

Использование энергии выпускных газов для наддува

При анализе термодинамического цикла отмечалась возможность повышения его эффективности (увеличения удельной работы цикла) вследствие продолженного расширения рабочего тела в лопаточных машинах. В действительном цикле идея продолженного расширения реализуется путем использования энергии выпускных газов в газотурбокомпрессорах, применяемых для наддува двигателя.

Полная располагаемая энергия выпускных газов E складывается (рис. 1, а, б) из энергии расширения газов:

от давления в цилиндре $p_{имп}$ до давления в коллекторе перед турбиной p_T — составляющая E_1

от давления в коллекторе перед турбиной p_T до давления атмосферного воздуха $p_{то}$ — составляющая E_2

Составляющая E_1 носит импульсный (пульсирующий) характер и представляет собой пики изменения давления, температуры и скорости газа, возникающие в выпускной системе, перед турбиной в

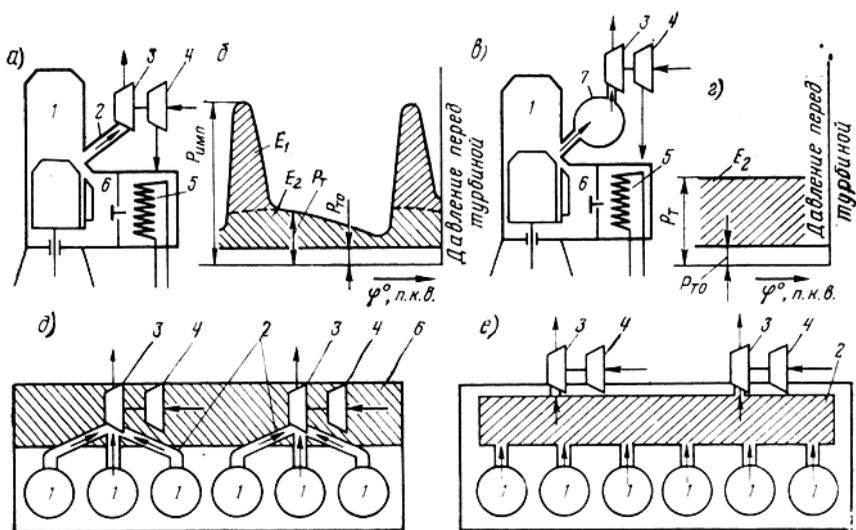


Рис.1 Схема системы наддува

процессе свободного выпуска газов из цилиндра.

Составляющая E_2 имеет более постоянный характер и представляет собой энергию, характеризующуюся относительным постоянством давления $p_T = const$, температуры и скорости газов перед турбиной на

участке между импульсами (см. рис. 1, б) или в течение всего периода выпуска (рис. 1, в, з).

В газовой турбине могут быть использованы обе составляющие энергии газов, однако степень использования импульсной составляющей зависит от способа подвода газов к турбине, в зависимости от которого газотурбинный наддув подразделяют на импульсный и постоянный.

Импульсный газотурбинный наддув происходит при переменном давлении газов перед турбиной. При импульсном наддуве (см.рис. 1, а, б) нужно максимально использовать (импульсную составляющую энергии газов E_I . С этой целью:

1) увеличивают предварение открытия выпускных органов, чтобы отбирать газ из цилиндров при более высоких температурах.

2) во избежание расширения газов в выпускной системе их подводят к тазовой турбине по коротким патрубкам 2 малого сечения и по возможности турбину 3 приближают к цилиндрам,

3) чтобы импульсы отдельных цилиндров не накладывались один на другой и не мешали продувке в соседних цилиндрах, выпускную систему двигателя разделяют на несколько самостоятельных трубопроводов, подводящих газ к одной или нескольким турбинам;

4) к каждой турбине для получения максимального КПД подключают не более трех цилиндров, выпуски которых в соответствии с порядком работы максимально разносят один от другого.

В результате такой организации выпуска в импульсных газовых турбинах двухтактных МОД удалось достигнуть использования 35-45% энергии импульса E_I . В четырехтактном двигателе установка нескольких турбин по экономическим соображениям нецелесообразна, поэтому объемы выпускных трактов относительно велики, что снижает давление импульса и соответственно долю используемой энергии; в четырехтактном среднеоборотном двигателе она составляет (0,2—0,3).

Преимущества импульсной системы наддува:

1) более полное использование энергии газов, что облегчает задачу балансирования мощностей турбины 3 и компрессора 4 (см. рис. 1, а, д);

2) лучшее снабжение двигателя воздухом при пуске и на режимах малых частот вращения и нагрузок, в связи с чем в двухтактном двигателе с прямоточной схемой газообмена исключается необходимость в использовании дополнительных нагнетателей с независимым приводом

- 3) быстрое реагирование турбокомпрессора на изменение режима работы двигателя, что обеспечивает его хорошую приемистость;
- 4) лучшая продувка цилиндров благодаря более низкому давлению в выпускных патрубках в период продувки.

