Помпените станции от този вид имат обикновено центробежни помпи пред вид големата им смукателна височина и лесното обслужване. Препоръчително е всекога да се прибегва към по-нискооборотните машини, при които опас-



Фиг. 39.2



Фиг. 39.3

ността от кавитация е по-малка. Желателно е характеристиките $Q-H$ да бъдат падащи.

3. *Пожарогасителни* са помпените станции, които набавят вода в резервоарите за пожарогасене. Тези функции се изпълняват обикновено от останалите видове помпени станции за водоснабдяване на населени

места, заводи и др., като съответните им резервоари се оразмеряват за задоволяване още и нуждите на пожарогасенето. За да се получи скорост на изтичане при пожарогасителния мулшук, помпата се налага последователно свързване на помпата с нагнетателния резервоар.

Най-често средните пожарогасителни помпени станции са монтирани върху подпънно шосе. Те изпълняват функциите на помпени станции за увеличено налягане.

Според вида на двигателя помпените станции се разделят на: електростанции, когато за двигатели служат електродвигатели, и моторостанции — когато за двигатели служат двигатели с вътрешно горене.

и. *Производителността на станцията* се определя в зависимост от изискванията на консуматора, като се има пред вид, че за градски нагнетени места се предвижда 150 до 250 dm^3/s на глава за 24 часа (Софи има горната граница), а за селски места 80 до 100 dm^3/s на глава за 24 часа.

При определянето на консумацията за напояването на разните култури се работи със следните величини и понятия.

Полният модул K dm^3/s представлява количеството вода, което трябва да се излива непрекъснато върху един хектар площ всяка секунда през времето на целия вегетационен период. Ако този период трае 100 денонощия, за общото количество вода E се получава

$$(39.1) \quad E = 86\,400 \cdot 100 \cdot K [\text{m}^3/10^4 \text{ m}^2]$$

$$1 \text{ ха} = 10 \text{ дека} = 100 \text{ ара} = 10\,000 \text{ m}^2$$

Стойностите на K се дават от опита и се движат в граници от 0,4 до 0,8 dm^3/s . Ниската граница се отнася за почви с висока влажност, а високата — за почви с ниска влажност. Модулът зависи както от почвата, така и от културите. Например за ориза се приема $K=1,5$.

Напоителната норма M дава количеството вода в m^3 за хектар за целия вегетационен период на дадена култура. Неговата стойност се движи от 3000 до 6000 $\text{m}^3/10^4 \text{ m}^2$. Ако за целия вегетационен период на дадена култура се направят n поливания, получава се поливатна норма m , която дава количеството вода в $\text{m}^3/10^4 \text{ m}^2$ при едно поливане. Нейната средна стойност се определя от израза

$$(39.2) \quad m = M/n [\text{m}^3/10^4 \text{ m}^2]$$

Фактически поливатна норма представлява променлива величина през един вегетационен период. В началото младата култура изисква по-малко количество, към средата — много повече и към края на периода наново намалява. Производителността трябва да се определи с най-голямото количество. Тъй като в повечето случаи това количество не е точно определено, изчислява се със средното количество, определено по уравнение (39.2), и се действа върху коефициента l за реалното работно денонощие. Ако например поливането трябва да се извърши в продължение на 12 часа от едно денонощие, т. е. $l=12/24=0,5$, би могло да се приеме $l=0,4$; за броя на работните часове се получава

$$0,4 \cdot 24 \approx 10 \text{ часа.}$$

Следователно за дебит на напоителната помпена станция Q се получава за X хектара площ

$$(39.3) \quad Q = \frac{m X}{86\,400 l} = \frac{m X}{86,4 l} \text{ m}^3/\text{s}$$

При всички останали помпени станции, предназначени за други нужди освен за напояване и пожарогасителна цел, изчисленията се правят по следния начин, като се означава още със:

q_{max} — максимална консумация на мрежата за 24 часа, изразена в m^3/s ;

α — коефициент, който отчита собствената консумация на очистителната инсталация, ако това е налице. В зависимост от качествата на филтрите, промиването им и т. н. се приема $\alpha=1,025$ до 1,08;

T — брой на работните часове на помпената станция в продължение на 24 часа.

При малките помпени станции се работи на една смена и се приема $T=8$ часа, при по-големите $T=16$ часа, а в помпените станции с непрекъсната работа се работи на три смени, т. е. $T=24$ часа;

Q — дебит на станцията, изразен в m^3/h ; на 1 час за X хектара площ

$$(39.4) \quad Q = \frac{\alpha q_{\text{max}} X}{T} = \text{m}^3/\text{h}$$

Когато няма очистителна станция, $\alpha=1$.

