

## ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ НАДДУВ – АТРИБУТ ДВИГАТЕЛЯ БУДУЩЕГО

Г.Е. Ципленкин, к.т.н., В.И. Иовлев, к.т.н., А.Н. Сухарев, инж.  
ООО «ТУРБОКОМ»

К основным тенденциям развития современного двигателестроения относятся снижение эмиссии вредных веществ, улучшение топливной экономичности и повышение мощности. Особенно актуальна проблема сокращения вредных выбросов в связи с предстоящим введением более жестких нормативов для двигателей всех назначений. Одним из эффективных средств снижения эмиссии  $\text{NO}_x$  является использование цикла Миллера, реализация которого требует высокого давления наддува, достигаемого в двухступенчатой системе наддува (ДСН). На основе моделирования была выполнена оценка возможностей, предоставляемых ДСН, и предложены конкретные варианты исполнения двигателей с такой системой.

### Двухступенчатый наддув – оптимальная адаптация двигателя [1]

При разработке ДСН для двигателя конкретного применения должна быть решена задача определения необходимой степени повышения давления ( $\pi_k$ ) в системе наддува. Для двигателей с ДСН и усиленным циклом Миллера экспериментальные соотношения между средним эффективным давлением наддува  $p_{me}$  и требуемым давлением наддува  $p_k$  ограничены, поэтому фирма АВВ выполнила оценку необходимого давления наддува с помощью моделирования. Влияние  $\pi_k$  на удельный расход топлива и эмиссию  $\text{NO}_x$  было смоделировано для типичного среднеоборотного дизеля и представлено на рис. 1. При моделировании мощность двигателя, максимальное давление сгорания, коэффициент избытка возду-

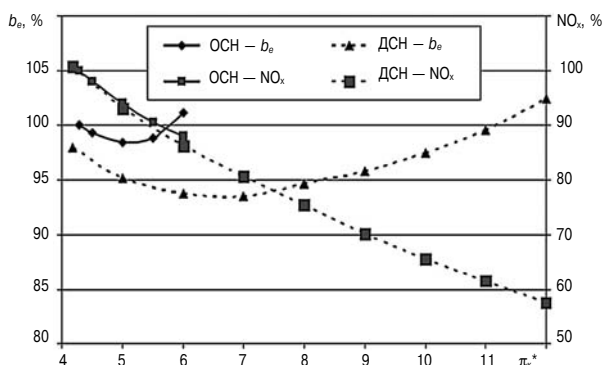


Рис. 1. Эмиссия  $\text{NO}_x$  и удельный расход топлива в зависимости от  $\pi_k$  для одноступенчатой и двухступенчатой систем наддува

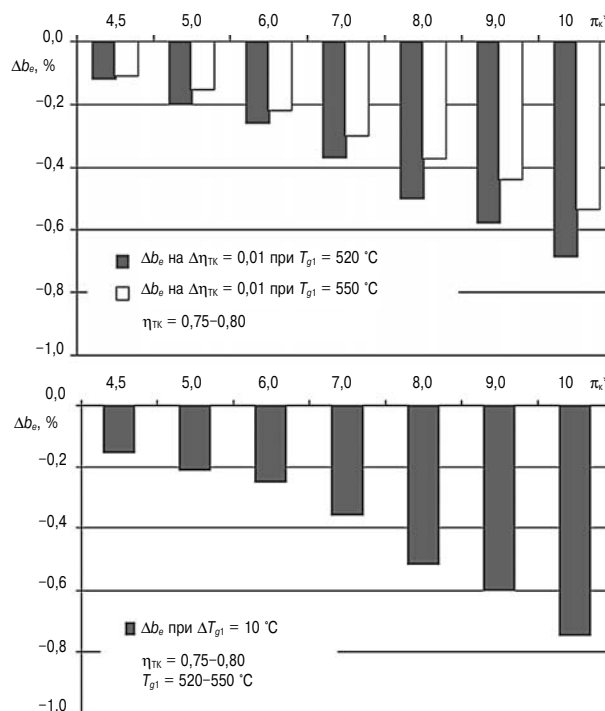
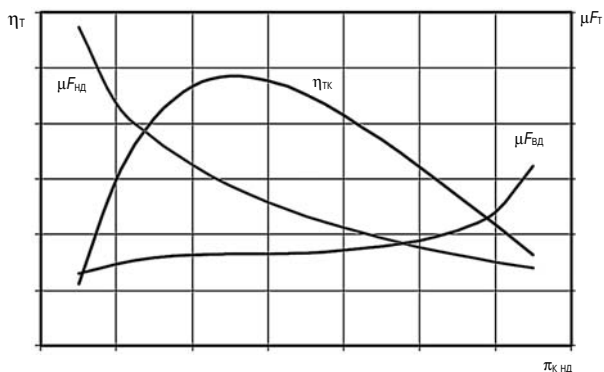


Рис. 2. Влияние КПД турбокомпрессора (вверху) и температуры газа перед турбиной (внизу) на удельный расход топлива

ха и температура отработавших газов сохранялись постоянными, а углы закрытия впускного клапана и начала впрыска топлива соответственно подбирались. Результаты расчетов показали, что эмиссия  $\text{NO}_x$  снижается линейно в зависимости от  $\pi_k$ , а удельный расход топлива имеет четкий минимум, соответствующий  $\pi_k = 7$ . (В докладе не приведено значение  $p_{me}$  рассматриваемого двигателя, но из приведенных далее материалов его значение соответствует 24 бар.)

