

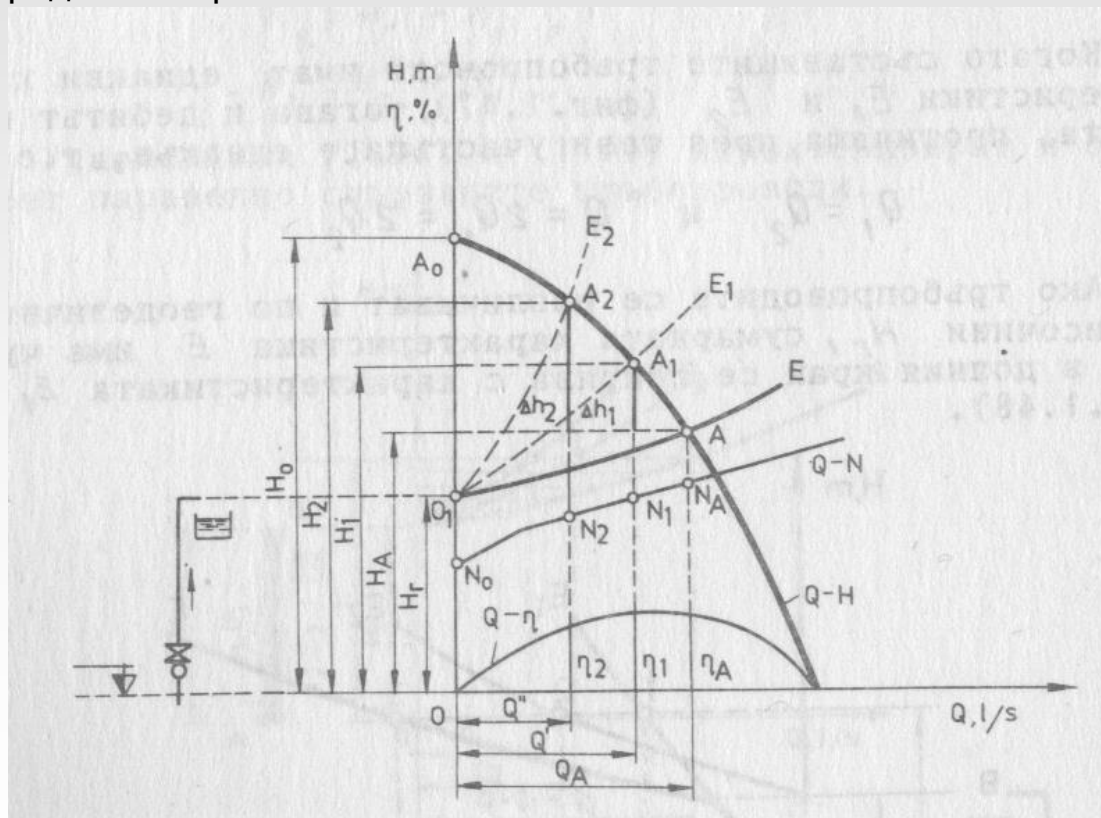
# Въпрос 10

Работен режим на центробежна помпа.

Регулиране производителността на  
центробежна помпа

# 1) Работен режим на центробежна помпа

- В системата тръбопровод-центробежна помпа смукателният тръбопровод, помпата и напорният тръбопровод са последователно свързани.
- Когато помпата работи, водното количество, което преминава през помпата и тръбопроводите на системата е едно и също.
- Ако са известни характеристиката на тръбопровода и характеристиката Q-H на помпата, режимът в системата се определя от пресечната им точка A



# 1) Работен режим на центробежна помпа

- За дебита абсцисата на точка А определя дебита на помпата  $Q_A$
- Общ напор:

$$H_A = H_{ман} + H_{вак} + z + \frac{\alpha.V_2^2 - \alpha.V_1^2}{2.g}$$

$$z = z_1 + z_2$$

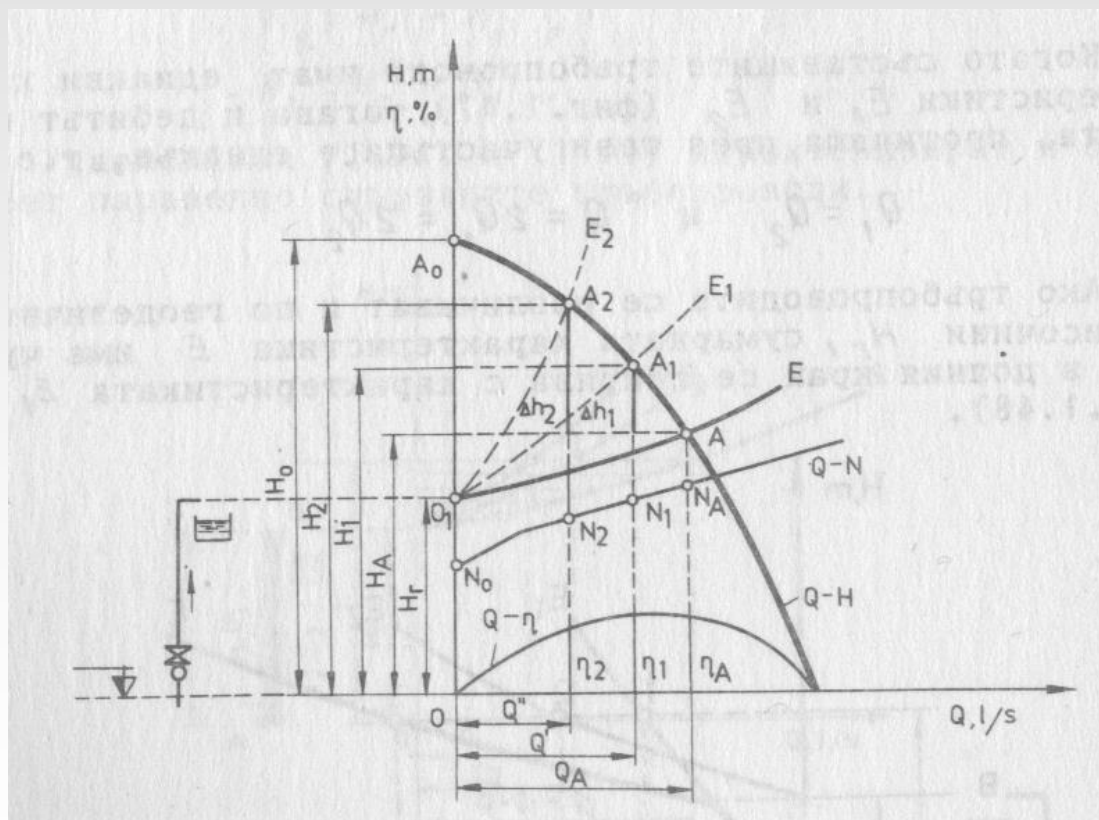
$z_1$  – е вертикалното разстояние между оста на вала и мястото на монтиране на вакууметричната тръба (+, –)

$z_2$  – е вертикалното разстояние между оста на вала и центъра на циферблата на манометъра (+, –)

