

# МАГИСТРАЛЬНЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ

Лекция №8



# ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МАГИСТРАЛЬНОГО ГАЗОПРОВОДА

Магистральные трубопроводы.

Лекция №8

## Рекомендуемая литература:

- ▶ Общесоюзные нормы технологического проектирования на магистральные трубопроводы. Часть 1. Газопроводы. ОНТП 51-1-85. – М.: ВНИИЭгазпром, 1985. – 220 с.
- ▶ Альбом характеристик центробежных нагнетателей природного газа. – М.: ВНИИГАЗ, 1985. – 87 с.
- ▶ Гольянов А.И., Муфтахов Е.М. Технологический расчет газопровода. Часть 1. Уфа . – 1995 . – 35 с.

ВЫБОР РАБОЧЕГО ДАВЛЕНИЯ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ  
КОЛИЧЕСТВА КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ И  
РАССТОЯНИЯ МЕЖДУ НИМИ



Расчет выполняется в соответствии с требованиями норм технологического проектирования [1].

Для определения числа компрессорных станций необходимо уточнить рабочее давление в газопроводе (55 или 76 кг/см<sup>2</sup>) и давление на входе компрессорной станции. Выбранные давления должны соответствовать нормативным давлениям на входе и выходе центробежных нагнетателей в соответствии с их характеристиками [2].

## 1.1. Выбор рабочего давления.

Современные газопроводы работают с рабочим (избыточным) давлением  $75 \text{ кг/см}^2$ .

При этом абсолютное давление на нагнетании  $P_{\text{НАГ}}$  центробежного нагнетателя (ЦН) не должно превышать  $76 \text{ кг/см}^2$  ( $76 \cdot 0,0981 = 7,456 \text{ МПа}$ ).

## 1.2. Выбор давления на входе в компрессорный цех.

Анализ характеристик ЦН [2] показывает, что давление на всасывании ЦН лежат в пределах  $50,7 \dots 52,8 \text{ кг/см}^2$ .

Принимаем  $P_{\text{ВС}} = 52 \cdot 0,0981 = 5,10 \text{ МПа}$ .

### 1.3. Расчет характеристик транспортируемого газа.

Плотность газа при стандартных условиях (20°C и 0,101325 МПа) определяется по формуле аддитивности

$$\rho_{\text{ст}} = a_1 \cdot \rho_1 + a_2 \cdot \rho_2 + \dots + a_n \cdot \rho_n \quad (1)$$

где  $a_1, \dots, a_n$  – доля каждого компонента в смеси для данного состава газа;

$\rho_1, \dots, \rho_n$  – плотность компонента при стандартных условиях.

Молярная масса, кг/кмоль:

$$M = a_1 \cdot M_1 + a_2 \cdot M_2 + \dots + a_n \cdot M_n \quad (2)$$

где  $M_1, \dots, M_n$  – молярная масса компонента;

▶ Газовая постоянная , Дж/(кг·К):

$$R = \bar{R} / M \quad (3)$$

где универсальная газовая постоянная  $\bar{R} = 8314,4$  Дж/(кмоль·К).



Псевдокритические температура и давление:

$$T_{пк} = 155,24 \cdot (0,564 + \rho_{ст}) \quad (4)$$

$$P_{пк} = 0,1737 \cdot (26,831 - \rho_{ст}) \quad (5)$$

Относительная плотность газа:

$$\Delta = \rho / \rho_{возд} = \rho_{ст} / 1,206 \quad (6)$$

1.4. Суточная производительность газопровода, млн м<sup>3</sup>/сут

$$Q = \frac{Q_{\Gamma} \cdot 10^3}{365 \cdot k_H}$$

(7)

где  $k_H$  – оценочный коэффициент пропускной способности газопровода, который ориентировочно можно принять  $k_H = 0,88$ .