При одинаковых значениях  $\pi_k$  ДСН имеет КПД примерно на 10 % выше, чем одноступенчатая система наддува (ОСН). Это связано с положительным влиянием охлаждения воздуха между ступенями компрессоров, а также с тем, что каждая ступень работает с более низким  $\pi_k$  и степенью расширения. Результаты моделирования показывают, что КПД ТК оказывает сильное влияние на КПД двигателя, особенно при высоких  $\pi_k$  (рис. 2). Характер изменения топливной экономичности, в зависимости от КПД ТК и температуры отработавших газов (ОГ), приблизительно одинаковы, однако КПД ТК более важен для двигателя с низкой температурой ОГ.



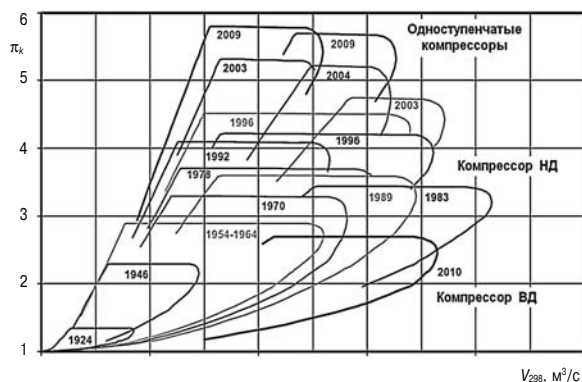
**Рис. 3. КПД и пропускная способность турбин в зависимости от степени повышения давления в компрессоре низкого давления**

Распределение  $\pi_k$  между ступенями низкого давления (НД) и высокого давления (ВД) влияет на общий КПД системы наддува. Для симметричного варианта с равными КПД и температурами на входе оптимальное распределение достигается при равенстве  $\pi_k$  в обеих ступенях. Практически температура на входе в компрессор ВД всегда выше, чем в компрессор НД. Оптимальный КПД достигается при более высоком  $\pi_k$  в компрессоре НД. При суммарном  $\Sigma\pi_k = 8$  целесообразно выбирать  $\pi_k$  компрессора НД в пределах 3,2–4,0, что позволяет получить следующие результаты (рис. 3):

- общий КПД системы наддува на номинальном режиме уменьшается, но так как отношение  $\pi_{k,нд}/\pi_{k,вд}$  уменьшается при снижении нагрузки, то КПД на частичных нагрузках выше;
- пропускная способность турбины ВД почти постоянная в широком диапазоне расходов, а пропускная способность турбины НД уменьшается с увеличением  $\pi_{k,нд}$ ;
- рабочая линия компрессора ВД сохраняется почти неизменной, в то время как компрессора НД сдвигается в область более низких  $\pi_k$ ;
- с учетом двух предыдущих позиций более высокие  $\pi_k$  турбины НД дают возможность получить компактную систему наддува;
- область, в которой  $\pi_k$  компрессора ВД сохраняется постоянной, расширяется при более высоком отношении  $\pi_{k,нд}/\pi_{k,вд}$ , что дает преимущество в восстановлении энергии при перепуске воздуха.

Для компрессора НД степень повышения давления, равная 4, рассматривается как предельная, так как более высокие значения  $\pi_k$  затрудняют получение максимального общего КПД одновременно с высокой пропускной способностью турбины, требуемых для ДСН.

Для компрессоров ДСН, работающих при умеренных  $\pi_k$ , требуются высокие КПД, коэффициенты расхода и широкие рабочие характеристики. На рис. 4 показаны поля расходов ком-

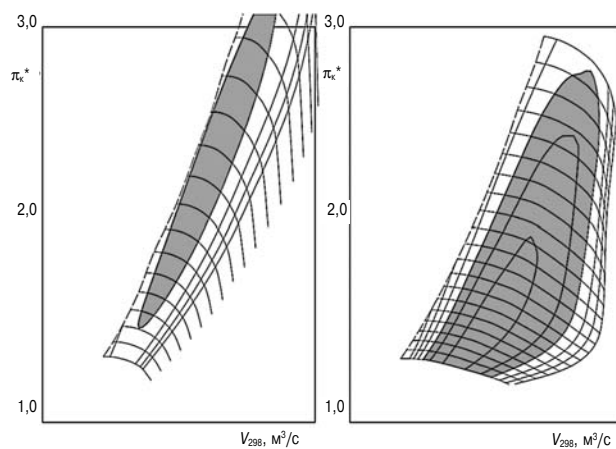


**Рис. 4. Прогресс в характеристиках компрессоров фирмы АВВ по годам**

прессоров различных рядов фирмы АВВ, в том числе новых ТК, разработанных для применения в ступенях высокого давления ДСН. Для них  $\pi_k$  соответствует уровню 1950-х гг., но коэффициенты расхода увеличены на 40 %, ширина характеристики значительно больше (рис. 5), а КПД выше на 8 %.

При использовании ОСН с высоким давлением размеры ТК определяют размер компрессора. В ДСН из-за больших расходов при умеренных степенях расширения и относительно небольших скоростях требуется высокая пропускная способность турбины ВД, которая определяет размер ТК. При проектировании турбины ВД ее КПД рассчитывается по полным параметрам потока, так как кинетическая энергия потока частично используется в турбине НД.