$$H_A = H_\Gamma + \sum h_{заг}$$

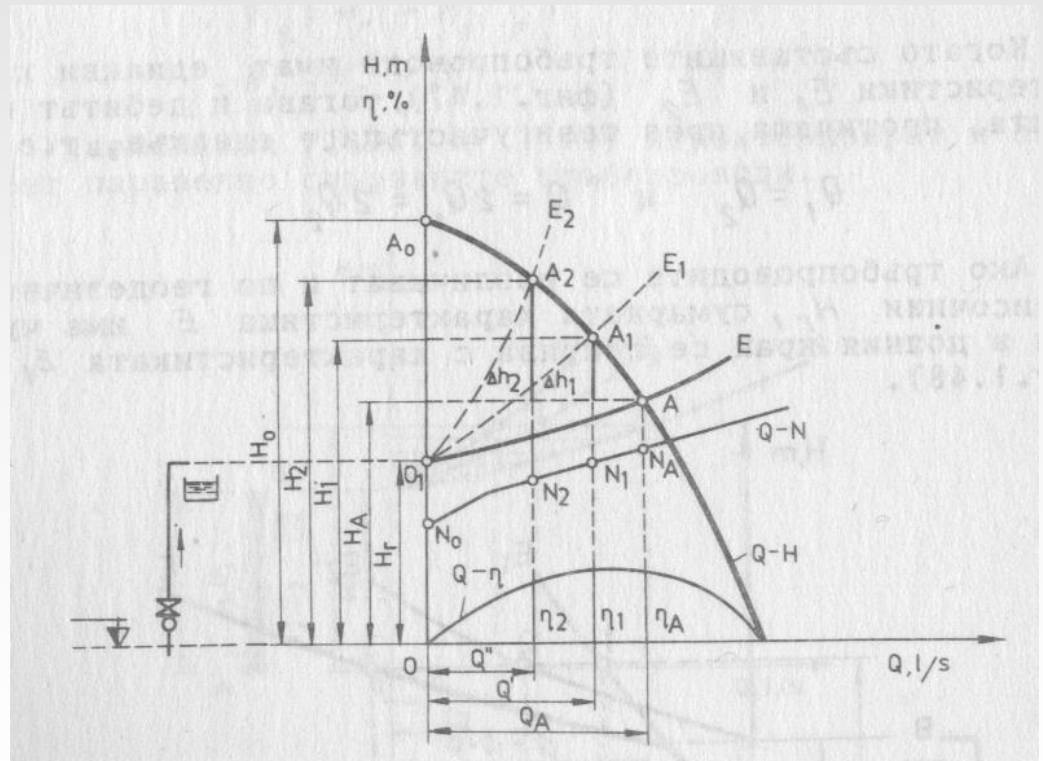
# 1) Работен режим на центробежна помпа

- От ордината на точка А и характеристиката  $Q-\eta$  се определя КПД, а от характеристиката  $Q-N$  – мощността на вала  $N_A$
- Точката А се нарича работна точка на помпата. Ако на нея отговаря максимално КПД, тя се нарича оптимална работна точка, а режимът оптимален работен режим
- Ако променяме  $E$  чрез притваряне на спирателния кран –  $E_1, E_2, \dots, E_0$
- Оттук:  $A_1, A_2, \dots, A_0$
- Максималният КПД намалява
- При напълно затворен кран:  $A_0, Q=0, H=H_0=H_{\max}, N=N_0, \text{КПД}=0$



# 1) Работен режим на центробежна помпа

- Два вида задачи:
- Системата е построена и са известни характеристиката Q-N и характеристиката на тръбопровода E, а се определят  $Q, H, N, \eta$
- Дадени са Q и  $H_g$  и се търсят E и Q-N
  - Оразмерява се тръбопроводът. Следователно E е известна отмерва се Q и се издига вертикална права, която пресича E в точка A. Точка A е точка от характеристиката на търсената помпа. Тя трябва да бъде оптимална работна точка



# 1) Работен режим на центробежна помпа

- Работната точка на помпата може да се намери и по аналитичен начин, като се използват уравненията за характеристиките на центробежна помпа и на тръбопровода
- Водното количество, което преминава през помпата и през тръбопровода е едно и също, а напорът на помпата е еднакъв с напорните загуби в тръбопровода, причинени от преминаването през него на водното количество, тогава:

$$Q_A = Q_T = Q, \text{ l/s}$$

$$H_A = H_T = H$$

- Като се използва уравнението на характеристиката на центробежна помпа и уравнението на характеристиката на тръбопровод в най-общо положение:

$$H_0 - a.Q_A^2 = H_T + s.Q_A^2$$

Оттук :

$$Q_A = \left( \frac{H_0 - H_T}{a - s} \right)^{0,5}$$

$$\text{и } H = H_0 - a.Q$$

$$\Rightarrow H_A = H_0 - a.Q_A^2 = H_0 - a.\left( \frac{H_0 - H_T}{a - s} \right)$$

# 1) Работен режим на центробежна помпа

- Може да се определи аналитичният израз за мощността на вала на помпата и за КПД:

$$N_{\epsilon} = N_0 + b \cdot Q_A = N_0 + b \cdot \left( \frac{H_0 - H_{\Gamma}}{a - s} \right)^{0,5}$$

*И за КПД на помпата:*

$$\eta = \frac{N_n}{N_{\epsilon}} = \frac{\gamma \cdot Q_A \cdot H_A}{1000 \cdot N_{\epsilon}}$$

- Определените аналитични параметри може да се сравнят със съответните характеристики дадени в каталога за помпите.