## 1.5. Определение расстояния между компрессорными станциями

Воспользуемся формулой расхода

$$Q = 105,087 \cdot D^{2,5} \sqrt{\frac{P_H^2 - P_K^2}{\Delta \cdot \lambda \cdot Z_{CP} \cdot T_{CP} \cdot L}} \quad (8)$$

откуда

$$L = \frac{105,087^2 \cdot D^5 \cdot (P_H^2 - P_K^2)}{Q^2 \cdot \Delta \cdot \lambda \cdot Z_{CP} \cdot T_{CP}} \quad (9)$$

где  $D$  – внутренний диаметр газопровода, м;

$P_H$  и  $P_K$  – соответственно абсолютные значения давления в начале и в конце участка газопровода, МПа;

$\lambda$  – коэффициент гидравлического сопротивления;

$Z_{CP}$  – средний по длине коэффициент сжимаемости газа

$Z_{CP} = f(P_{CP}, T_{CP});$

$\Delta$  – относительная плотность газа.

Условный диаметр газопровода в зависимости от принятого рабочего давления ориентировочно можно определить по таблице 1.

Таблица 1 – Ориентировочные значения диаметра газопровода

$D_y$ , мм	Годовая производительность $Q_{г}$ , млрд.м <sup>3</sup> /г	
	$P_{НАГ} = 5,6$ МПа, $P_{ВС} = 3,8$ МПа	$P_{НАГ} = 7,5$ МПа, $P_{ВС} = 5,2$ МПа
500	1,6	2,7
700	4,0	6,0
800	6,2	8,2
1000	8,7	14,0
1200	13,3	22,0
1400	20,2	32,0

Для расчета расстояния между КС можно принять ориентировочное значение средней температуры, например

$$T_{\text{ср}} = (T_0 + T_H) / 2$$

(10)

Температуру газа на входе в линейный участок  $T_H$  можно принять равной  $T_H = 303 \text{ К}$ .

Давление в начале участка газопровода определяется по формуле [1]

$$P_H = P_{\text{НАГ}} - (\delta P_{\text{ВЫХ}} + \delta P_{\text{ОХЛ}}) = P_{\text{НАГ}} - \Delta P_{\text{НАГ}} \quad (11)$$

где  $\delta P_{\text{ВЫХ}}$  – потери давления в трубопроводе между компрессорным цехом и узлом подключения к линейной части магистрального газопровода (без учета потерь давления в системе охлаждения транспортируемого газа);

$\delta P_{\text{ОХЛ}}$  – потери давления в системе охлаждения газа, включая его обвязку. Для АВО следует принимать  $\delta P_{\text{ОХЛ}} = 0,0588$  МПа. При отсутствии охлаждения газа  $\delta P_{\text{ОХЛ}} = 0$ . Потери давления могут быть приняты по таблице 2.

Таблица 2 – Потери давления газа на КС

Давление в газопроводе (избыточное), МПа	Потери давления газа на КС, МПа		
	на всасывании		на нагнетании
	при одноступенчатой очистке газа	при двухступенчатой очистке газа	
5,40	0,08	0,13	0,07
7,35	0,12	0,19	0,11
9,81	0,13	0,21	0,13

Давление в конце участка газопровода

$$P_K = P_{вс} + \delta P_{вс} \quad (12)$$

где  $\delta P_{вс}$  – потери давления газа на входе КС с учетом потерь давления в подводящих трубопроводах и на узле очистки газа (принимается по таблице 2).



Коэффициент гидравлического сопротивления  $\lambda$  определяется по формуле

$$\lambda = 1,05 \cdot \frac{\lambda_{TP}}{E^2} \quad (13)$$

где  $E$  – коэффициент гидравлической эффективности, принимается по результатам расчетов диспетчерской службы в соответствии с отраслевой методикой. При отсутствии этих данных коэффициент гидравлической эффективности принимается равным 0,95, если на газопроводе имеются устройства для периодической очистки внутренней полости трубопроводов, а при отсутствии указанных устройств принимается равным 0,92.

Коэффициент сопротивления трению для всех режимов течения газа в газопроводе определяется по формуле

$$\lambda_{\text{ТР}} = 0,067 \cdot \left( \frac{158}{\text{Re}} + \frac{2 \cdot k_z}{D} \right)^{0,2} \quad (14)$$

где  $k_z$  – эквивалентная шероховатость труб: для монолитных труб без внутреннего антикоррозионного покрытия принимается равной 0,03 мм;

Re – число Рейнольдса, которое определяется по формуле

$$\text{Re} = 17,75 \cdot \frac{\Delta \cdot Q}{D \cdot \mu} \quad (15)$$

где пропускная способность участка газопровода Q принимается в млн м<sup>3</sup>/сут, внутренний диаметр D – в м, коэффициент динамической вязкости  $\mu$  – в Па · с.

