

Нагнетатели и тепловые двигатели

1. Класс «гидравлические машины» составляют:

- A) паровые турбины
- B) паровые котлы
- C) газовые турбины
- D) насосы
- E) гидронередача

2. К лопастным нагнетателям относятся:

- A) винтовой насос
- B) осевой насос
- C) вихревой насос
- D) водяные колеса
- E) струйный насос

3. Конструкция роторного нагнетателя включает в себя основные узлы:

- A) лопасти
- B) поршень
- C) мембрана
- D) корпус
- E) ротор
- F) всасывающий и напорный патрубок

4. Насос – это: •

- A) устройство, преобразующее механическую работу в тепловую энергию потока жидкости
- B) устройство, преобразующее кинетическую энергию потока пара в механическую энергию
- C) машина, служащая для создания напора перемещаемой жидкости
- D) машина, служащая для перемещения жидкостей всех видов
- E) машина, служащая для сжатия газов и их перемещения
- F) машина, предназначенная для подачи технических газов
- G) гидравлическая машина, преобразующая механическую энергию двигателя в энергию потока жидкости

5. Работа любого нагнетателя характеризуется его рабочими параметрами, основными из которых являются:

- A) производительность (подача)
- B) плотность перекачиваемой среды
- C) габариты насоса
- D) число оборотов двигателя
- E) вес нагнетателя

6. Машины для подачи газовых сред в зависимости от развиваемого ими давления называют:

- A) холодильники
- B) тепловые насосы
- C) осевой вентилятор
- D) газодувки
- E) детандеры
- F) турбины
- G) насосы

7. Топливом для тепловых двигателей является:

- A) газ
- B) масло
- C) ветровая энергия
- D) атомная энергия
- E) вода
- F) твердое и жидкое топливо
- G) воздух

8. Тепловые двигатели - это:

- A) Реактивные двигатели
- B) Компрессоры
- C) Вентиляторы
- D) Паровые и газовые турбины
- E) Двигатели внутреннего сгорания

9. В проточной части паровой турбины происходящие процессы:

- A) расширения пара
- B) сжатия пара
- C) превращения внутренней энергии пара в кинематическую энергию
- D) смешение потоков пара
- E) торможения пара

10. Преимущества поршневых двигателей внутреннего сгорания по сравнению с любым другим тепловым двигателем:

- A) компактность
- B) высокий уровень шума
- C) высокие капитальные затраты
- D) сложная технология изготовления
- E) низкие прочностные характеристики
- F) низкий КПД

11. КПД ступени турбины можно определить по формуле:

$$\eta_{cm} = \frac{l_{cm}}{\Delta h_m} = 2u(c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2) / c_{1cm}^2, \text{ где:}$$

- А) $\frac{c_{1cm}^2}{2}$ – кинетическая энергия потока перед ступенью
- В) c_{1cm}^2 – окружная скорость вращения лопаток
- С) l_{cm} – полезная работа ступени
- Д) l_{cm} – располагаемый теплоперепад ступени
- Е) Δh_m – потери на трение
- Ф) α_1 – средний диаметр колеса
- Г) u – частота вращения рабочего колеса