Промежуточное охлаждение воздуха необходимо для повышения общего КПД системы наддува. С термодинамической точки зрения промежуточное снижение температуры должно быть максимальным. Однако помимо ограничений по конструкции и размерам холодильника име-



**Рис. 5. Сравнение характеристик компрессора высокого давления в двухступенчатой системе наддува со стандартным компрессором одноступенчатой системы наддува**

ются ограничения, вызываемые процессом конденсации воды. Конденсат на входе в компрессор ВД снижает его надежность и стабильность характеристики. Конденсации воды можно избежать при умеренных температурах охлаждения или игнорировать процесс, если двигатель способен работать.

Влияние температуры промежуточного охлаждения на КПД системы наддува сказывается через снижение адиабатического напора сжатия, который зависит как от значения температуры, так и от распределения  $\pi_k$  между ступенями. На рис. 6 показаны зависимости изменения адиабатического напора сжатия при  $\Sigma\pi_k$ , равном семи. С увеличением температуры оптимальное значение  $\pi_k$  компрессора НД смещается в сторону более высоких значений. Если температура после промежуточного охладителя остается высокой, то требуются большие значения  $\pi_k$  в компрессоре НД. Вследствие высоких удельных параметров потока проточные части корпусов, патрубки подвода и фильтр-глушитель должны быть спроектированы с возможно низкими потерями давления.

В двухступенчатой системе наддува компрессор НД является аналогом компрессора одноступенчатого ТК, в то же время турбина НД имеет отличия, связанные с более низким уровнем температур и более высокими давлениями на входе, что требует повышения ее пропускной способности и должно учитываться при проектировании.

К турбокомпрессору ВД предъявляются совершенно новые требования:

- необходима новая конструкция уплотнения ротора, исключающая перетекание потока при высоком перепаде давлений;
- корпуса компрессора и турбины должны быть усилены, чтобы выдержать более высокий уровень давлений;

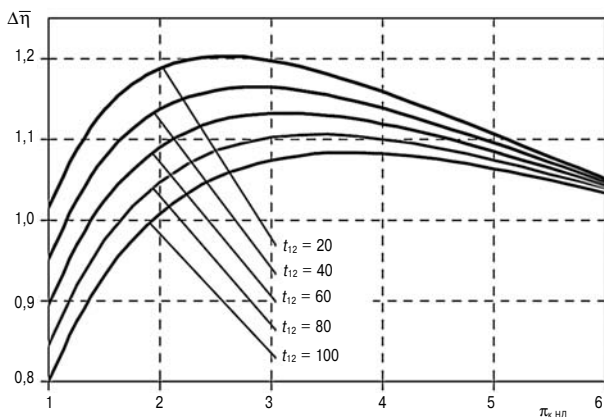


Рис. 6. Влияние температуры промежуточного охлаждения на КПД системы наддува при полной степени повышения давления, равной семи

- упорный подшипник должен работать при более высокой осевой нагрузке на ротор;
- диаметр вала должен быть увеличен вследствие нарастания крутящего момента при заданном  $\pi_k$  пропорционально давлению на входе;
- требуется новая конструкция установки ТК на двигателе вследствие значительного увеличения газовых сил.

В соответствии с этими требованиями фирма АВВ спроектировала новый ТК высокого давления с радиально-осевой турбиной для наддува четырехтактного двигателя. ТК низкого давления выбирается из существующих рядов ТК. Особенностью ДСН является применение компрессоров с увеличенным расходом и широкой рабочей характеристикой и турбины с большей пропускной способностью и повышенным КПД.

Применение ДСН на двигателе с циклом Миллера имеет ряд особенностей, обобщенных на основании уже опубликованных данных.

➤ Цикл Миллера позволяет снизить температуру надувочного воздуха в начале такта сжатия в результате расширения воздуха от давления, создаваемого системой наддува, до давления в цилиндре.

➤ Укороченный такт впуска не должен ухудшать наполнение цилиндра, поэтому привод клапана должен обеспечить быстрый подъем клапана за короткое время.

➤ Для оптимального наполнения и охлаждения при расширении надувочного воздуха требуются очень высокие давления наддува, которые могут быть получены только при ДСН.

➤ Дополнительное охлаждение надувочного воздуха при расширении способствует росту КПД цикла и снижает потери тепла через стенки цилиндра.

➤ Более низкая температура рабочего цикла значительно снижает образование  $\text{NO}_x$  при горении топлива.

➤ Предел процесса охлаждения определяется необходимостью достижения минимальной температуры конца сжатия (около  $580^\circ\text{C}$ ), обеспечивающей надежное воспламенение.

➤ За счет укороченного сжатия КПД цикла Миллера ниже, чем КПД дизельного цикла, однако термодинамические потери («потери Миллера») примерно такой же величины, как и выигрыш, получаемый за счет более низкой температуры начала сжатия.

➤ При большом  $\pi_k$  и высоком КПД двухступенчатого наддува создается значительная разница давлений ( $\Delta p_{\text{ц}}$  — перепад на входе в цилиндр и на выходе из него), которая превращается в полезную работу поршня во время процесса газообмена. Эта работа, в зависимости от величины  $p_{\text{ме}}$ , может составлять более 6 % с соот-

ветствующим улучшением общего КПД двигателя.

➤ Для полного использования возможностей ДСН температура ОГ должна поддерживаться на относительно высоком уровне (от 520 до 550 °С) с уменьшением перекрытия клапанов.