В первом приближении можно принять квадратичный режим течения газа и

$$\lambda_{\text{ТР}} = 0,067 \cdot \left( \frac{2 \cdot k_3}{D} \right)^{0,2} \quad (16)$$

Коэффициент сжимаемости газа определяется по формуле

$$Z_{\text{СР}} = 1 - \frac{0,0241 \cdot P_{\text{ПР}}}{\tau} \quad (17)$$

где значения приведенных давления и температуры определяются как

$$P_{\text{ПР}} = P_{\text{СР}} / P_{\text{ПК}} \quad (18)$$

$$T_{\text{ПР}} = T_{\text{СР}} / T_{\text{ПК}} \quad (19)$$

$$\tau = 1 - 1,68 \cdot T_{\text{ПР}} + 0,78 \cdot T_{\text{ПР}}^2 + 0,0107 \cdot T_{\text{ПР}}^3 \quad (20)$$

Среднее давление в газопроводе

$$P_{\text{CP}} = \frac{2}{3} \cdot \left( P_{\text{H}} + \frac{P_{\text{K}}^2}{P_{\text{H}} + P_{\text{K}}} \right) \quad (21)$$

После определения расстояния между КС по формуле (10) определяем число компрессорных станций

$$n_0 = \frac{L_{\text{ОБЩ}}}{L} \quad (22)$$

После округления найденного числа КС до  $n_{\text{КС}}$  (в большую сторону), уточняем значения расстояния между КС, км

$$L = \frac{L_{\text{ОБЩ}}}{n_{\text{КС}}} \quad (23)$$

УТОЧНЕННЫЙ ТЕПЛОВОЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ  
УЧАСТКА ГАЗОПРОВОДА МЕЖДУ ДВУМЯ  
КОМПРЕССОРНЫМИ СТАНЦИЯМИ



Уточненный тепловой и гидравлический расчет участка газопровода между двумя компрессорными станциями производится в соответствии с порядком расчета, изложенным в примере 1.11 методических указаний [3].

Абсолютное давление в конце участка газопровода определяем из формулы расхода (9)

$$P_K = \sqrt{P_H^2 - \frac{Q^2 \cdot \Delta \cdot \lambda \cdot Z_{CP} \cdot T_{CP} \cdot L}{105,087^2 \cdot D^5}} \quad (24)$$

В этом уравнении величина  $\lambda$  определяется с учетом коэффициента динамической вязкости  $\mu$  при средних значениях температуры и давления.

Порядок дальнейшего расчета будет следующий:

1. Принимаем в качестве первого приближения значения

$$\lambda = 0,01 ; Z_{\text{CP}} = 0,9 .$$

Значение  $T_{\text{CP}}$  определим по формуле (10).

2. По формуле (24) определяем в первом приближении значение

$P_{\text{K}}$ .

3. Определяется среднее давление по формуле (21).

4. По формулам (18) и (19) с учетом средних значений давления и температуры определяем средние приведенные давление и температуру.

Для расчета конечного давления во втором приближении вычисляются уточненные значения  $T_{\text{CP}}$ ,  $\lambda$  и  $Z_{\text{CP}}$ . Для этого при определении  $T_{\text{CP}}$  будем использовать величины средней удельной теплоемкости  $C_p$ , эффекта Джоуля-Томсона  $D_i$  и коэффициента  $a$ , вычисленные для  $P_{\text{CP}}$  и  $T_{\text{CP}}$  первого приближения.