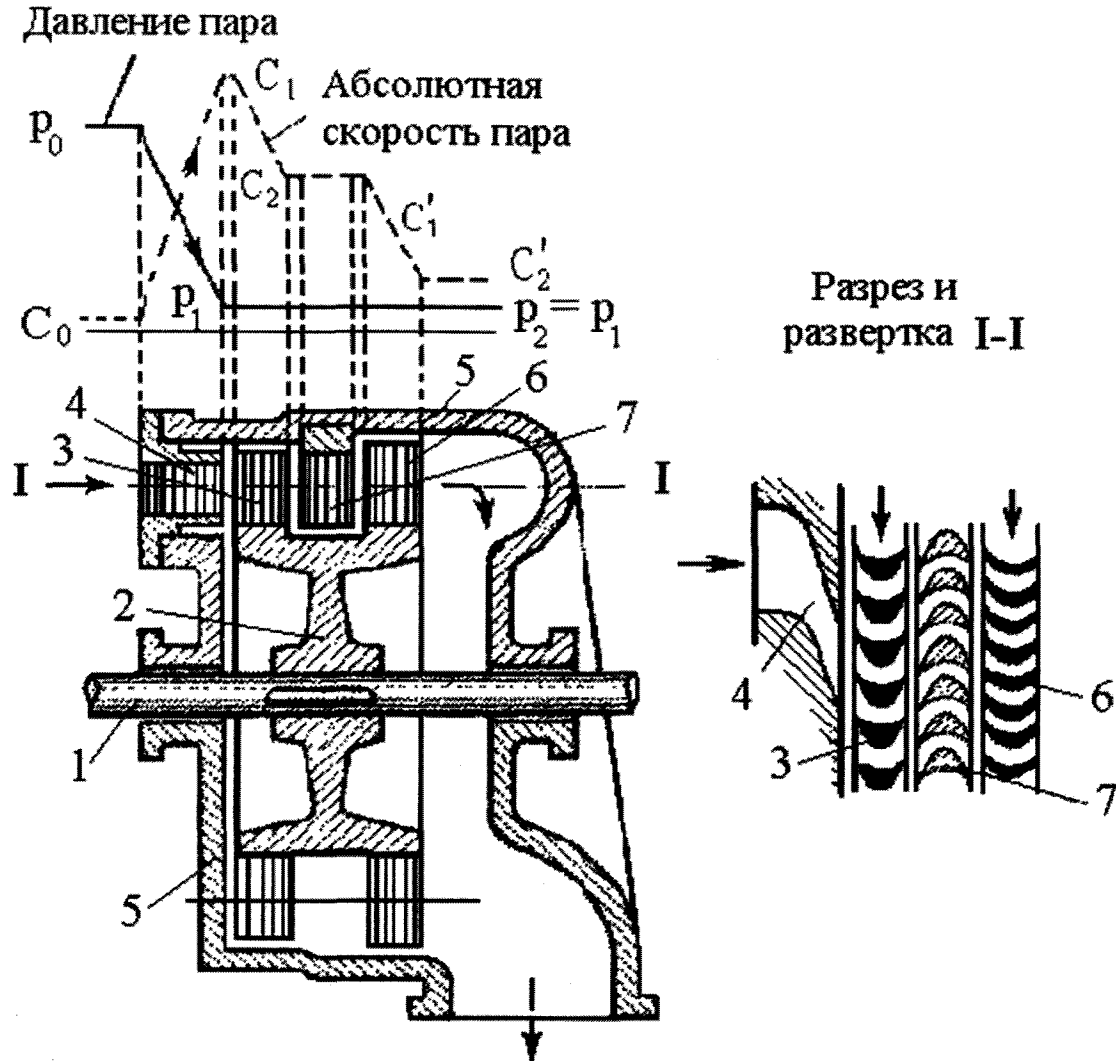
12. На экономичность теплового цикла в турбинных установках влияет изменение следующих параметров:

- А) чем выше давление свежего пара p_0 , тем ниже экономичность цикла
- В) повышение температуры питательной воды в котле снижает экономичность теплового цикла
- С) понижение температуры конденсации T_k отработавшего пара приводит к снижению экономичности теплового цикла
- Д) чем выше давление в конце процесса расширения p_k , тем выше экономичность цикла
- Е) повышение давления свежего пара p_0 вызывает рост экономичности цикла
- Ф) повышение температуры свежего пара T_0 приводит к повышению экономичности теплового цикла
- Г) промежуточный перегрев пара ведет к повышению экономичности установки в целом

13. Дополнительные потери энергии от протечек (перетечек) в турбинной ступени складываются из:

- А) потерь от удара капель влаги со стороны спинки рабочих лопаток как результат тормозящего действия частиц влаги на вращающийся ротор
- В) потерь от разгона капель влаги паровым потоком
- С) затрат дополнительной мощности на вращение диска, на котором укреплены рабочие лопатки
- Д) потерь от утечек рабочего тела (пара или газа), связанных с протечками через зазоры помимо рабочих лопаток
- Е) потерь от утечек рабочего тела (пара или газа), связанных с протечками через зазоры помимо сопловых лопаток
- Ф) потерь потоков через зазоры между диафрагмой и валом, а также через разгрузочные отверстия

14. На схематическом разрезе активной турбины с двумя ступенями скорости обозначено:

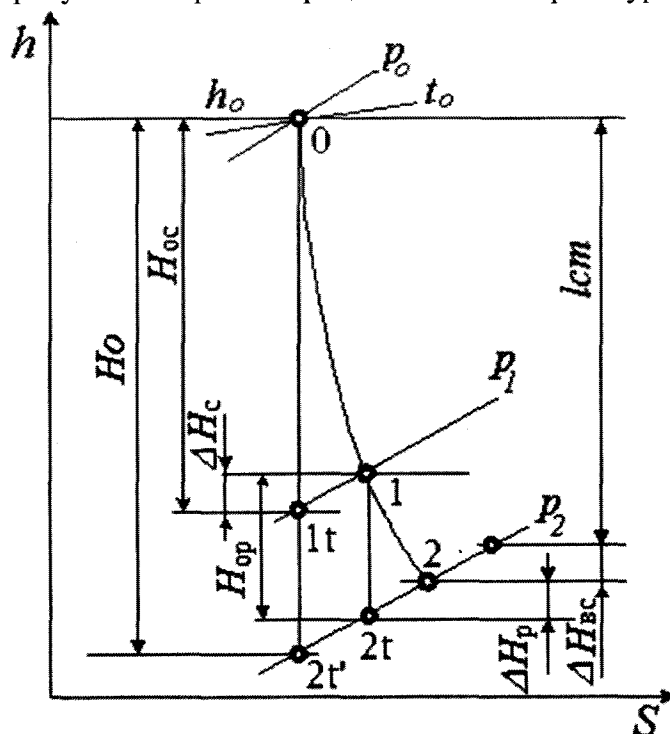


- A) 7 - второй ряд рабочих лопаток
- B) 6 - направляющие лопатки
- C) 5 - диафрагма
- D) 4 - сопло
- E) 6 - второй ряд рабочих лопаток
- F) 7 - направляющие лопатки
- G) 4 - сопло

15. В проточной части активных:

- A) весь располагаемый теплоперепад срабатывается в сопловом аппарате и превращается в скоростной напор
- B) располагаемый теплоперепад преобразуется в кинетическую энергию потока и в соплах, и на рабочих лопатках
- C) весь располагаемый теплоперепад преобразуется в кинетическую энергию потока только на рабочих лопатках
- D) в каналах между рабочими лопатками пар расширяется
- E) степень реактивности ступени $\rho = 0,5$ и более
- F) весь располагаемый теплоперепад срабатывается на рабочих лопатках

16. На приведенном рисунке изображен процесс течения пара в турбинной ступени в



h-s диаграмме, где:

- A) процесс 1-2 – реальный процесс расширения в соплах
- B) точка 2t – теоретическое состояние рабочего тела после его расширения в каналах рабочих лопаток
- C) точка 2t' – действительное состояние рабочего тела после его расширения в каналах рабочих лопаток
- D) процесс 0-1 – действительный процесс расширения рабочего тела в рабочих лопатках
- E) процесс 0 - 1t – теоретическое (изоэнтропийное) расширение рабочего тела в сопловых каналах ступени
- F) точка 2 – состояние рабочего тела перед ступенью
- G) точка 0 – состояние рабочего тела после ступени

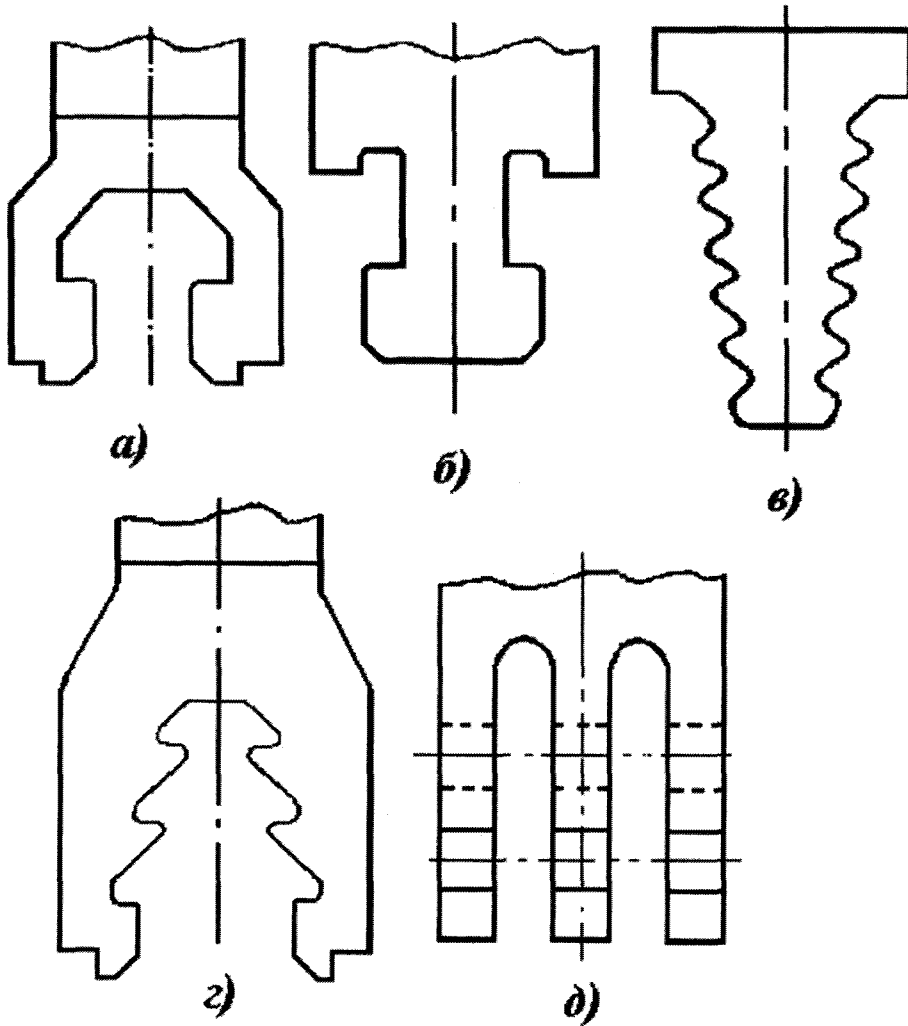
17. Опорные подшипники служат для:

- A) обеспечения центровки ротора в радиальном направлении
- B) восприятия сил, возникающих при вращении ротора
- C) облегчения процессов удлинения-укорочения валопровода
- D) восприятия осевых усилий ротора
- E) обеспечения смазки валопровода
- F) обеспечения правильной линии валопровода

18. Турбинная ступень состоит:

- A) из неподвижной (рабочей) решетки
- B) из установленных под разным углом в каждой решетке лопаток
- C) из одинаковых лопаток в каждой решетке
- D) в решетке лопатки расположены на разном расстоянии друг от друга
- E) из соловой и рабочей лопаточных решеток
- F) из кольцевых турбинных решеток
- G) из подвижной (соловой) решетки

19. На рисунке изображены типы хвостовиков рабочих лопаток:



- A) б) - T-образный с буртиками
- B) д) — вильчатый
- C) а) — N-образный
- D) в) - V-образный с буртиками
- E) г) - V-образный
- F) б) — вильчатый ступенчатого типа

20. Для защиты рабочих лопаток от эрозионного разрушения используются способы:

- A) применение коррозионных материалов
- B) увеличение размера капель
- C) увеличение влажности пара на выходе из турбины
- D) уменьшение осевых зазоров между соплами и рабочими лопатками
- E) снижение влажности пара на выходе из турбины
- F) применение различных влагоулавливающих устройств в проточной части турбины

21. Паровые турбины выполняются многоступенчатыми, чтобы:

- А) обеспечить разумное температурное удлинение ротора
- В) удобнее контролировать рабочий процесс за счет большего количества уплотнений
- С) уменьшить расход металла за счет оптимальных окружных скоростей рабочего тела
- Д) новысить экономичность за счет онтимального количества ступеней
- Е) удобнее разместить турбину
- Ф) обеснечить центровку ротора за счет онтимального колнчества ступеней

22. Внутренний КПД ГТУ можно определить по формуле $\eta_i = \frac{N_{iГТУ}}{Q_2^c} = \frac{N_{iГТУ}}{B_{ГТ} Q_i^c}$, где:

- А) Q_i^c – масса топлива, потребляемая ГТУ, кДж
- В) $N_{iГТУ}$ – эффективная мощность ГТУ, кВт
- С) $B_{ГТ}$ – расход электрической энергии на собственные нужды, кВт
- Д) Q_2^c – теплота сжигаемого в ГТУ топлива, кДж
- Е) $N_{iГТУ}$ – внутренняя мощность всей газотурбинной установки, кВт
- Ф) $B_{ГТ}$ – масса топлива, потребляемая ГТУ, кг

23. Параметры, характеризующие степень технического совершенства ГТУ:

- А) объем компрессора
- В) термический КПД ГТУ
- С) механический КПД установки
- Д) эффективный КПД ГТУ
- Е) внутренние относительные КПД газовой турбины и компрессора

24. Параметры, определяющие работоспособность 1 кг рабочего тела в ГТУ:

- А) низшая теплота сгорания топлива
- В) удельная выходная мощность установки $N_{уд}$, кДж/кг
- С) удельный расход условного топлива b
- Д) коэффициент полезной работы ϕ
- Е) гидравлический КПД η_z

25. Расход топлива, поступающего в камеру сгорания ГТУ, онределяют из выражения

$$B_{ГТ} = \frac{G_{КС}(h_{н.т} - h_{к.к})}{Q_i^c \eta_{КС} + h_{т.п} - h_{н.т}}, \text{ где:}$$

- А) $h_{т.п}$ – энтальпия подогретого топлива, кДж/кг
- В) $G_{КС}$ – тепловая мощность ГТУ, кВт
- С) $G_{КС}$ – низшая теплота сгорания рабочей массы топлива на ГТУ, кг/с
- Д) $G_{КС}$ – расход воздуха, поступающего в камеру сгорания, кг/с
- Е) Q_i^c – низшая теплота сгорания рабочей массы топлива, кДж/кг