## 2) Регулиране на производителността на ЦП чрез спирателен кран

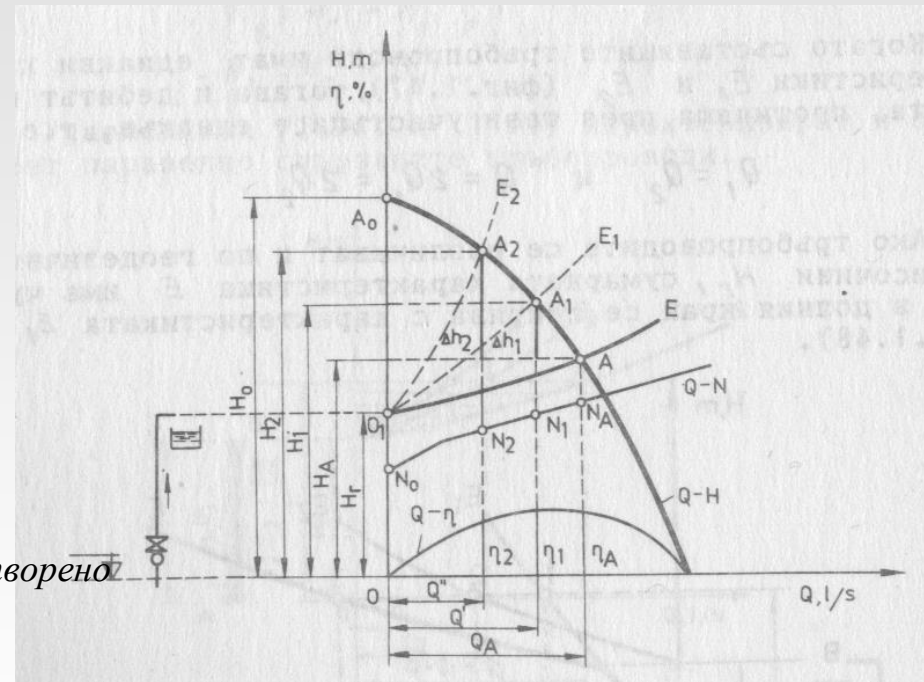
- Чрез монтирания спирателен кран на напорния тръбопровод може да се изменя производителността на помпата.
- При напълно отворен спирателен кран работната точка на помпата е т. А

- След притваряне на спирателния кран: E1, E2
- Съответно работните точки: A1, A2
- При напълно затворен кран: A0
- Увеличава се разходът на ел. енергия, тъй като е необходима допълнителна мощност:

$$\Delta N_e = \frac{\gamma \cdot Q_i \cdot \Delta h_i}{1000 \cdot \eta_i}$$

, където :

$Q_i$  – дебит на помпата при определено притворено положение на спирателния кран,  $m^3 / s$ ;  
 $\eta_i$  – КПД на помпата при подаване на  $Q_i$ ;  
 $\Delta h_i$  – допълнителният напор, който помпата трябва да преодолява, т.е. местни хидравл. напорни загуби в резултат на притваряне на спирателния кран





## 2) Регулиране на производителността на ЦП чрез спирателен кран

- Този начина на регулиране не се препоръчва, когато трябва чрез спирателния кран да се създадат значителни местни съпротивления
- Регулиране на производителността на помпата може да се регулира и чрез спирателен кран на смукателния тръбопровод (когато има такъв), но не се препоръчва, тъй като помпата може да попадне в режим на кавитация.

## 2) Регулиране чрез изменение на честотата на въртене на работното колело

- Този начина на регулиране представлява изменение на Q-H характеристиката на помпата, а не на характеристиката на тръбопровода.
- Трябва да имаме зависимостта между дебита, напора, мощността и честотата на въртене на вала на центробежната помпа, за да установим как се изменя Q-H характеристиката.

при честота на въртене  $n$ :

$$\Rightarrow u_2, c_2, w_2, c_{2r}$$

при честота на въртене  $n_1 > n$ :

$$\Rightarrow u'_2, c'_2, w'_2, c'_{2r}$$

При постоянни ъгли  $\alpha_2$  и  $\beta_2$  имаме подобие:

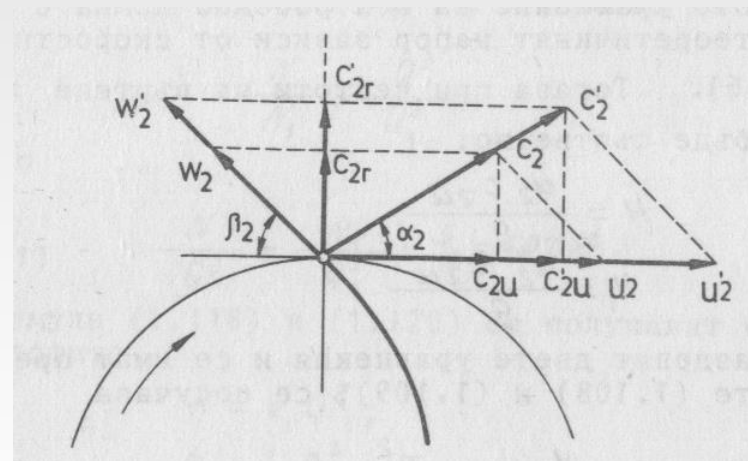
$$\frac{u_2}{u_2} = \frac{c_2}{c_2} = \frac{c_{2r}}{c_{2r}} = \frac{w_2}{w_2} = \frac{c_{2u}}{c_{2u}}$$