5. Удельная теплоемкость газа (кДж/(кг · К)) определяется по формуле

$$C_p = 1,695 + 1,838 \cdot 10^{-3} \cdot T_{cp} + 1,96 \cdot 10^{-6} \cdot (P_{cp} - 0,1) / T_{cp}^3 \quad (25)$$

6. Коэффициент Джоуля – Томсона, К/МПа

$$D_i = \frac{1}{C_p} \cdot \left( \frac{0,98 \cdot 10^6}{T_{cp}^2} - 1,5 \right) \quad (26)$$

7. Рассчитываем коэффициент  $a$  по формуле

$$a = 0,225 \cdot \frac{K_{cp} \cdot D}{Q \cdot \Delta \cdot C_p} \quad (27)$$

где  $K_{cp}$  – средний на участке общий коэффициент теплопередачи от газа в окружающую среду, Вт/(м<sup>2</sup> · К).



## Средняя температура по формуле

$$T_{\text{ср}} = T_0 + \frac{T_{\text{н}} - T_0}{a \cdot L} \cdot (1 - e^{-aL}) - D_i \cdot \frac{P_{\text{н}}^2 - P_{\text{к}}^2}{2 \cdot a \cdot L \cdot P_{\text{ср}}} \left[ 1 - \frac{1}{a \cdot L} \cdot (1 - e^{-aL}) \right] \quad (28)$$

8. Коэффициент сжимаемости  $Z_{\text{ср}}$  по формуле (17).

9. Коэффициент динамической вязкости по формуле

$$\mu = 5,1 \cdot 10^{-6} [1 + \rho_{\text{ст}} \cdot (1,1 - 0,25 \cdot \rho_{\text{ст}})] \cdot [0,037 + T_{\text{пр}} \cdot (1 - 0,104 \cdot T_{\text{пр}})] \cdot \left[ 1 + \frac{P_{\text{пр}}^2}{30 \cdot (T_{\text{пр}} - 1)} \right] \quad (29)$$

10. Число Рейнольдса по формуле (15).

11. Коэффициент сопротивления трению по формуле (14) и коэффициент гидравлического сопротивления по формуле (13).

12. Определяем конечное давление во втором приближении по формуле (24).

13. Если полученный результат отличается от предыдущего приближения более чем на 1 %, имеет смысл уточнить расчеты, выполняя третье приближение, начиная с п.3. Если результат удовлетворяет требованиям точности расчетов, переходим к следующему пункту.

14. Уточняется среднее давление по формуле (21).

15. Определяется конечная температура газа

$$T_K = T_0 + (T_H - T_0) \cdot e^{-a_t \cdot L} - D_i \cdot \frac{P_H^2 - P_K^2}{2 \cdot a_t \cdot L \cdot P_{CP}} \cdot (1 - e^{-a_t \cdot L}) \quad (30)$$

На этом тепловой и гидравлический расчет участка газопровода заканчивается.

# ВЫБОР ТИПА ГПА И РАСЧЕТ РЕЖИМА РАБОТЫ КС



Для расчетов режимов работы КС применяются характеристики ЦН, представляющие зависимость степени повышения давления  $\varepsilon$ , политропического к. п. д.  $\eta_{\text{пол}}$  и приведенной относительной внутренней мощности

$$\left[ \frac{N_i}{\rho_{\text{вс}}} \right]_{\text{пр}} = \frac{N_i}{\rho_{\text{вс}}} \cdot \left( \frac{n_H}{n} \right)^3 \quad (31)$$

от приведенной объемной производительности

$$Q_{\text{пр}} = \frac{n_H}{n} \cdot Q_{\text{вс}} \quad (32)$$

при различных значениях приведенных относительных оборотах

$$\left[ \frac{n}{n_H} \right]_{\text{пр}} = \frac{n}{n_H} \cdot \sqrt{\frac{z_{\text{пр}} \cdot R_{\text{пр}} \cdot T_{\text{пр}}}{z_{\text{вс}} \cdot R \cdot T_{\text{вс}}}} \quad (33)$$