С учетом рассмотренных особенностей цикла Миллера выполнен параметрический анализ модели среднеоборотного дизеля, результаты которого представлены на рис. 7. Штриховая кривая характеризует изменение параметров двигателя с ОСН, регулируемый угол начала впрыска топлива, изменяющийся в заданных пределах. Контрольная точка «0» соответствует параметрам двигателя, удовлетворяющего требованиям выбросов  $\text{NO}_x$  IMO-Tier I. Сплошная кривая должна рассматриваться как граничная, охватывающая изменение комплекса параметров, позволяющих обеспечить оптимальное соотношение топливной экономичностью и эмиссией  $\text{NO}_x$ .

Каждому шагу параметрической модели соответствует комплекс параметров, позволяющий перемещаться от штриховой кривой к сплошной (см. рис. 7). На каждом шаге траектории движения ТК настраивался на требуемую пропускную способность и  $\pi_k$ . КПД ТК рассчитывался как результат выбранных характеристик проточных частей. За исключением случаев 2 и 7' коэффициент избытка воздуха ( $\alpha = 2,2$ ) поддерживался постоянным.

0. Начальная точка состояния двигателя, удовлетворяющего требованиям IMO-Tier I ( $p_{me} = 23$  бар,  $P_z = 180$  бар,  $\pi_k = 4,5$ ).

1. Двухступенчатый наддув КПД ТК увеличен с 55 до 71 %.

2. Увеличена форсировка по  $p_{me}$  до 28 бар, давление наддува возросло на 0,6 бара.

3. Цикл Миллера 1. На этом шаге закрытие впускного клапана сдвинуто на 40 град ПКВ. Коэффициент наполнения уменьшен с 0,9 до 0,63,

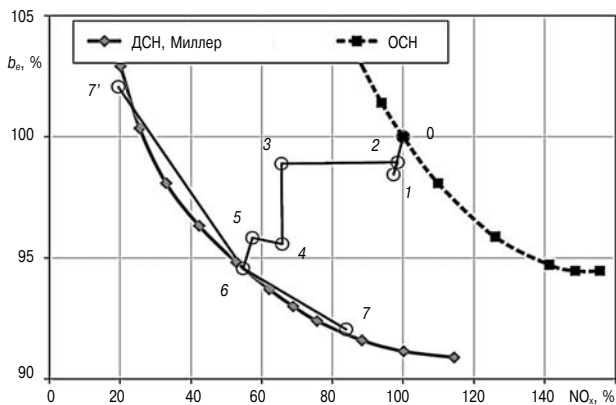


Рис. 7. Траектория шагов изменения количества параметров для снижения эмиссии  $\text{NO}_x$  дизеля с циклом Миллера

степень повышения давления увеличена с 5,0 до 7,6, что в результате обеспечивает увеличение КПД и снижение эмиссии  $\text{NO}_x$  примерно на 35 %. Коэффициент продувки увеличился с 1,17 (состояние «0») до 1,23. Температура начала сжатия снизилась на 10 °С по сравнению с состоянием «0», несмотря на увеличение мощности.

4. Перекрытие клапанов 1. На этом шаге перекрытие клапанов уменьшено на 26 град ПКВ со снижением коэффициента продувки до 1,09. Температура ОГ увеличилась на 35 °С. Разница давлений на входе и выходе из цилиндра увеличилась с 1,4 до 2,3 бара, и КПД двигателя увеличился на 3,5 %.

5. Цикл Миллера 2. Закрытие впускного клапана сдвинуто еще на 10 град ПКВ. Коэффициент наполнения достиг значения 0,54. Это значение представляется близким к граничному. При более низких значениях «потери Миллера» увеличиваются и возрастает вероятность недостижения температуры самовоспламенения в широком диапазоне мощностей. На этом шаге эмиссия  $\text{NO}_x$  уменьшается еще примерно на 10 %.

6. Перекрытие клапанов 2. Перекрытие клапанов уменьшено до возможного предела 54 град ПКВ при коэффициенте продувки 1,02. Температура ОГ возрастает на 25 °С. Вследствие увеличения коэффициента остаточного газа до 1 % эмиссия  $\text{NO}_x$  продолжает снижаться, КПД двигателя продолжает расти, и достигается их оптимальное соотношение.

7. Улучшенный впрыск топлива. По отношению к оптимальному состоянию на шаге 6 КПД может быть увеличен еще на 3 % за счет увеличения  $p_z$  на 40 бар, если это допустимо. Эмиссия  $\text{NO}_x$  при этом возрастает до уровня IMO-Tier II. Увеличенный КПД может быть интересен, если эмиссия  $\text{NO}_x$  снижается за счет использования внешних устройств (например селективное каталитическое восстановление  $\text{NO}_x$ ).

7'. Более поздний впрыск топлива. Если впрыск топлива производить с большой задержкой, то можно обеспечить очень низкую эмиссию  $\text{NO}_x$ . В этом случае коэффициент избытка воздуха и время перекрытия клапанов также изменяется. На основе выполненного моделирования подтверждается возможность достижения требований IMO-Tier III за счет снижения топливной экономичности примерно на 2 % по отношению к состоянию двигателя, удовлетворяющего требованиям IMO-Tier I.

