

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАДДУВА НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДИЗЕЛЯ ЯМЗ-840

В.А. Жуков, канд. техн. наук, доц., зав. каф.

М.С. Курин, аспирант кафедры технологии машиностроения и ДВС

Тутаевского филиала Рыбинской государственной авиационной технологической академии,

О.Г. Прохоров, гл. конструктор ОАО Тутаевский моторный завод;

г. Тутаев, Россия

Общая постановка задачи и ее связь с научно-практическими задачами Газотурбинный наддув является основным способом повышения мощности поршневых двигателей в настоящее время. Повышение давления на впуске существенно влияет на протекание рабочего цикла ДВС. В свою очередь параметры цикла определяют экономичность и надежность двигателя, поэтому их зависимость от параметров наддува представляет практический интерес. Использование наддува в двигателе в сочетании с оптимизацией процессов смесеобразования и регулировок является важным фактором уменьшения вредных выбросов с ОГ и увеличения К.П.Д. цикла, а также снижения шумности работы двигателя. Применение систем газотурбинного наддува и повышение в связи с этим температуры заряда на впуске и общего температурного уровня цикла приводит к перераспределению составляющих теплового баланса

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Двигатели семейства ЯМЗ-840, выпускаемые ОАО «Тутаевский моторный завод» имеют современную конструкцию [1], к признакам которой можно отнести индивидуальные головки цилиндров, четыре клапана на цилиндр, центральное расположение форсунки, охлаждение наддувочного воздуха, охлаждаемые поршни с износостойкой вставкой под верхнее поршневое кольцо. Перечисленные конструктивные особенности позволяют двигателям ЯМЗ-840 приближаться по мощностным,

экономическим показателям и экологическим характеристикам к лучшим двигателям зарубежного производства близкой размерности и превосходить по этим показателям отдельные модели всемирно известных фирм.

Дальнейшее совершенствование двигателей, по мнению специалистов [2], [3], [4], возможно за счет следующих мероприятий:

совершенствование топливной аппаратуры:

- ТНВД с максимальным давлением впрыскиванием до 150...200 МПа;
- распылители форсунок с оптимизированным направлением, диаметром и количеством сопловых отверстий (под выбранную камеру сгорания и параметры вихревого движения заряда);
- центральное размещение форсунки в головке цилиндров;

— электронно-управляемая система топливоподачи, реализующая процесс многофазного впрыскивания;

турбонаддув:

- турбокомпрессоры с улучшенными К.П.Д.;
- турбины и изменяемой геометрией;
- регулируемые турбокомпрессоры с перепускным клапаном;
- регулируемые турбокомпрессоры с управляемым сопловым аппаратом.

Охлаждение наддувочного воздуха:

- охладитель типа «воздух-воздух»;

— системы глубокого охлаждения.

Цель исследований. Целью исследований является оценка влияния параметров наддува на протекание рабочего цикла двигателя ЯМЗ-840.

Результаты исследований. Исследования проводились в испытательных боксах ОАО «Тутаевский моторный завод». Для проведения испытаний на серийный двигатель модели 8486.10-02 была установлена головка со специальным отверстием, позволяющим проводить индицирование рабочего процесса двигателя.

При проведении испытаний снималась внешняя скоростная характеристика. Штатными приборами, установленными в испытательных боксах, регистрировались частота вращения коленчатого вала двигателя, развиваемые двигателем мощность и крутящий момент, часовой расход топлива, температура отработавших газов, температура топлива, давление картерных газов. Температура охлаждающей жидкости при проведении испытаний поддерживалась в пределах установленных инструкцией по эксплуатации двигателей 70-88 °С.

Исследования рабочего процесса двигателя проводилось при помощи индикатора рабочего процесса ИРП, изготовленного в Санкт-Петербургском государственном университете водных коммуникаций. В процессе индицирования рабочего процесса дизелей измеряется переменное давление в цилиндре. Для этой цели в индикаторе ИРП используются электрические преобразователи с системой обработки сигнала (электронные индикаторы). Измерительным элементом определения давления является датчик пьезокерамического типа. Датчик прибора, представляющий собой регистратор импульсов давлений, устанавливается в головку цилиндров и через специальное сверление диаметром 5 мм сообщается с камерой сгорания. Выбор диаметра соединительного канала обуславливался двумя факторами:

1) в отверстиях с диаметром менее 5 мм возможно возникновение вторичных волн давления, приводящих к снижению точности эксперимента;

2) с увеличением диаметра возрастает объем камеры сгорания, что приводит к уменьшению степени сжатия и нарушает корректность эксперимента.

Величина заряда снимается с выхода датчика и пропорциональна измеряемому давлению. Сигнал, вырабатываемый датчиком, поступает на усилитель. Напряжение на выходе усилителя изменяется в пределах от 0 до 5 В для полного диапазона изменения давлений. С выхода усилителя аналоговый сигнал напряжения поступает в блок сопряжения с ЭВМ, где после усреднения по результатам восьми измерений поступает в виде графической и цифровой информации на экран ЭВМ.

Проведению замеров предшествует режим снятия индикаторной диаграммы при отключенной подаче топлива. По результатам этого режима ЭВМ автоматически определяет моменты, соответствующие прохождению поршнем верхней мертвой точки (ВМТ). Это дает возможность без наличия специальных датчиков реперных меток определять значения частоты вращения коленчатого вала двигателя n , среднего индикаторного давления за цикл p_i , максимального давления цикла p_z , скорости нарастания давления в процессе сгорания $dp/d\phi$.