Тъй като:

$$u_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}, \text{ а } u'_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_1}{60}$$

$$\text{Тогава: } \frac{u_2}{u_2} = \frac{n}{n_1}$$

т.е. периферните скорости за различните честоти на въртене са пропорционални на съответните честоти на въртене



## 2) Регулиране чрез изменение на честотата на въртене на работното колело

- Тъй като производителността на помпата се изменя пропорционално на скоростта  $c_{2r}$ , тогава:

*производителността при честоти на въртене  $n$  и  $n_1$ :*

$$\Rightarrow Q = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot c_{2r},$$

$$Q_1 = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot c'_{2r},$$

*От отношението на двете равенства:*

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{c_{2r}}{c'_{2r}}$$

$$\Rightarrow \frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1} \quad (1)$$

*т.е. производителността на центробежната помпа се изменя пропорционално на честотата на въртене.*

## 2) Регулиране чрез изменение на честотата на въртене на работното колело

- От основното уравнение на центробежната помпа за скорости  $u$  и  $c_{2u}$  и за честоти на въртене  $n$  и  $n_1$ :

*напорът е:*

$$H = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g},$$

$$H_1 = \frac{u'_2 \cdot c'_{2u}}{g}$$

*От отношението на двете равенства:*

$$\Rightarrow \frac{H}{H_1} = \frac{n^2}{n_1^2} \quad (2)$$

*т.е. напорът на центробежната помпа се*

*изменя пропорционално на квадрата на честотата на въртене.*

## 2) Регулиране чрез изменение на честотата на въртене на работното колело

- За честоти на въртене  $n$  и  $n_1$  полезната мощност ще бъде:

$$N = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{1000}, \text{ kW}$$

$$N_1 = \frac{\gamma \cdot Q_1 \cdot H_1}{1000}, \text{ kW}$$

*От отношението на двете равенства :*

$$\Rightarrow \frac{N}{N_1} = \frac{n^3}{n_1^3} \quad (3)$$

*т.е. мощността на центробежната помпа се изменя*

*пропорционално на третата степен на честотата на въртене.*

- Отношенията (1), (2) и (3) се наричат закони на пропорционалността.

## 2) Регулиране чрез изменение на честотата на въртене на работното колело

- От (1), (2) и (3) :

$$\frac{H}{H_1} = \frac{Q^2}{Q_1^2}$$

$$\Rightarrow \frac{H}{Q^2} = \frac{H_1}{Q_1^2} = k_1 = \text{const} \quad (4)$$

$$\frac{N}{N_1} = \frac{Q^3}{Q_1^3}$$

$$\Rightarrow \frac{N}{Q^3} = \frac{N_1}{Q_1^3} = k_2 = \text{const} \quad (5)$$

От (4) и (5) :

$$\Rightarrow H = k_1 \cdot Q^2$$

$$N = k_2 \cdot Q^3$$

- Последните две зависимости представляват параболи от втора и трета степен.

## 2) Регулиране чрез изменение на честотата на въртене на работното колело

- Тези параболи се наричат криви на пропорционалността при различни честоти на въртене;
- Минават през началото на координатната система.
- Характеристиката Q-H при произволни обороти може да се получи по подробни точки определени чрез фамилия от криви на подобието.