Для компенсации снижения коэффициента наполнения при использовании глубокого цикла Миллера требуется увеличение степени повышения давления системы наддува, которое может быть достигнуто только в зоне средней и полной нагрузок. На холостом ходу ОГ не имеют доста-

точно энергии, чтобы вращать турбину — давление наддувочного воздуха близко к атмосферному и даже ниже. В этих условиях нет возможности запустить и нагрузить двигатель. Для решения проблемы пуска и работы на низких нагрузках необходимо управление фазой закрытия впускного клапана.

Фирма АВВ разработала систему управления фазой закрытия впускного клапана, которая в настоящее время подвергается экспериментальной проверке и сертификации. Конструктивное исполнение системы позволяет использовать ее как на дизелях, так и на газовых двигателях различных размеров и различного назначения. Разработанная система не требует дополнительного подвода энергии и может быть встроена в блок управления двигателем. Некоторые конструктивные особенности этой механико-гидравлической системы экспериментально проверены на автомобильных модулях и описаны в докладе [3].

Регулируемое время перекрытия клапанов также обязательное условие для надежного пуска двигателя, кроме того, оно существенно улучшает режим частичной нагрузки.

Управляемый момент начала впрыска топлива обеспечивает возможность передвижения от точки 7 к 7' на одном и том же двигателе, что позволяет настраивать двигатель либо на режим максимальной экономичности, либо на режим обеспечения требуемого уровня эмиссии.

В случае использования турбокомпаундной системы двигатель работает с использованием необходимой части имеющегося КПД системы наддува, т. е. работает с уменьшенным перепадом давлений  $\Delta p_c$ . Избыток энергии в этом случае прямо превращается в механическую работу. На рис. 8 представлены соотношения баланса мощности в системе наддува. Кривая 1 представляет мощность, которую может восстановить силовая турбина. Кривая 2 — дополнительная мощность, которую выработал бы поршень, если бы не было снижения  $\Delta p_c$ . Кривая 3 представляет собой разность между мощностями в случаях 1 и 2 или дополнительную мощность турбокомпрессорной системы. Кривая 3 имеет максимум в зоне  $\pi_k$  около пяти и снижается до нуля при  $\pi_k = 8$ , т. е. турбокомпаундная система не пригодна к использованию в случае применения ДСН.

Аналогичный анализ поиска оптимального соотношения между экономичностью и эмиссией  $\text{NO}_x$  в зависимости от настройки системы наддува был выполнен для газовых двигателей. Настройка  $\pi_k$  системы наддува двигателя с циклом Миллера изменялись при постоянных  $p_{me}$ , коэффициенте избытка воздуха и моменте зажигания. С увеличением  $\pi_k$  системы наддува давление сгорания увеличивается, для чего двигатель дол-

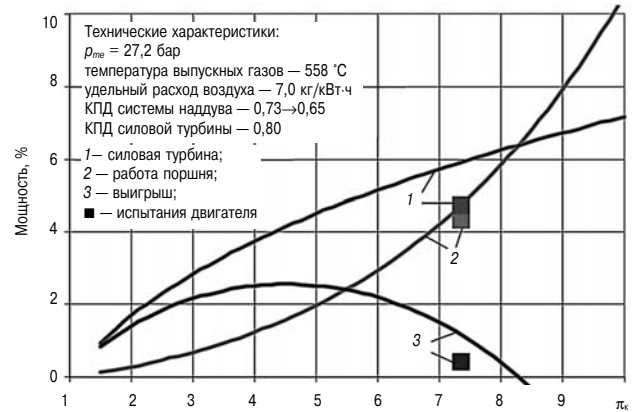


Рис. 8. Баланс мощностей в системе наддува

жен иметь соответствующий запас прочности всех деталей. Результаты моделирования и их анализ (рис. 9) позволяют сделать следующие выводы.

➤ Одноступенчатый наддув при  $p_{me} = 24$  бара обеспечивает получение наилучшего результата повышение эффективного КПД при  $\pi_k$  от 5 до 6. Разница между ранним и поздним циклом Миллера в случае его применения незначительна.

➤ С ДСН и при  $\pi_k = 7$ , может повысить КПД двигателя дополнительно на 3,5 % по сравнению с одноступенчатым. Работа с ранним циклом Миллера более предпочтительна.

В газовом двигателе по сравнению с дизелем всегда необходимо контролировать коэффициент избытка воздуха (давление наддува). Применение двухступенчатого наддува расширяет такие возможности.

Двигатели двойного топлива (ДДФ) создаются для работы на газе и соляре в широком диапазоне соотношений. Сегодня их использование достаточно ограничено, однако в будущем судовые двигатели двойного топлива могут найти широкое применение в связи с ростом объема морских перевозок сжиженных природных газов. Двигатели этого типа могут выполнять требования

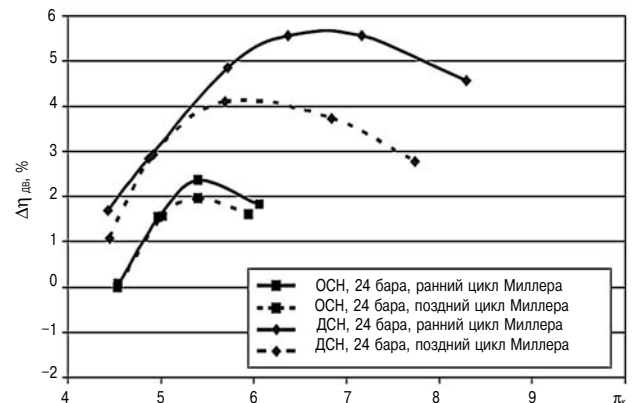


Рис. 9. Изменение КПД газодвигателя с различными системами наддува

IMO-Tier III в газовом варианте и работать на тяжелом топливе вне зоны контроля эмиссии. Фирма АВВ проанализировала возможности создания таких двигателей с двухступенчатым наддувом.