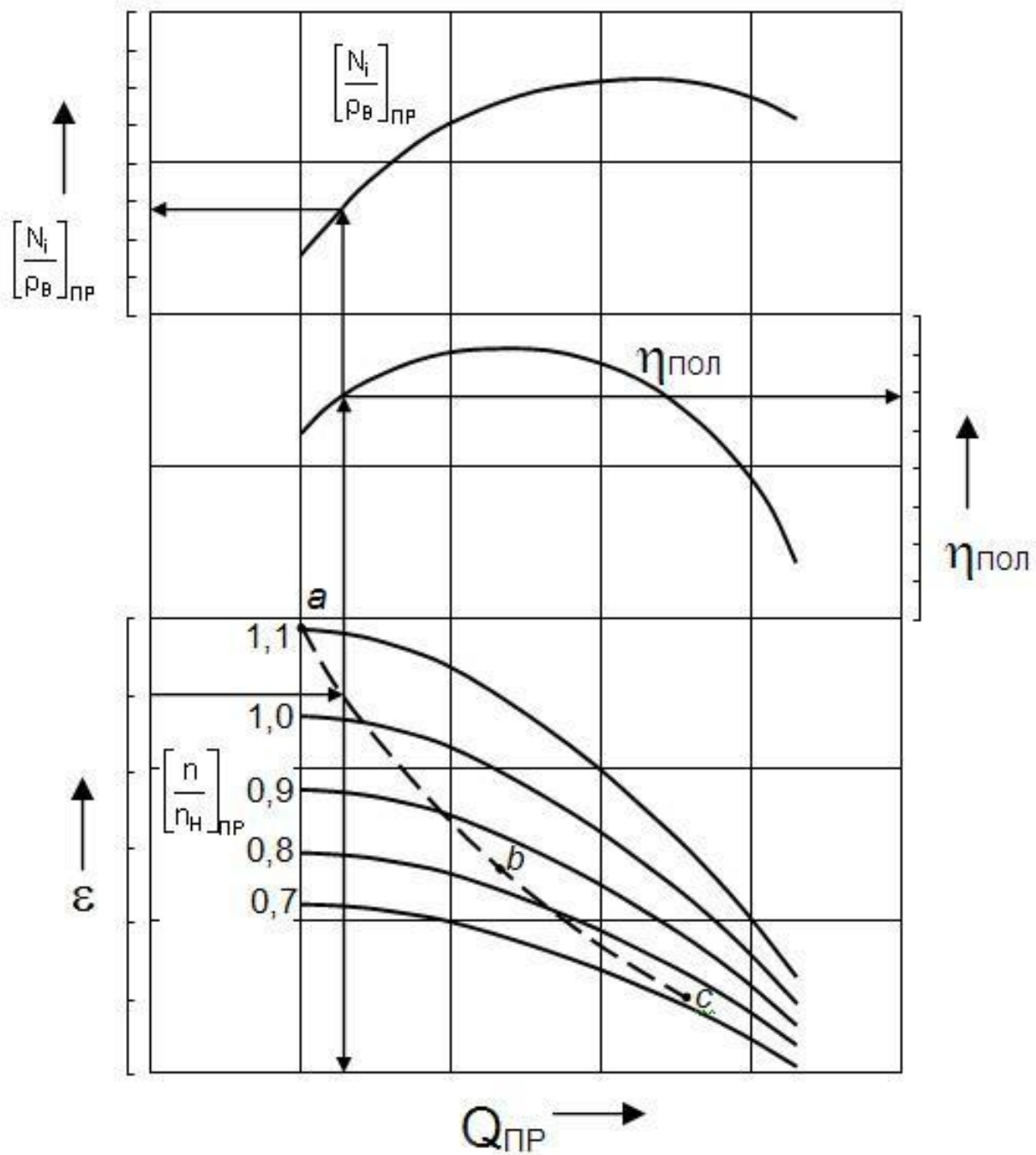
где  $\rho_{\text{вс}}$ ,  $z_{\text{вс}}$ ,  $T_{\text{вс}}$ ,  $Q_{\text{вс}}$  – соответственно плотность газа, коэффициент сжимаемости, температура газа и объемная производительность ЦН, приведенные к условиям всасывания;

$R$  – газовая постоянная;

$z_{\text{пр}}$ ,  $R_{\text{пр}}$ ,  $T_{\text{пр}}$  – условия приведения, для которых построены характеристики;

$N_i$  – внутренняя (индикаторная) мощность;

$n$ ,  $n_H$  – соответственно рабочая частота вращения вала ЦН и номинальная частота вращения.