Броят на помпите, монтирани в инсталцията, и продължителността на времето за действие на всяка една от тях зависи от формата на графика, която дава консумацията в продължение на 24 часа. Средната ордината на същата графика дава средния дебит на помпената станция. Площта, заградена между кривата на консумацията и хоризонталата, определена от средната ордината, дава обема на напорни резервоар R от водоснабдителната мрежа.

На фиг. 39.4 е дадена схема на водоснабдителната помпена станция. Водата от смукателния резервоар A се засмуква от помпата P и се изпраща едновременно към водопроводната мрежа и напорния резервоар R , който поддържа изискваното налягане в мрежата и задоволява нуждите при спрени помпи. Геодизичната височина H' представлява сборът от смукателната височина H_s , нагнетателната височина H_d и променливата височина ΔH_p , която се определя от дълбочината на водата в резервоара R . Манометричните загуби $H_{\text{заг}}$ в смукателния тръбопровод и тези в нагнетателния $H_{\text{наг}}$ изчислени за нормален дебит, са показани на фигурата. Тези данни позволяват да се определи манометричната височина на помпите, а именно: сборът от геодизичните височини в инсталцията и съответните хидравлични загуби в нея. Тя се определя от израза

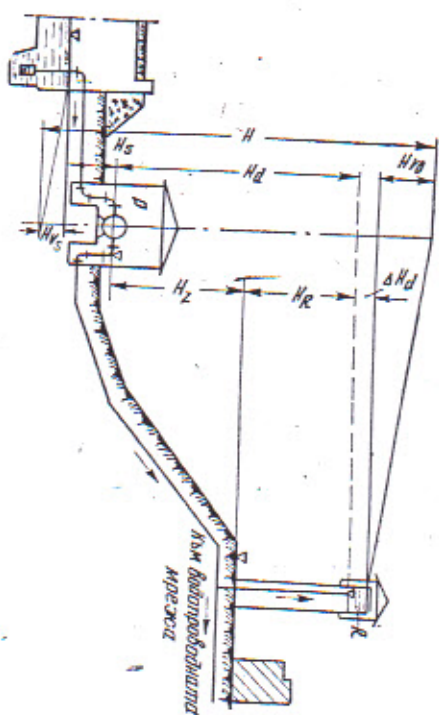
$$(39.5) \quad H = H_s + H_d + \Delta H_p + H_{\text{заг}} + H_{\text{наг}}$$

От общия дебит на станцията се определят дебитът на отделните помпи и се изчислява съответната им мощност.

Пример 1. Да се определи данните на помпа, предназначена за напояване на 10. 10^4 m^2 площ със сравнително ниска влажност и засади с култура, която изисква

добро напояване. През целия вегетационен период трябва да се направят десет напоявания, като всяко от тях се извърши през време на три ленокониш. Максималното работно време в леноконишето не трябва да надвишава 16 часа.

Развигната дължина на монтажните тръби ще бъде около 150 м, а общата геодезична височина 25 м. Да се определи също диаметърът на тръбопровода.



Фиг. 39,4

Решение
Присека се $M=5000 \text{ m}^3/10^4 \text{ m}^2$. За поливната норма се получава

$$m = \frac{M}{a} = \frac{5000}{10} = 500 \text{ m}^3/10^4 \text{ m}^2.$$

Реалното работно време се дава от израза

$$t = 3 \cdot \frac{16}{21} = 2.$$

За да се вземе под внимание неизвестната максимална стойност на поливната норма, приема се, че в 21 часа ще се работи не 16 часа, а само 12 часа, което дава

$$t = 3 \cdot \frac{12}{24} = 1,5.$$

Следователно за поливането на един хектар се получава дебитът

$$Q_1 = \frac{m}{t} = \frac{500}{1,5} = 0,00385 \text{ m}^3/\text{s}.$$

или кръгто $Q_1=0,004 \text{ m}^3/\text{s}/10^4 \text{ m}^2$;

$$Q=10 \cdot Q_1=0,04 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Без да се прави рентабилна сметка, скоростта в напорния тръбопровод се приема 2 m/s ; при тази скорост диаметърът на напорния тръбопровод се получава около

Правят се изчисления на хидравличните загуби, които дават $H_g=6 \text{ m H}_2\text{O}$; следователно $H=25+6=31 \text{ m H}_2\text{O}$.