Недостатки импульсной системы наддува;

- 1) сложность выпускного тракта;
- 2) необходимость установки на больших двигателях нескольких турбин, максимально приближенных к питающим их цилиндрам, поскольку подключение к одной турбине более трех цилиндров и увеличение объема и длины подводящих выпускных патрубков существенно снижают эффективность использования импульсной составляющей энергии газов;
- 3) более низкий КПД турбины (по сравнению с турбиной на постоянном давлении $\eta_{тн}$) вследствие непостоянства давления и скорости газов на входе в турбину, перетекания газов из-за наличия отдельного соплового аппарата, больших потерь на вентиляцию и пр.

Сростом давления наддува p_x и p_e доля импульсной составляющей E_{\pm}

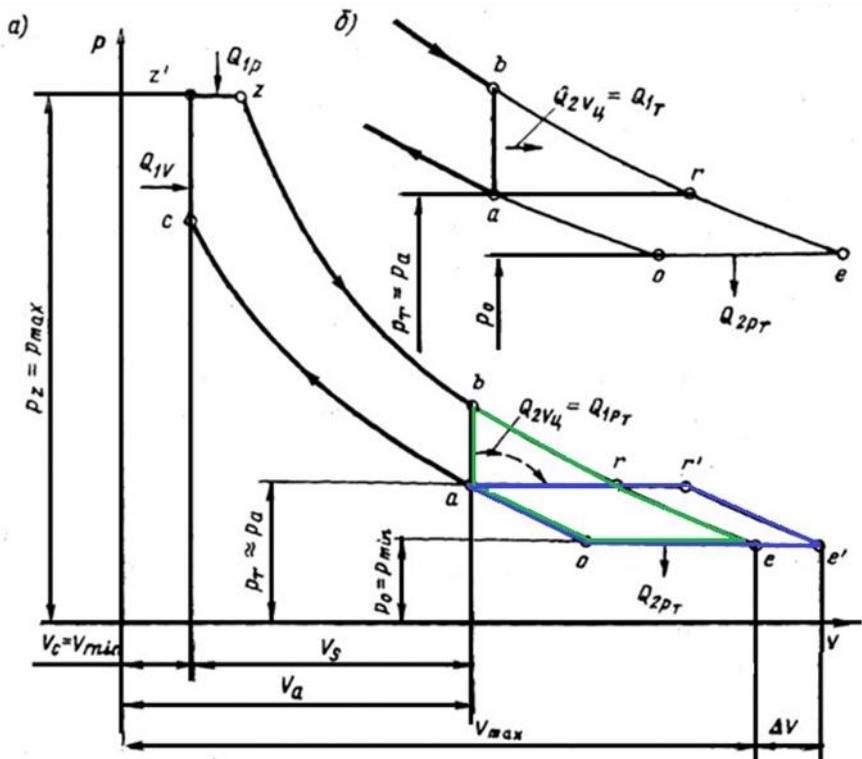


Рис. 2. Схема обобщенного термодинамического цикла дизеля с ГТН

в общей энергии сокращается, поэтому, учитывая отмеченные недостатки, область использования импульсной системы ограничивается значениями $p_k = 0,13 - 0,18$ МПа.

Постоянный газотурбинный наддув происходит при постоянном давлении газов перед турбиной (см. рис. 1, в, *ё*). Продукты сгорания из всех цилиндров *1* направляются в один общий выпускной коллектор *7*, в котором из-за его большого объема давление газа, несмотря на цикличность поступления, выравнивается и поддерживается на постоянном уровне p_T (см. рис. 1, *з*), определяемом количеством поступающего газа, его параметрами и пропускной способностью турбины. Из коллектора газ поступает в одну или две турбины *3* (*5* — воздухоохладитель, *б*—ресивер). При такой организации выпуска кинетическая энергия E_1 в турбине не используется, часть ее теряется на дросселирование газа в выпускных органах, на его перетекание из цилиндра в коллектор, а часть переходит в потенциальную составляющую; увеличивая ее на ΔE_2 . (площадь $rr'e'e$ —см. рис. 2). В итоге при наддуве с постоянным давлением располагаемая энергия $E_{штн} = E_2 + \Delta E_2$.

Постоянство потока газа в турбину, обусловленное $p_T = \text{const}$, позволяет получить более высокие значения КПД турбокомпрессора ($\eta_{гтк} = 66 \div 72 \%$), что в свою очередь дало возможность в современных двигателях полностью перейти на газотурбинные наддув, отказавшись от использования подпоршневых полостей качестве дополнительных компрессоров.

Литература

Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. / И.В.Возницкий, А.С.Пунда – М.:МОРКНИГА, 2010.- 382 с. Стр. 114-117.

Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. / И.В.Возницкий, А.С.Пунда – М.:МОРКНИГА, 2008.- 470 с. Стр. 156-160

Возницкий И. В. Судовые дизели и их эксплуатация / И.В.Возницкий, Е.Г.Михеев – М.:Транспорт, 1990. - 360 с Стр. 249-252