$$H = k_1 \cdot Q^2$$

$$Q_1 = Q \cdot \frac{n}{n_1}$$

$$H_1 = H \cdot \left( \frac{n}{n_1} \right)^2$$

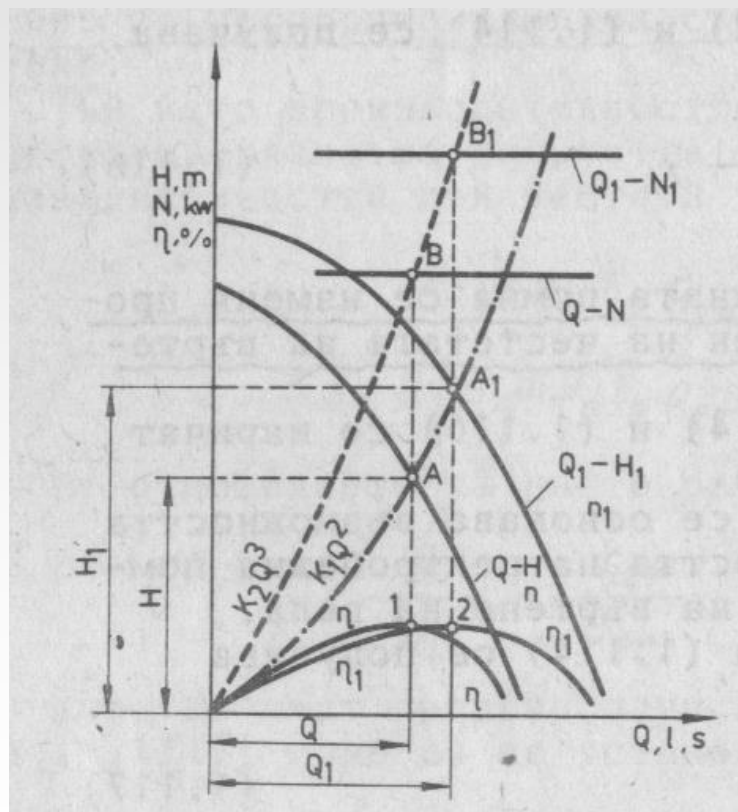
$Q$ ,  $H$  са известни при честота на въртене  $n$

За примера :

$$Q_{A1} = Q_A \cdot \frac{n}{n_1}$$

$$H_{A1} = H_A \cdot \left( \frac{n}{n_1} \right)^2$$

$Q$ ,  $H$  са известни при честота на въртене  $n$



## 2) Регулиране чрез изменение на честотата на въртене на работното колело

- Тези параболи се наричат криви на пропорционалността при различни честоти на въртене;
- Минават през началото на координатната система.
- Характеристиката Q-H при произволни обороти може да се получи по подробни точки определени чрез фамилия от криви на подобие.

Може да се използва :

$$H = k_1 \cdot Q^2$$

т. А и т. А<sub>1</sub> лежат на една и съща парабола и :

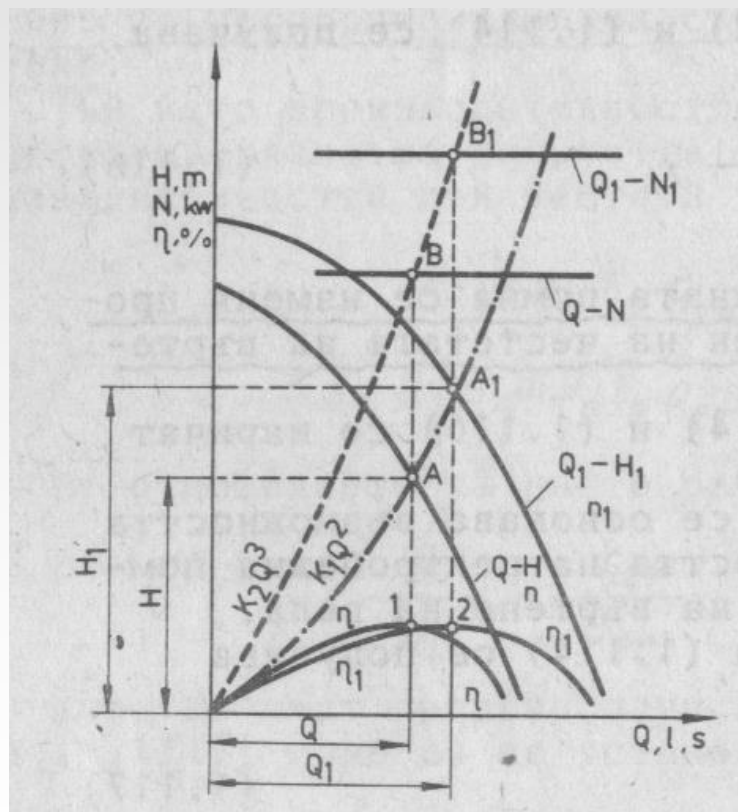
Q<sub>A</sub>, H<sub>A</sub> са известни при честота на въртене n