За помпа от тази големина може да се приеме $\eta=70\%$, т. е. мощността на помпата по уравнение 7,22 ще бъде

$$P = \frac{p \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta} = \frac{9,81 \cdot 1000 \cdot 0,04 \cdot 31}{1000 \cdot 0,7} = 17,4 \text{ kW}.$$

Мощността на електродвигателя, който ще задвижва помпата, се дава от

$$P_D = 1,15 \cdot 17,4 \approx 18 \text{ kW}.$$

Пример 2. Да се изчислят хидравличните загуби в тръбната мрежа на центробежната помпа, както и мощността на помпата. Помпата е монтирана в мина на дълбочина 210 м от повърхността на земята съобразно със схемата на фиг. 39,5, като се приема, че изприският диаметър на новите стоманени тръби е 300 мм, дебитът на помпата е $0,220 \text{ m}^3/\text{s}$.

Решение
Средната скорост ще бъде

$$c = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,22}{\pi \cdot 0,3^2} = 3,11 \text{ m/s}.$$

От схемата се установява общата развита дължина на тръбата:

$$L=7+2+4+6+200+10=229 \text{ m}.$$

Температурата на водата в мината е 13°C . Таблицата за кинематичната вискозност дава стойността $\nu=0,012 \text{ cm}^2/\text{s}=1,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

Следователно

$$Re = \frac{cd}{\nu} = \frac{3,11 \cdot 30}{0,012} = 775 000.$$

Тъй като се касае за нови стоманени тръби, чиято гладкост е близка до тази на чулуените тръби, присека се съответната висока стойност на привлекателна линеен градиент:

$$\lambda = 25/1000 \text{ mm}.$$

Горните величини се заместят в израза за λ , който дава стойността на коефициента на трение, а именно

$$\frac{1}{\lambda} = 1,8 \cdot \log \frac{775 000}{775 \cdot 300 \cdot 100 + 7} = 1,8 \cdot \log 10 806;$$

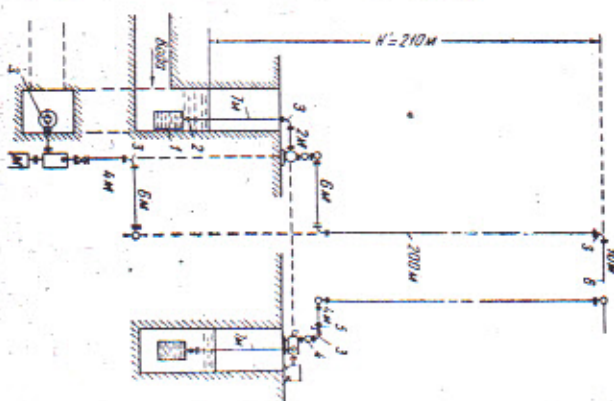
$$\frac{1}{\lambda} = 7,43; \quad \lambda = 0,0182.$$

Хидравличните загуби в прави тръби се определят по уравнението

$$H_g = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{c^2}{2g} = 0,0182 \cdot \frac{229 \cdot 9,87}{0,3 \cdot 19,6} = 6,85 \text{ m H}_2\text{O}.$$

Местните хидравлични загуби се изчисляват, като стойностите за ξ се вземат, както следва. За смукателния кош ξ с възвратен клапан 2 $\xi=10$.

Фиг. 39,5



С позиция 3 на скината са означени координатите $h = 1.25$ м, $z = 0.25$ м.

Позиция 4 представлява капа със странична ос на въртене, т. е. $\xi = 1.00$.

Позиция 5 представлява напълно отворен пилър; следователно $\xi = 0.00$.

С позиция 6 върху скината са означени загубите в края на тръбата, които се наричат още загуби от оставяща скорост; $\xi = 1.00$.