Для газового варианта температура конца сжатия должна быть как можно ниже. Это достигается за счет низкой степени сжатия и (или) применения цикла Миллера. При работе по циклу дизеля, а также для воспламенения газа впрыском запального топлива температура конца сжатия должна быть достаточно высокой. Эти противоречивые требования ограничивают диапазон выбора температуры сжатия и приводят к следующим последствиям:

- достижимый уровень  $p_{me}$  в газовом двигателе ограничен вследствие того, что смещение границы детонации за счет уменьшения температуры сжатия недопустимо;

- значение КПД двигателя в дизельном варианте ограничивается низкой  $\pi_k$  системы наддува, настроенной на газовый вариант.

Несмотря на эти ограничения, предполагается, что  $p_{me}$  двигателя двойного топлива можно увеличить примерно на 10 % благодаря более высокому КПД двухступенчатого наддува. Оценка изменения КПД двигателя двойного топлива в зависимости от  $\pi_k$  была выполнена при тех же условиях, что и для газового двигателя (увеличены  $\Sigma\pi_k$ , глубокий цикл Миллера), однако момент воспламенения поддерживался постоянным (рис. 10). Характеристики были рассчитаны для дизеля и двигателя двойного топлива, работающего или на газе, или на дизельном топливе. Результаты моделирования показали, что КПД для дизельного и газового вариантов может быть увеличен примерно на 8 %. Одновременно показано, что расхождение в КПД между двигателем двойного топлива в дизельном варианте и дизелем может быть уменьшено, но не устранено.

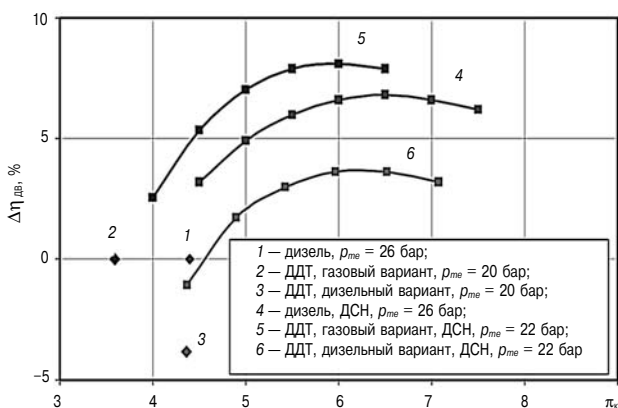


Рис. 10. Зависимость изменения КПД двигателей различного типа от степени повышения давления в системе наддува

Результаты моделирования показателей экономичности и эмиссии  $NO_x$ , выполненные фирмой АВВ для различных типов двигателей с глубоким циклом Миллера, показали, что система двухступенчатого наддува в сочетании с регулированием фаз газораспределения является эффективным инструментом управления внутрицилиндровыми процессами. За счет достижения давления наддува в диапазоне от 8 до 12 бар при суммарном КПД 75 % показана возможность нахождения оптимального соотношения между эффективным КПД двигателя и уровнем выбросов  $NO_x$ , в том числе возможность соответствия двигателей требованиям IMO-Tier III.

### Конструкция и первое применение двухступенчатой системы наддува на среднеоборотном дизеле [2]

Фирма Wartsila на конгрессе SIMAC 2010 г. представила доклад об испытаниях экспериментального двухступенчатого наддува с полной  $\Sigma\pi_k$ , равной 12,5, на среднеоборотном двигателе W6L20, работавшем на тяжелом топливе с глубоким циклом Миллера.

В настоящее время фирма приступила к разработке промышленного двухступенчатого наддува для двигателя W20V32. Система наддува состоит из четырех ТК (по одному ТК ВД и НД на каждый блок) с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха. Система наддува сконструирована на одном конце двигателя (рис. 11). Турбокомпрессоры были спроектированы фирмой АВВ в рамках программы Hercules (см. [1]). Турбокомпрессоры ВД имеют радиальную турбину, специально спроектированную на повышенные давления и нагрузки с изменением конструкции подшипников, уплотнений и корпусов. Компрессор был спроектирован на широкий рабочий

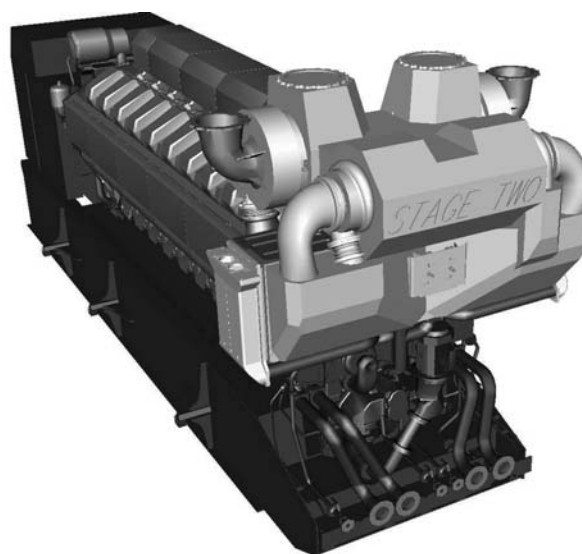


Рис. 11. Двигатель фирмы Вяртсила 16W32 с двухступенчатой системой

Таблица 1

**Характеристики двигателя при настройке на низкий удельный расход топлива**

Параметр	Задано	Получено
Выходная мощность, кВт/цил.	500	500
Снижение удельного расхода топлива	-6...-10	-8,4
NO <sub>x</sub> , ppm	<550	576
Температура газов перед турбиной, °С	<540	<540
КПД ТК, %	>74	<74

