

ОПТИМАЛЬНЫЙ УРОВЕНЬ ФОРСИРОВКИ ПОРШНЕВЫХ ДВС НАДДУВОМ

Г.Е. Циплёнкин, к.т.н., В.И. Иовлев, к.т.н.,
ООО «Турбоком»

Энергия отработавших газов в поршневом ДВС используется для передачи полезной мощности на коленчатый вал двигателя и привод турбокомпрессора. С увеличением форсировки двигателя по среднему эффективному давлению наддувом растут мощности двигателя и турбокомпрессора. Достижение равенства этих мощностей означает предел оптимального уровня форсировки двигателя наддувом.

Достижение предела форсировки поршневых ДВС по среднему эффективному давлению p_{me} наиболее наглядно иллюстрирует рассмотрение работы двигателя с механическим наддувом. В этом случае компрессор приводится во вращение непосредственно от коленчатого вала через мультипликатор. При увеличении давления наддува мощность двигателя и p_{me} растут, но одновременно растет и мощность, потребляемая компрессором. При этом мощность двигателя растет по линейному закону в зависимости от p_{me} , а мощность компрессора по параболе. При низких p_{me} прирост мощности двигателя больше прироста мощности компрессора, но с ростом p_{me} увеличение мощности двигателя требует существенно большего увеличения мощности компрессора, и наступает момент, когда эти мощности уравниваются, после чего мощность двигателя будет уменьшаться.

Для оценки соотношений между мощностями двигателя и компрессора выполнен расчет для двигателя 12ЧН18/20 (рис. 1). Принято, что без наддува двигатель имеет $p_{me} = 8$ бар, а при использовании приводного компрессора со степенью повышения давления $\pi_k = 2,9$ — $p_{me} = 17$ бар, что позволяет получить зависимость p_{me} от π_k в виде уравнения $p_{me} = 4,3 + 4,7 \pi_k$ для расчета мощностей двигателя и компрессора. Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 2$, удельный расход топлива — 220 г/кВт·ч. Расчет выполнен для двух значений КПД компрессора 0,6 и 0,7 с учетом характеристик мультипликатора. Из данных, приведенных на рис. 1, видны ограниченные возможности наддува дизеля с приводным компрессором.

На рис. 1, наряду с абсолютными значениями мощностей двигателя и компрессора, представлены их относительные значения, т. е. мощности двигателя и турбокомпрессора, отнесенные к их суммарной мощности. Относительная мощность двигателя уменьшается с увеличением его форсировки, а относительная мощность компрессора возрастает.

При использовании газотурбинного наддува возможности форсировки по p_{me} существенно расширяются. Но и здесь имеется аналогичное ограничение. Энергия отработавших газов рас-

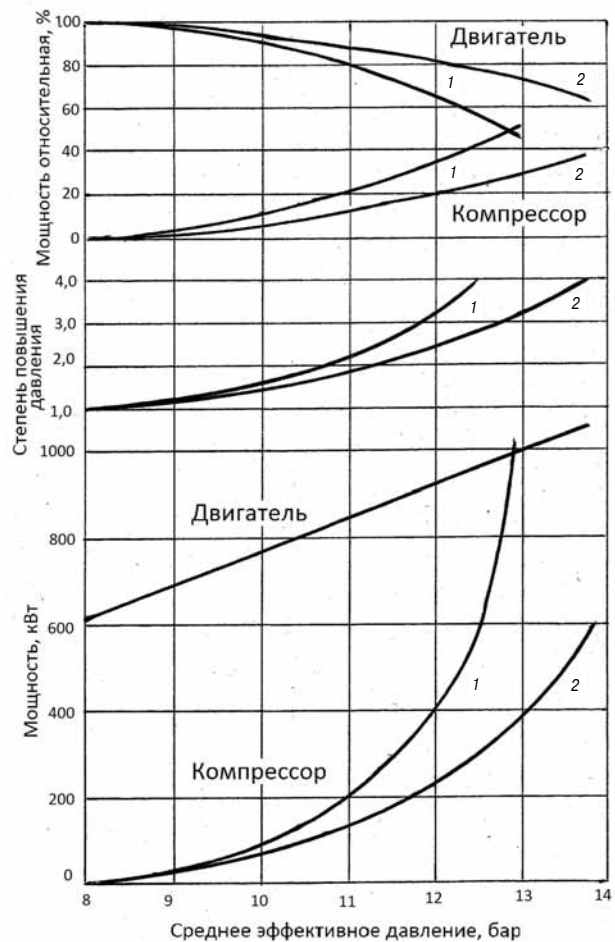


Рис. 1. Изменение мощностей двигателя и компрессора при механическом наддуве двигателя:
1 — КПД компрессора с мультипликатором 60%;
2 — КПД компрессора с мультипликатором 70%