В резултат на горното за местните хидравлични загуби се получава

$$h_{\text{из}} = \xi \frac{c^2}{2g} = (10 + 1.25 + 1 + 0 + 1) \cdot \frac{3.11^2}{2 \cdot 9.81} = 6.5 \text{ м H}_2\text{O}.$$

Общите хидравлични загуби $H_{\text{из}}$ в инсталцията са

$$H_{\text{из}} = h_f + h_{\text{из}} = 6.85 + 6.5 = 13.35 \text{ м H}_2\text{O}.$$

Следователно общата енергия H , която трябва да притежава водата, за да може да се повдигне на височина $H' = 210$ м, като същевременно преодолее триенето, се дава от

$$H = H' + H_{\text{из}} = 210 + 13.35 = 223.35 \text{ м H}_2\text{O}.$$

Ако се приеме K , т. е. на помпата да бъде 80%, тогава необходимата мощност P в kW ще се определи от уравнение 7.22, а именно:

$$P = \frac{1000 \cdot 9.81 \cdot 0.220 \cdot 223.35}{1000 \cdot 0.8} = 600 \text{ kW}.$$

$$K = \frac{H_{\text{из}}}{H'} = \frac{13.35}{210} = 0.220.$$

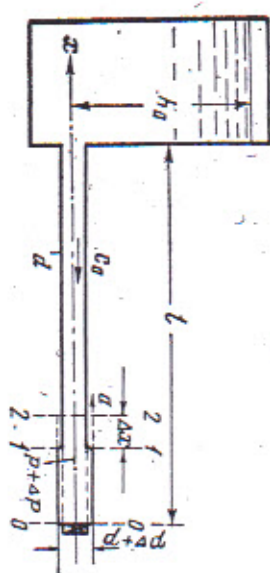
40. ВОДНИ УДАРИ ПРИ ВЕЦ И ПС

а. Уравнение на Жуковский. Разглежда се праволинейната хоризонтална тръба с дължина l и вътрешен диаметър d , единият край на която е свързан с подхранващия резервоар с големи хоризонтални размери, а другият е снабден с приспособление за затваряне (фиг. 40.1). При затваряне скоростта започва да намалява, с което се увеличават налягането в края на тръбата. Тъй като тръбата и течността притежават известна еластичност, вследствие на повишеното налягане се получава разширение на тръбата и увеличаване на плътността и течността.

Нормалното движение на течността в тръбата се извършва със скорост c_0 , докато скоростта на течността в областта на повишеното налягане се дава с $c_0 = \Delta c$, където съответното изменение на скоростта може да бъде положително или отрицателно. Ако p бъде налягането в тръбата с напречно сечение S , определено от $r \cdot g \cdot h_0$, като в случая се пренебрегват хидравличните загуби $H_{\text{из}}$ в интервала от сечението O до сечението I ще имаме налягане $p + \Delta p$. Тук Δp е нарастването на налягането, което е еквивалентно на манометрична височина Δh . Тъй като импулсът на силата, която действа в интервал от време Δt , се дава от $\Delta p \cdot S \cdot \Delta t$, а изменението на количеството на движението за същото време ще бъде равно на $r \cdot S \cdot \Delta x \cdot \Delta c$, съгласно теоремата за количеството на движението, а именно: *резултативната от всички сили се равнява на*

производната спрямо времето от количеството на движението, се написва

$$\Delta p \cdot S \cdot \Delta t = -r \cdot S \cdot \Delta x \cdot \Delta c.$$



Фиг. 40.1

След съкращаване на S и означаване на отношението $\Delta x = a$, което представлява скоростта на вълната, се намира известното уравнение на Н. Е. Жуковский за повишаване на налягането вследствие на водни удари:

$$\Delta p = -\rho a \Delta c. \quad (40.1)$$

Като се вземе под внимание изменението на плътността ρ и деформацията на тръбата, стига се до израза, който определя скоростта на вълната за вода:

$$a = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{d}{\delta} \cdot \frac{E}{E'}}}. \quad (40.2)$$

където d , δ характеризира диаметъра и дебелината на тръбата. Модулът на обемната еластичност на водата $E = 2.1 \cdot 10^9$ Pa, докато модулът на еластичност E на материала, от който са направени тръбите, се взема както следва:

стомана	21 · 10 ⁹ Pa;	оливо	5 · 10 ⁹ до 2 · 10 ⁹ Pa
чугун	10 · 10 ⁹ „;	каучук	60 · 10 ⁵ до 20 · 10 ⁵ „
бетон	2 · 10 ¹⁰ „;		

На фиг. 40.2 се дават стойностите на скоростта на вълната при изтеглени метални тръби.

В уравнение 40.1 се заменя $\Delta p = r \cdot g \cdot \Delta h$, а Δc с разликата между скоростите c_0 — при нормално движение на течността, и c — в произволен момент след започване на затварянето, т. е.

$$\Delta c = c - c_0. \quad (40.3)$$

$$\Delta h = h - h_0$$