Одним из универсальных видов характеристик ЦН является приведенная характеристика ВНИИГаза.

Порядок определения рабочих параметров следующий:

1. По известному составу газа, температуре и давлению на входе в ЦН, используя формулы (17)...(20), определяется коэффициент сжимаемости  $z_{вс}$ ;

2. Определяется плотность газа  $\rho_{вс}$  и производительность нагнетателя при условиях всасывания

$$\rho_{вс} = \rho_{ст} \frac{P_{вс} \cdot T_{ст} \cdot z_{ст}}{P_{ст} \cdot T_{вс} \cdot z_{вс}} \quad (34)$$

$$Q_{вс} = \frac{Q_{кс}}{24 \cdot 60 \cdot m_{н}} \cdot \frac{\rho_{ст}}{\rho_{вс}} \quad (35)$$

где  $Q_{кс} = Q$  – производительность КС при стандартных условиях;  
 $m_{н}$  – число параллельно работающих ЦН (групп ЦН), определяемое из соотношения

$$m_{н} = \frac{Q_{кс}}{Q_{ном}} \quad (36)$$

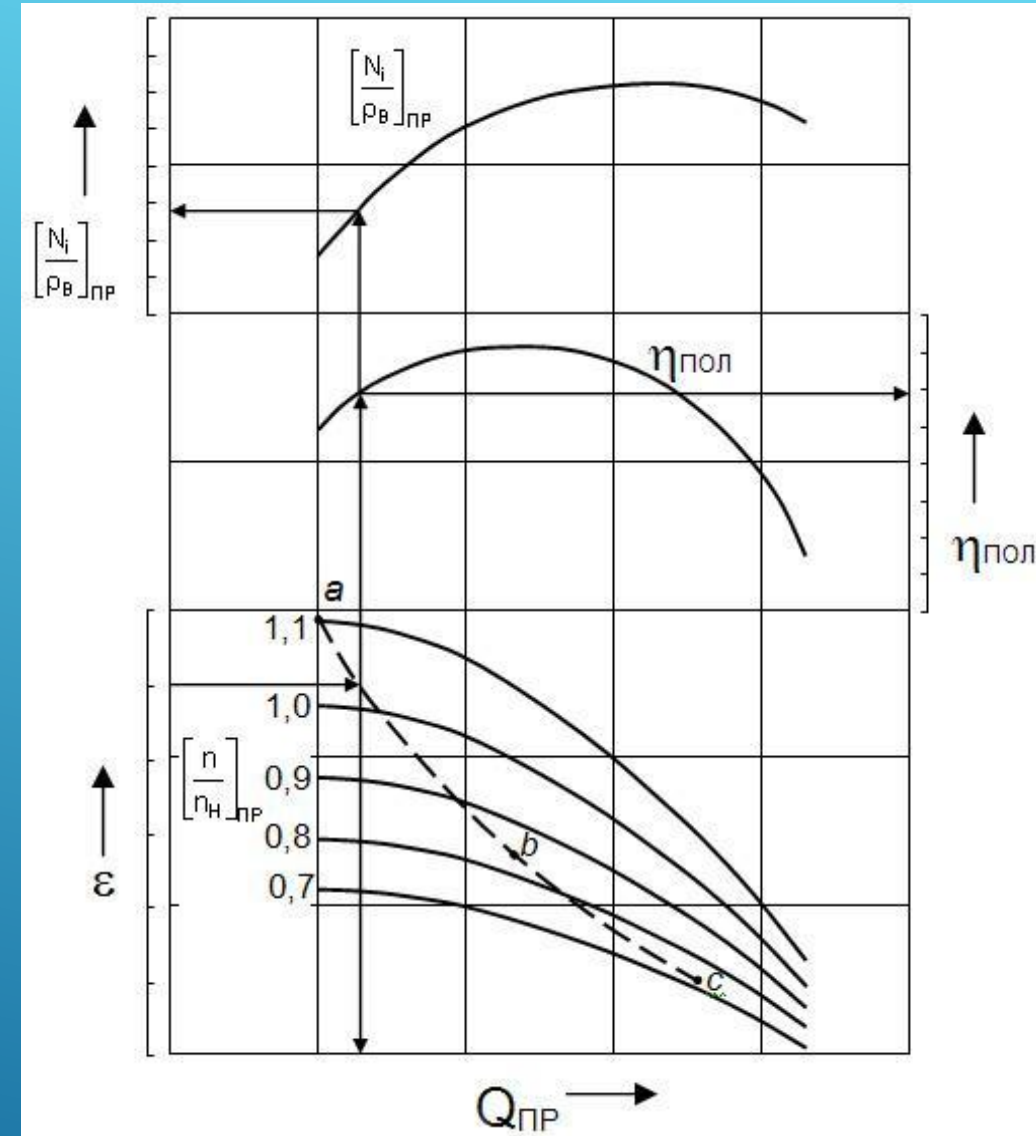
$Q_{ном}$  – номинальная производительность ЦН при стандартных условиях. Значение  $m_{н}$  округляется вверх до целого числа.