$$\Rightarrow k_1 = \frac{H_A}{Q_A^2}$$

$$Q_{A1} = Q_A \cdot \frac{n}{n_1}$$

$$H_{A1} = k_1 \cdot Q_{A1}^2$$

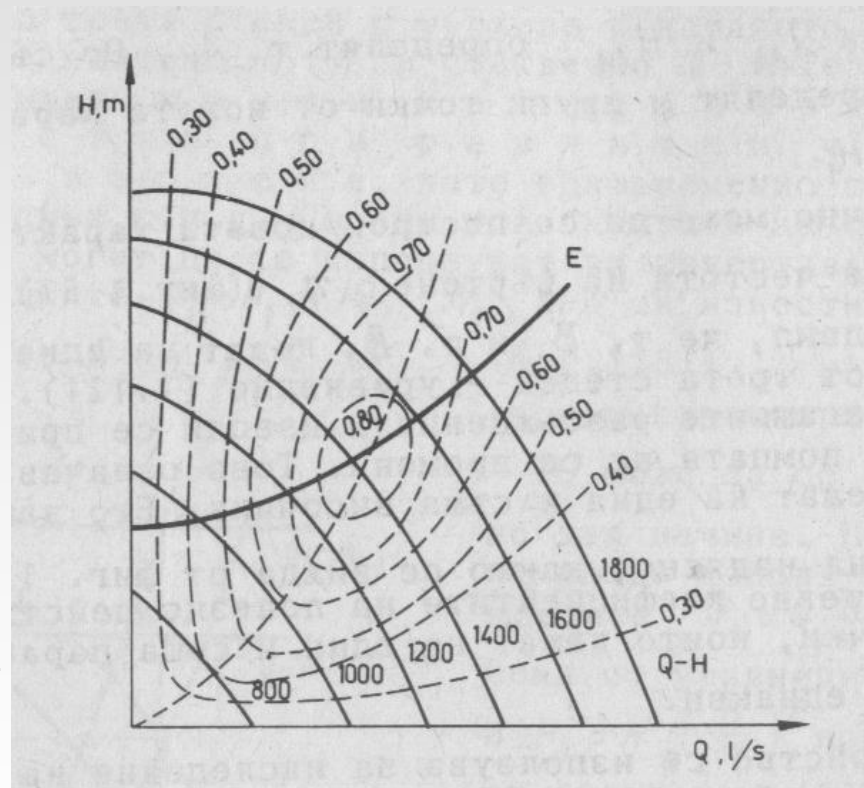
- Аналогично се постъпва и за т. В.





## 2) Регулиране чрез изменение на честотата на въртене на работното колело

- Тези разсъждения са валидни при условие, че КПД на помпата не се променя;
- т. 1 и т. 2 лежат на една права;
- Следователно КПД на всички точки, които лежат на една парабола, са еднакви;
- В действителност при изменение на честотата на въртене, КПД не остава постоянно;
- Причините за това са:
  - С увеличаване на  $n$  се увеличава  $c_2$ , а следователно и напорните загуби в помпата, при което КПД намалява
  - С намаляване на  $n$  частта на механичните загуби от триене се увеличава, при което КПД също намалява
  - Следователно съществуват оптимални обороти  $n_0$ , при които КПД достига най-голяма стойност
  - Следователно линията, свързваща точки с еднакво КПД, не са параболи на подобие, а затворени криви, характерни за всяка помпа. Те се наричат универсални характеристики на центробежна помпа
- Универсалните характеристики представляват изолинии, съединяващи точки от  $Q-H$ , съответстващи на различни обороти  $n$ , които имат еднакъв КПД. Наричат се още топографска карта на центробежната помпа.



### 3) Регулиране чрез намаляване на диаметъра на работното колело

- От уравнението за теоретичния дебит на центробежната помпа:

$$\Rightarrow Q = \pi \cdot D \cdot b_2 \cdot c_{2r},$$

$$Q_1 = \pi \cdot D_1 \cdot b_2 \cdot c'_{2r},$$

От отношението на двете равенства :

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{D}{D_1} \quad (6)$$

$$\Rightarrow \frac{H}{H_1} = \frac{D^2}{D_1^2} \quad (7)$$

$$\frac{N}{N_1} = \frac{D^3}{D_1^3} \quad (8)$$

$$\Rightarrow \frac{D^2}{H} = \frac{D_1^2}{H_1} = k_1 = const$$

- Закони за пропорционалността

$$\frac{D}{Q} = \frac{D_1}{Q_1} = k_2 = const$$

$$\Rightarrow k_1 \cdot H_1 = k_2^2 \cdot Q^2 \quad \Rightarrow H = \frac{k_2^2}{k_1} \cdot Q^2 = k \cdot Q^2$$