Таблица 2

**Характеристики двигателя при настройке на низкую эмиссию NO<sub>x</sub>**

Параметр	Задано	Получено
Выходная мощность, кВт/цил.	500	500
Снижение удельного расхода топлива	-4...-6	-4,7
NO <sub>x</sub> , ppm	<710	538
Температура газов перед турбиной, °С	<540	<540
КПД ТК, %	>74	<74

диапазон. Турбокомпрессоры НД являются стандартными TPL67-C, приспособленными для данного применения. Размеры газоприемного корпуса и кронштейна на стороне турбины были изменены, чтобы установить систему на двигателе.

Для того чтобы найти оптимальную настройку двигателя, были проведены испытания с различным временем закрытия впускного клапана и временем продувки. По результатам испытаний с различными температурами промежуточного охлаждения и наддувочного воздуха был найден наилучший компромисс между термической нагрузкой двигателя и устранением конденсации. К другим параметрам, которые изменялись и оптимизировались, относятся  $\pi_k$ , момент впрыска топлива, который в значительной мере ограничивается максимальным давлением сгорания в цилиндре, и распределением  $\pi_k$  между ступенями высокого и низкого давления. Оптимальные параметры настройки двигателя — цикл Миллера (угол закрытия выпускного клапана 70° до НМТ),  $\pi_k = 7,4$  и температура воздуха за холодильниками 63 °С.

Рабочие характеристики двигателя с оптимальными параметрами настройки двигателя приведены в табл. 1 и 2.

Технические параметры двигателя W32 с ДСН приведены также в докладе № 206 на конгрессе SIMAC 2010 [4].

**Возможности внутренних технологий среднеоборотных дизелей для снижения эмиссии NO<sub>x</sub> до требований IMO III [5]**

В рамках исследовательского проекта HERCULES фирма MAN провела испытания двигателя

6L32/44CR с двухступенчатым наддувом, устройством переменного закрытия впускного клапана и регулируемой турбиной ТК высокого давления (рис. 12). По сравнению с одноступенчатым наддувом на двигателе, соответствующем требованиям IMO I, стало возможным при небольшом снижении расхода топлива снизить эмиссию NO<sub>x</sub> больше чем на 40 % при одновре-

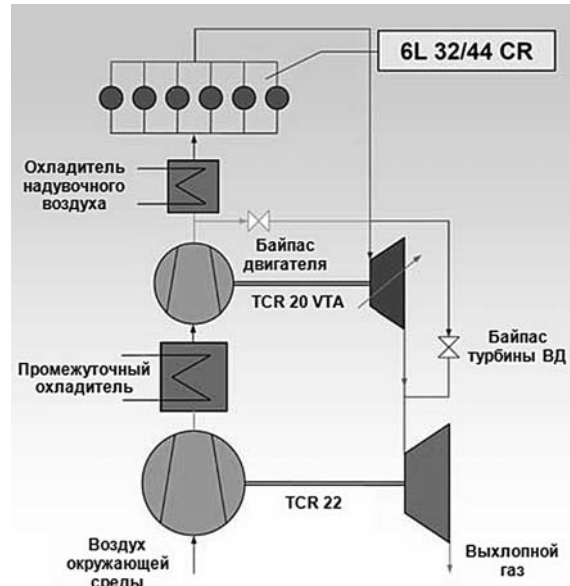


Рис. 12. Двухступенчатая система наддува двигателя фирмы MAN 6L32/44CR с регулируемой турбиной

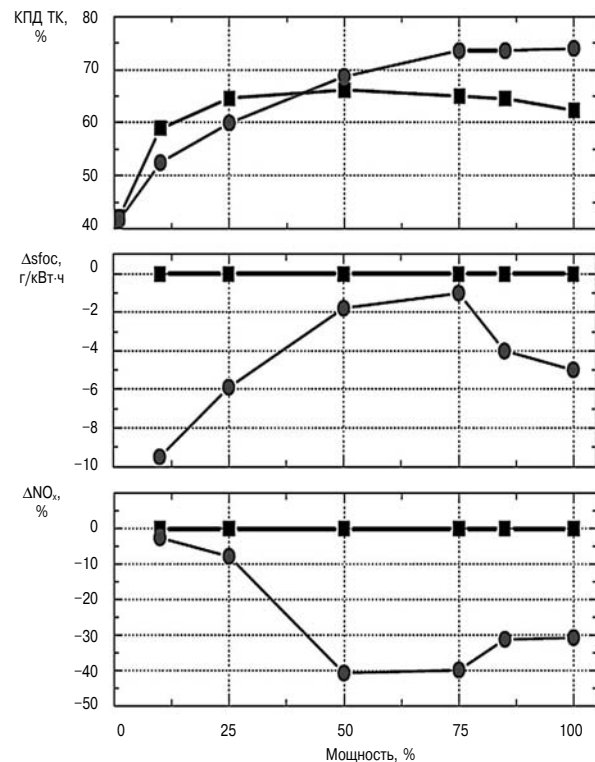


Рис. 13. Параметры двигателя фирмы MAN 6L32/44CR с одноступенчатой и двухступенчатой системами наддува

менном увеличении цилиндрической мощности от 560 до 640 кВт (рис. 13) и при очень низкой дымности ОГ. Регулируемая турбина позволила существенно улучшить параметры двигателя увеличением давления наддува на частичных нагрузках и обеспечить хорошие переходные процессы.

