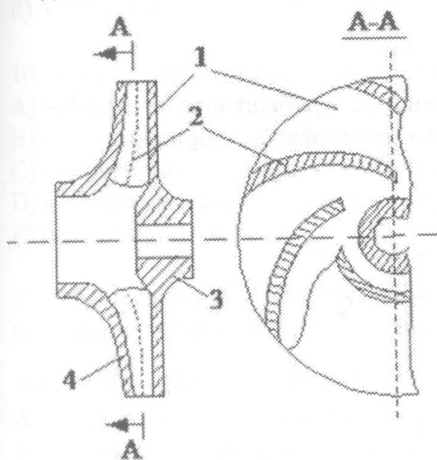


Нагнетатели и тепловые двигатели

1. На приведенной схеме рабочего колеса центробежного насоса с односторонним входом обозначены следующие позиции;



- А) 2 – зубцы
- В) 1,4 – лопатки
- С) 3 – лопатки
- Д) 1 и 4 – задний и передний диски
- Е) 3 – шток
- Ф) 2 – корпус

2. К компрессорам объемного принципа действия относят следующие типы:

- А) спиральные
- В) дисковые
- С) винтовые
- Д) лопастные
- Е) поршневые

3. В 1949 г. за разработку и внедрение в промышленность высокоэффективных вентиляторов были удостоены государственной премии следующие ученые:

- А) А. М. Комаров
- В) Э. Галуа
- С) Н. Лобачевский
- Д) Н.Е. Жуковский
- Е) К. А. Ушаков
- Ф) К. Вейерштрасс

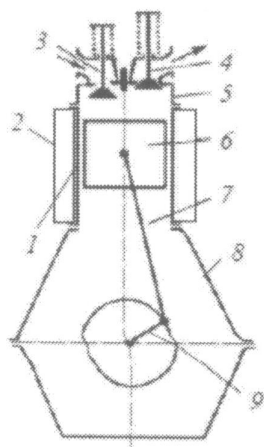
4. К объемным нагнетателям роторного типа относятся:

- А) зубчатый насос
- В) винтовой насос
- С) дисковый насос
- Д) центробежный насос
- Е) радиальный насос
- Ф) поршневой насос

5. Конструкция плунжерного нагнетателя включает в себя следующие основные узлы:

- A) лопасти
- B) мембрана
- C) спиральный кожух
- D) пружина
- E) плунжер
- F) поршень

6. Устройство поршневого ДВС: 1 – рабочий цилиндр; 2 – рубашка цилиндра; 3 – впускной клапан; 4 – выпускной клапан; 5 – крышка цилиндра; 6 – поршень; продолжить:



- A) 8 - картер
- B) 8 – крышка корпуса
- C) 7- кривошипно-шатунный механизм
- D) 7- стержень цилиндра
- E) 8 – корпус цилиндра
- F) 9 – коленчатый вал

7. В маркировке паровой турбины ПТ-140/165-12,8/1,45-2 ТМЗ обозначено следующее:

- A) номинальная мощность турбины 140 МВт (максимальная мощность 165 МВт)
- B) номинальная мощность турбины 140 МВт (температура свежего пара 165 °С)
- C) начальное давление пара 1,45 МПа
- D) номинальная мощность турбины 165 МВт
- E) теплофикационная турбина с отопительным отбором и противодавлением
- F) теплофикационная турбина с производственным отбором

8. Простейшая схема газотурбинной установки включает в себя:

- A) паровой котел
- B) паровую турбину
- C) камеру сгорания
- D) компрессор
- E) вентилятор

9. По числу и расположению цилиндров ДВС бывают:

- A) многопрофильные
- B) W - образные
- C) V - образные
- D) однорядные
- E) V - рядные

10. Важное преимущество четырёхтактных двигателей внутреннего сгорания:

- A) наличие систем смазки
- B) отсутствие громоздкой системы клапанов и распределительного вала
- C) присутствие громоздкой системы клапанов
- D) наличие системы газораспределения
- E) более чистый выхлоп

11. Объем цилиндра, образуемый поршнем двигателя внутреннего сгорания при его перемещении между мертвыми точками, называется рабочим объемом цилиндра и

определяется следующим образом: $V_h = (\pi \cdot D^2 / 4) \cdot S$, где:

- A) D – диаметр цилиндра, для поршня мм
- B) π – КПД двигателя внутреннего сгорания
- C) π – математическая константа, выражающая отношение длины окружности к длине её диаметра = 3,14
- D) S – длина поршня, мм
- E) D – диаметр штока, мм
- F) S – ход поршня, мм
- G) π – КПД поршня