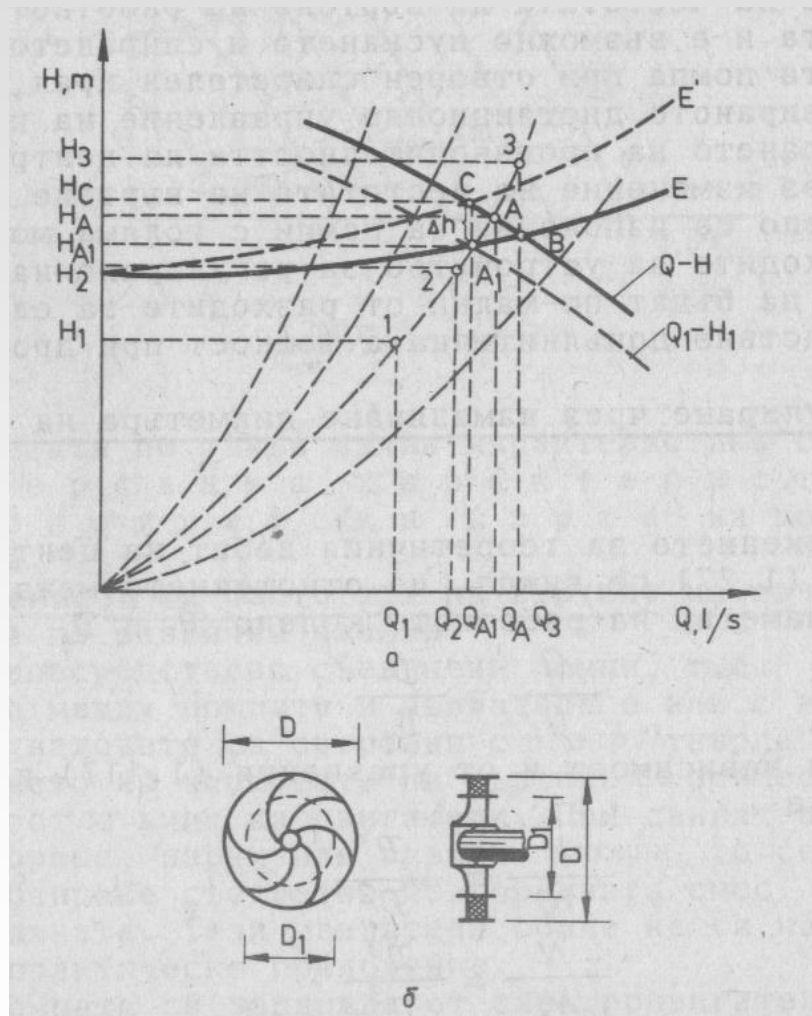
### 3) Регулиране чрез намаляване на диаметъра на работното колело

- С намаляване на диаметъра на работното колело при постоянна честота на въртене точките от първоначалната Q-H характеристика се преместват по квадратни параболи с параметър k;
- Минават през началото на коорд. с-ма
- Задача: Да се определи диаметър на работното колело, за да премине Q-H през определена точка A1.

$$k = \frac{H_A}{Q_A^2}$$

$$H = k \cdot Q^2 = \frac{H_A}{Q_A^2} \cdot Q^2$$

- Задават се стойности за QA1
- Изчисляват се съответните H
- Получените точки определят парабола, която минава през A1 и пресича Q-H в т. A.



### 3) Регулиране чрез намаляване на диаметъра на работното колело

- Получените точки определят парабола, която минава през A1 и пресича Q-H в т. А.

$$\frac{Q_A}{Q_{A1}} = \frac{D}{D_1}$$

$$\Rightarrow D_1 = \frac{Q_{A1}}{Q_A} \cdot D$$

- При обстъргване на работното колело КПД намалява, което намалява на практика степента на намаляване на диаметъра до определени граници
- Като показател за степента на намаляване на диаметъра служи т. нар. „коэффициент на бързоходност“  $n_s$
- Този показател представлява честотата на въртене на еталонно работно колело на центробежна помпа, което във всичките си детайли е геометрично подобно на разглежданото колело и изразходва мощност  $N=735,5 \text{ W}$  при напор  $H=1 \text{ m}$  и дебит  $Q=75 \text{ l/s}$ .

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot Q^{0,5}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

$n_s$	допустима степен на обстъргване, %
60-120	20
120-200	10-15
200-300	7-10