3. Задаваясь несколькими (не менее трех) значениями оборотов ротора в диапазоне возможных частот вращения ГПА, определяются  $Q_{\text{пр}}$  и  $[\frac{n}{n_H}]_{\text{пр}}$ . Полученные точки наносятся на характеристику и соединяются линией (плавная кривая abc на рисунке 1).

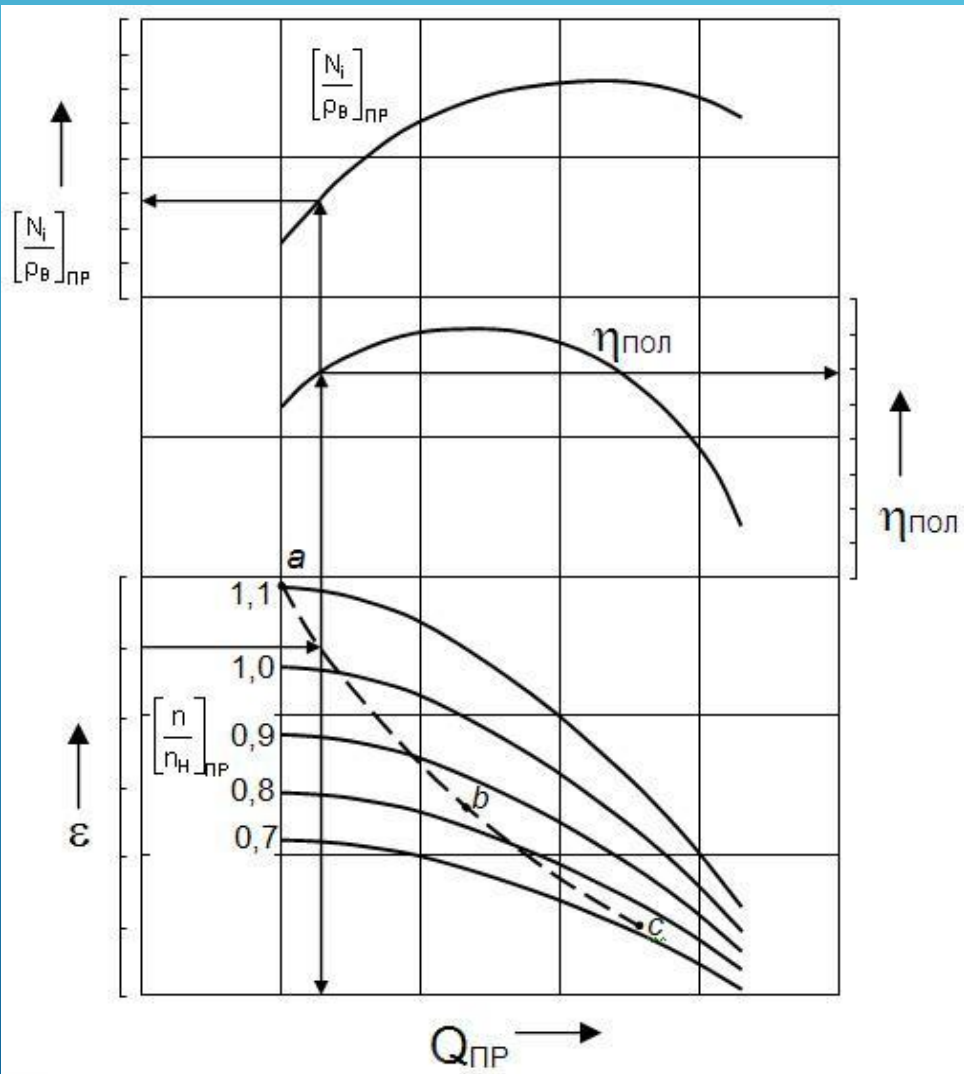
4. Определяется требуемая степень повышения давления