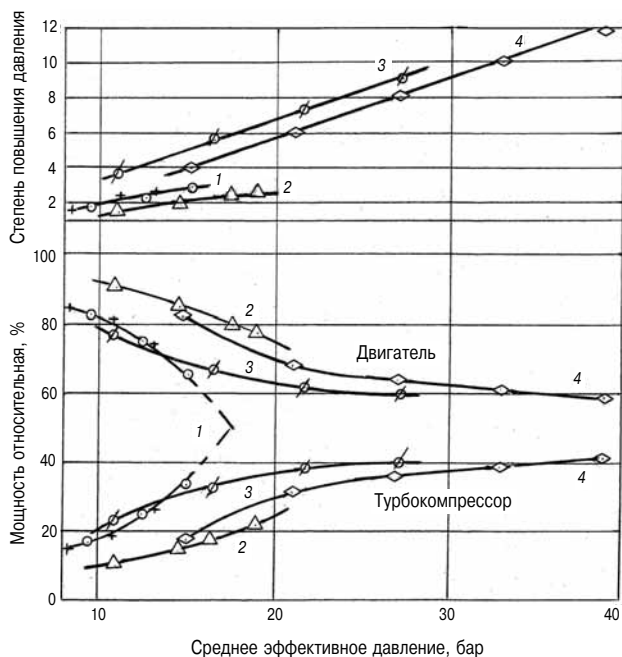


Рис. 2. Изменение мощностей двигателя и турбокомпрессора при газотурбинном наддуве двигателя:
 двигатели с одноступенчатым наддувом:
 1 — 12СН18/20; 2 — 6СРН40/46;
 двигатели с двухступенчатым наддувом:
 3 — Wartsila; 4 — по данным фирмы АВВ

ходуется на передачу мощности на коленчатый вал и на привод турбокомпрессора. С ростом p_{me} абсолютные мощности двигателя и турбокомпрессора растут. Относительная же мощность двигателя с ростом p_{me} падает, а доля мощности турбокомпрессора возрастает (рис. 2). Пределом оптимального уровня форсировки принято условие равенства мощности турбокомпрессора и двигателя.

При использовании одноступенчатой системы наддува (ОСН) (рис. 2, кривые 1 и 2) линии мощностей могут быть продолжены, что дает возможность оценить предел оптимальной степени форсировки двигателей при достигнутом качестве рабочего процесса. При дальнейшем совершенствовании рабочего процесса и повышении КПД турбокомпрессора эти кривые смещаются в сторону больших p_{me} . Для уменьшения мощности турбокомпрессора и получения более высоких значений p_{me} необходимо повышение КПД турбокомпрессора и отработка параметров рабочего процесса с меньшими значениями коэффициента избытка воздуха (α).

Оценка соотношения мощностей турбокомпрессора и двигателя при использовании двухступенчатой системы наддува (ДСН) была выполнена по параметрам двигателя Wartsila 20 со

средним эффективным давлением 27,3 бар [1]. На этом двигателе с ДСН, циклом Миллера и укороченной продувкой был снижен удельный расход топлива на 2–3 % с уменьшением выброса NO_x на 50 %. При этих условиях соотношения между мощностями турбокомпрессора и двигателя представлены кривыми 3 (рис. 2). Видно, что мощность турбокомпрессора с ростом p_{me} возрастает, при этом КПД системы наддува остается в пределах 70–73 %, вследствие чего относительная мощность турбокомпрессора нарастает очень плавно, с таким же плавным снижением относительной мощности двигателя. Такой характер изменения мощностей затрудняет аппроксимацию и нахождение точки их пересечения, но уже и при $p_{me} = 30$ бар мощность турбокомпрессора составляет 70 % мощности двигателя.

Еще одна оценка оптимального уровня форсировки выполнена по данным фирмы АВВ [2, 3]. По результатам моделирования фирма АВВ установила, что для $p_{me} = 30$ бар оптимальное значение $\pi_k = 9$ при использовании ДСН, а при $p_{me} = 24$ бар оптимальное значение $\pi_k = 7$ [2]. Это позволяет получить зависимость p_{me} от π_k в виде уравнения $p_{me} = 3 + 3\pi_k$ для ДСН. Задаваясь значениями КПД системы наддува в зависимости от π_k по данным этой же фирмы [3], можно рассчитать относительные мощности турбокомпрессоров и двигателей (рис. 2, кривая 4). Характер изменения мощностей аналогичен кривым 3 для двигателя Wartsila, при этом они сдвинуты еще больше из-за большего значения КПД в пределах 70–80 %.

Достигнутые в настоящее время предельные значения $p_{me} = 26–28$ бар реализованы при использовании ОСН. Дальнейшая форсировка двигателей возможна только при использовании ДСН. В настоящее время дальнейший рост уровня форсировки двигателей применяется для снижения выбросов NO_x при сохранении достигнутого уровня экономичности.

Литература

1. Wik C., Hallback B. Utilisation of 2-stage turbo charging as an emission reduction mean on a Wartsila 4-stroke medium-speed diesel engine. Paper № 101, CIMAC 2007, Vienna.
2. Behr T., Kahi M., Reichl A., Hubacher M. Second generation of two-stage turbocharging Power2 systems for medium speed gas and diesel Engines. Paper № 134, CIMAC 2013, Shanghai.
3. Codan E., Mathey C., Rettig A. 2-Stage Turbocharging — Flexibility for Engine Optimisation. Paper № 293, CIMAC 2010, Bergen.