12. К конструктивным характеристикам кольцевой турбинной решетчатой турбины относятся:

- A) $t_{\text{вых}} = f / (\sin \beta_k + \sin \beta_{2k})$ – выходной шаг решетки
- B) β_{1k} и β_{2k} – конструктивные углы входа выхода рабочих лопаток
- C) $\Delta_{kr} \rightarrow 0,5 \cdot 10^{-3}$ – толщина кромки; мм
- D) φ, ψ – коэффициенты скорости сопловых и рабочих лопаток
- E) d – средний диаметр решетки

13. Принципиальная схема паротурбинной установки состоит из:

- A) паровой турбины
- B) двигателя внутреннего сгорания
- C) дымовой трубы
- D) газовой турбины
- E) котла-утилизатора
- F) регенеративных подогревателей
- G) парового котла

14. В маркировке паровой турбины К-800-23,5-5 ЛМЗ (К-800-240-5 ЛМЗ) обозначено следующее:

- А) начальное давление пара 23,5 МПа (240 кгс/см²)
- В) теплофикационная турбина с отопительным отбором
- С) турбина Уральского турбомоторного завода
- Д) начальная температура пара 800 °С
- Е) номинальная мощность турбины 800 МВт
- Ф) теплофикационная турбина с производственным и отопительным отборами
- Г) конденсационная турбина

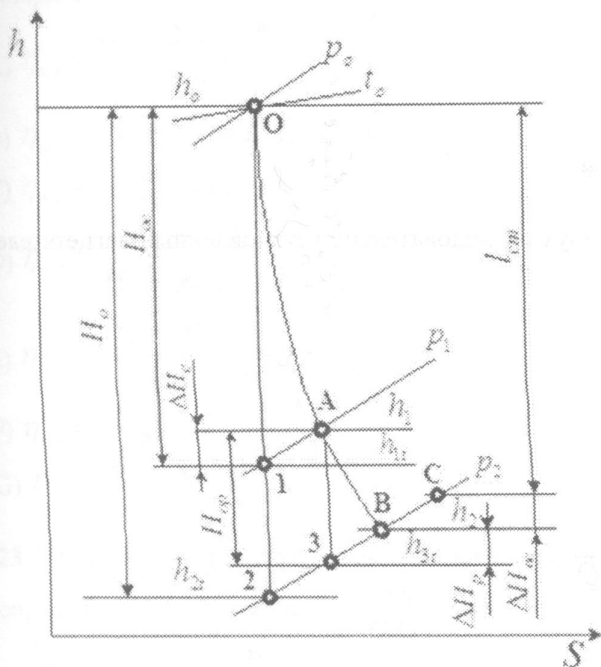
15. При определении относительного лопаточного КПД турбинной ступени учитываются следующие виды потерь:

- А) относительные потери на трение
- В) относительные потери энергии в сопловой решетке
- С) относительные потери от веерности
- Д) относительные потери от утечек
- Е) относительные потери энергии в рабочей решетке
- Ф) относительные потери от влажности
- Г) относительные потери на вентиляцию

16. К статору паровой турбины относят:

- А) диафрагму, предназначенную для закрепления сопловых лопаток и разделения объема корпуса на отсеки постоянного давления
- В) сопловые лопатки, предназначенные для разгона и формирования потока
- С) рабочие лопатки, предназначенные для преобразования кинетической энергии рабочего тела в механическую работу вращения ротора
- Д) соединительную муфту, которая передает суммарный крутящий момент от вала турбины к турбогенератору
- Е) диск, служащий для закрепления рабочих лопаток и передачи крутящего момента от рабочих лопаток к валу
- Ф) корпус, предназначенный для закрепления неподвижных элементов и организации потока рабочего тела от паровпуска через проточную часть до выпускного патрубка

17. В соответствии с приведенным на рисунке процессом расширения пара в ступени в h - s диаграмме представленные теплоперепады называются:



- A) $H_{op} = h_1 - h_{3t}$ - располагаемый теплоперепад рабочей решетки
- B) $H_{op} = h_1 - h_{2t}$ - располагаемый теплоперепад ступени
- C) $H_{op} = h_{1t} - h_{3t}$ - располагаемый теплоперепад рабочей решетки
- D) $H_{oc} = h_0 - h_{2t}$ - располагаемый теплоперепад сопловой решетки
- E) $H_o = h_0 - h_{2t}$ - располагаемый теплоперепад ступени