$$\varepsilon = \frac{P_{\text{НАГ}}}{P_{\text{ВС}}} \quad (37)$$

где  $P_{\text{НАГ}}$  – номинальное давление на выходе ЦН;  $P_{\text{ВС}} = P_{\text{К}} - \delta P_{\text{ВС}}$  – уточненное давление на входе (всасывании) ЦН.







Проведя горизонтальную линию из  $\epsilon$  до кривой abc найдем точку пересечения. Восстанавливая перпендикуляр до пересечения с горизонтальной осью, находим  $Q_{пр}$ . Аналогично определяются  $\eta_{пол}$  и  $[N_i / \rho_{вс}]_{пр}$ . Значение  $Q_{пр}$  должно удовлетворять условию  $Q_{пр} \geq Q_{пр\ min}$ , где  $Q_{пр\ min}$  – приведенная объемная производительность на границе зоны помпажа (расход, соответствующий левой границе характеристик ЦН).

5. Определяется внутренняя мощность, потребляемая ЦН

$$N_i = \rho_{\text{вс}} \cdot \left[ \frac{N_i}{\rho_{\text{вс}}} \right]_{\text{пр}} \cdot \left( \frac{n}{n_H} \right)^3 \quad (38)$$

6. Определяется мощность на муфте привода

$$N_e = N_i + N_{\text{МЕХ}} \quad (39)$$

где  $N_{\text{МЕХ}}$  – механические потери мощности в редукторе и подшипниках ЦН при номинальной нагрузке (таблица 3).

Таблица 3 – Механические потери мощности для некоторых типов ЦН

№ п/п	Тип нагнетателя	$N_{MECH}$ , кВт
1	370, Н-300	100
2	235	250
3	650	350
4	ГПА Ц-6,3	80
5	ГПА Ц-16	140
6	Н-16-76	160

## 7. Вычисляется располагаемая мощность ГТУ

$$N_e^P = N_e^H \cdot k_H \cdot k_{\text{обл}} \cdot k_y \cdot \left( 1 - k_t \cdot \frac{T_{\text{возд}} - T_{\text{возд}}^H}{T_{\text{возд}}} \right) \cdot \frac{P_a}{0,1013} \quad (40)$$

где  $N_e^H$  – номинальная мощность ГТУ;  $k_H$  – коэффициент технического состояния по мощности;  $k_{\text{обл}}$  – коэффициент, учитывающий влияние системы противообледенения (при отключенной системе  $k_{\text{обл}} = 1$ );  $k_y$  – коэффициент, учитывающий влияние системы утилизации тепла;  $k_t$  – коэффициент, учитывающий влияние атмосферного воздуха на мощность ГТУ;  $T_{\text{возд}}$ ,  $T_{\text{возд}}^H$  – соответственно фактическая и номинальная температура воздуха, К.

Значения  $N_e^H$ ,  $k_H$ ,  $k_{\text{обл}}$ ,  $k_y$ ,  $k_t$ ,  $T_{\text{возд}}^H$  принимаются по справочным данным ГТУ.

8. Производится сравнение  $N_e$  и  $N_e^P$ . Должно выполняться условие  $N_e \leq N_e^P$ . При невыполнении этого условия следует увеличить число  $m_H$  и повторить расчет начиная с пункта 2.

9. Определяется температура газа на выходе ЦН

$$T_{\text{НАГ}} = T_{\text{ВС}} \cdot \varepsilon^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{пол}}}}$$

(41)

где  $k$  – показатель адиабаты природного газа,  $k = 1,31$ .