Исследования показали, что двигатель 32/44 CR с двухступенчатым наддувом, удовлетворяющий

требованиям IMO-Tier II, будет иметь преимущество по расходу топлива от 3 до 5 % по сравнению с двигателем с одноступенчатым наддувом, удовлетворяющим тем же требованиям. Фирма MAN рассматривает двухступенчатый наддув как базу для достижения требований IMO-Tier III в двигателях с реакторами селективного каталитического восстановления.

#### Литература

1. *Codan E., Mathey C., Rettig A.* 2-Stage Turbocharging — Flexibility for Engine Optimisation. Paper № 293, CIMAC 2010, Bergen.

2. *Raikio T., Hallback B., Hjort A.* Design and first application of a 2-stage turbocharging system for a medium-speed diesel engine. Paper № 82, CIMAC 2010, Bergen.

3. *Mathey C.* Variable Valve Timing — A necessity for future large diesel and gas engines. Paper 298, CIMAC 2010,

Bergen.

4. *Heim K., Troberg M., Ollus R., Vaarasto M.* Latest developments in Wartsila's medium-speed engine portfolio. Paper № 206, CIMAC 2010, Bergen.

5. *Tinschmann G., Thum D., Schlueter S., Pelemis P., Stiesch G.* Sailing towards IMO Tier III — Exhaust Aftertreatment versus Engine-Internal Technologies for Medium Speed Diesel Engines. Paper № 274, CIMAC 2010, Bergen.

### РОССИЙСКИЙ ЦЕНТР НАУКИ И КУЛЬТУРЫ В ХЕЛЬСИНКИ (ФИНЛЯНДИЯ).

#### ВЫСТАВКА «СЕМЬЯ НОБЕЛЬ В РОССИИ: 1840–1930 гг. ДОКУМЕНТЫ И МАТЕРИАЛЫ»

31 мая 2011 г. в Российском центре науки и культуры в Хельсинки была открыта выставка «Семья Нобель в России: 1840–1930 гг. Документы и материалы». Выставка организована совместно с научным издательством биографической международной энциклопедии «Гуманистика» (Санкт-Петербург) и Международным выставочным центром (г. Хельсинки).

На выставке представлены документы, фотографии, иллюстрирующие многогранную деятельность семьи Нобель после ее переезда в 1837 г. в Санкт-Петербург.

Впервые были обобщены многочисленные сведения из архивов более 120 организаций и предприятий России, создание, развитие и деятельность которых была непосредственно связана с инновациями инженеров — членов семьи Нобель и работавших с ними специалистов. Военное дело, нефтяная промышленность, станкостроение, судостроение, энергетика — это далеко не полный перечень отраслей деятельности членов семьи Нобель.

Среди их изобретений, коренным образом изменивших историю техники, можно назвать танкеры и железнодорожные цистерны для перевозки нефти, нефтепроводы, дизельные двигатели, мины и минные аппараты, химическое оборудование, топливные форсунки, энергетические установки и др.

Нобели плодотворно сотрудничали со многими учеными и предпринимателями как из России, так и из других стран. Один из наиболее известных представителей семьи изобретатель динамита и учредитель Нобелевской премии Альфред Нобель почти 20 лет учился, жил и работал в Санкт-Петербурге. На выставке представлены сведения о

более чем двухстах российских специалистах — партнерах и соратниках Нобелей. Среди них были выходцы из Финляндии, Швеции, Германии, Франции и других стран.

Открыл выставку Посол Российской Федерации в Финляндии А.Ю. Румянцев. В своем выступлении он отметил большой вклад Нобелей в русскую культуру, науку, образование и просвещение. Они учреждали премии и стипендии для учащихся, строили жилые дома и школы, медицинские учреждения, финансировали научные исследования. Кроме этого, Нобели заложили основы европейской интеграции, формировали традиции сотрудничества граждан различных стран и концессий во имя мира и прогресса.

Генеральный директор ЗАО «Гуманистика» профессор А.И. Мелуа (Санкт-Петербург) рассказал о работе над выставкой, особенно подчеркнув, что начиная с 90-х годов прошлого столетия во многих городах России сформировались инициативные группы исследователей наследия семьи Нобель. Работа ученых в Санкт-Петербурге оказалась наиболее результативной, чему способствовали связи с нобелевскими научными учреждениями, которые появились по инициативе шведских и российских дипломатов.

Завершил официальную часть открытия выставки прямой потомок семьи Нобель, председатель Общества семьи Нобель, профессор Томас Тюден (Стокгольм). В своем выступлении он отметил, что все живущие в настоящее время представители семьи Нобелей по праву гордятся делами своих великих предков.

Выставка продолжит свою работу до конца августа 2011 г.

<http://fin.rs.gov.ru/node/1749>