18. Коэффициент недовыработки электроэнергии паром из i -го можно определить по следующей формуле: $\gamma_i = \frac{h_i - h_k}{h_0 - h_k}$, где:

- A) h_k - энтальпия пара на выходе из турбины
- B) h_0 - энтальпия пара после промежуточного перегрева
- C) h_i - энтальпия пара на выходе из турбины
- D) h_i - энтальпия пара в i -том отборе
- E) h_k - энтальпия пара в промышленном отборе
- F) h_0 - энтальпия свежего пара

19. В зависимости от степени реактивности ступень паровой турбины называется:

- A) при $\rho = 0$ - реактивной
- B) при $\rho = 0$ - чисто активной
- C) при $\rho = 0,25$ - чисто активной
- D) при $\rho = 0,5$ и $0,25$ - активной
- E) при $\rho = 0,25$ и $0,5$ - активной
- F) при $\rho = 0,5$ и более - реактивной

20. Усредненный КПД установки двух последовательно установленных нагнетателей:

- A) $\eta = \frac{(Q_1 + Q_2)}{\frac{H_1}{\eta_1} + \frac{H_2}{\eta_2}}$
- B) $\eta = \frac{(H_1 - H_2)}{\frac{H_1}{\eta_1} - \frac{H_2}{\eta_2}}$
- C) $\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot (H_1 + H_2)}{\frac{\rho \cdot g \cdot H_1 \cdot Q}{\eta_1} + \frac{\rho \cdot g \cdot H_2 \cdot Q}{\eta_2}}$
- D) $\eta = \frac{(H_1 + H_2)}{\frac{H_1}{\eta_1} + \frac{H_2}{\eta_2}}$
- E) $\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot (H_1 + H_2)}{N_1 + N_2}$

21. К недостаткам многоступенчатой конструкции паровой турбины можно отнести:

- A) сложная конструкция и технология изготовления
- B) усложняется эксплуатация, сборка, монтаж, ремонт
- C) высокий КПД ступени и турбины в целом
- D) возможность использования промежуточного перегрева пара
- E) большие габариты машины

22. Относительным лопаточным КПД $\eta_{o.l}$, учитывающий качество решеток ступени и потерю с выходной скоростью, можно определить по следующим зависимостям:

A) $\eta_{o.l} = \frac{\bar{H}_o - \Delta H_c - \Delta H_p}{\bar{H}_o}$

B) $\eta_{o.l} = N_u / N_o = l / E_o$

C) $\eta_{o.l} = 1 - \xi_c - \xi_{B.C}$

D) $\eta_{o.l} = \frac{\bar{H}_o - \Delta H_{вс}}{\bar{H}_o - \chi_{B.C} c_2^2 / 2}$

E) $\eta_{o.l} = \frac{\bar{H}_o - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{вс}}{\bar{H}_o - \chi_{B.C} c_2^2 / 2}$

F) $\eta_{o.l} = 1 - \xi_c - \xi_p$

G) $\eta_{o.l} = N_o / N_u$

23. Тепловой КПД (коэффициент полноты сгорания топлива) камер сгорания ГТУ

определяется по формуле: $\eta_z = \frac{Q_1}{Q_n G_T}$, где:

A) Q_1 - удельная низшая теплота сгорания рабочей массы топлива, кДж/кг

B) G_T - атмосферное давление воздуха перед компрессором, кПа

C) Q_1 - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг

D) Q_n - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг

E) G_T - расход топлива, кг/с

F) Q_1 - количество тепла, которое могло бы выделяться при горении топлива в единицу времени, кДж/кг

G) G_T - объем компрессора, м³

24. Применяемые методы охлаждения лопаток газовых турбин бывают:

A) охлаждение конвекцией

B) пленочное

C) капиллярно- газовое

D) замкнутое охлаждение

E) форсуночное

F) капиллярно- пленочные

G) капельное

25. К камерам сгорания ГТУ предъявляются следующие основные требования:
- A) по конструкции они должны быть дорогими в изготовлении
 - B) у них должна быть высокая экономичность на всех режимах работы ГТУ
 - C) поле температур в газовом потоке перед турбиной должно быть достаточно не равномерным
 - D) по конструкции они должны быть сложными в эксплуатации
 - E) у них должна быть низкая экономичность на всех режимах работы ГТУ
 - F) у них должна быть организована возможность больших гидравлических сопротивлений
 - G) в них должно происходить устойчивое горение топлива на всех режимах работы ГТУ, без срывов, опасных пульсаций и затухания пламени