Испытания проводились при температуре окружающего воздуха + 9°С. Температура топлива перед двигателем составляла 24°С.

Наибольший интерес представляет уровень жесткости процесса сгорания $dp/d\phi$ в испытываемых двигателях и характер изменения этого показателя от частоты вращения (рис. 1) и давления наддува (рис. 2).

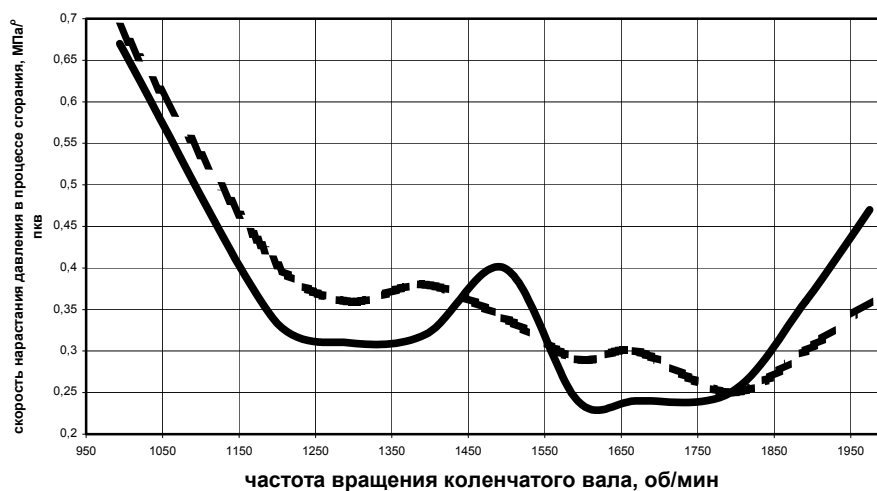


Рис. 1. Зависимость скорости нарастания давления в процессе сгорания от частоты вращения коленчатого вала

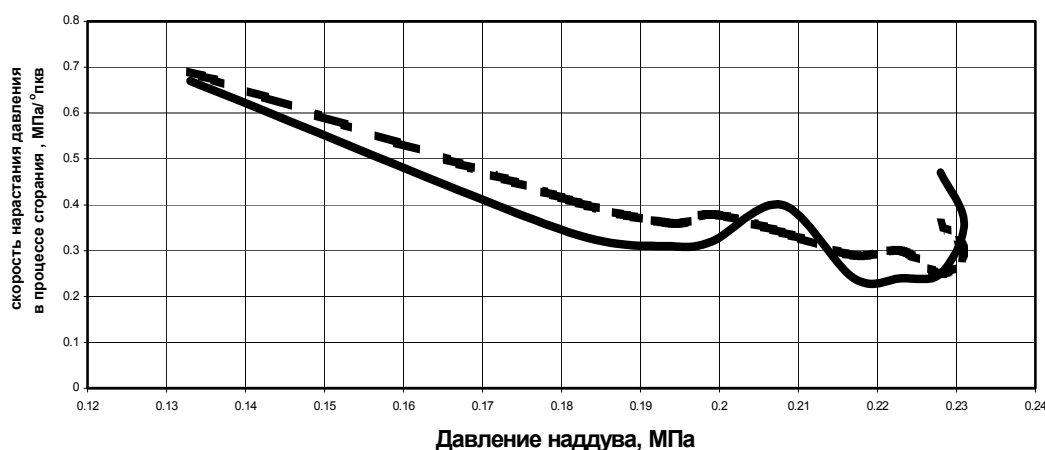


Рис. 2. Зависимость скорости нарастания давления в процессе сгорания от давления наддува

Скорость повышения давления в процессе сгорания характеризует термомеханические нагрузки на детали цилиндропоршневой группы и в значительной мере определяет их ресурс. Скорость нарастания давления в процессе сгорания определяет также уровень шума при работе двигателя.

Источником газодинамического шума является процесс сгорания. Суммарный уровень шума от сгорания оценивается по формуле В.И. Зинченко [5]

$$L_{ст} = 20 \lg \times \left(3,11 \cdot 10^5 \frac{P_{ц} P_o D}{h \rho_m} \sqrt{\frac{C_o \rho_o}{\rho_a \left(\frac{\rho_c}{\rho_a} \right)^{n_1} C_{ц}}} \right), \quad (1)$$

из которой следует, что снижение шума может быть достигнуто путем уменьшения жесткости работы двигателя, характеризуемой отношением $dp/d\phi$.

Скорость нарастания давления в процессе сгорания для современных дизелей из условий обеспечения надежности их работы считается оптимальной, если находится в пределах от 0,2 до

0,5 МПа / °п.к.в.. Максимально допустимая скорость нарастания давления для двигателей с объемным смесеобразованием составляет 1,0 – 1,6 МПа / °п.к.в. при $\varphi_{P_{max}} = 6 \dots 10$ ° п.к.в. после ВМТ [6].

При работе на малых оборотах (до 1150 об/мин) скорость нарастания давления в процессе сгорания составляла 0,7 – 0,4 МПа / °п.к.в., что несколько выше рекомендованного уровня. В широком диапазоне скоростных режимов (от 1200 до 1900 об/мин) $dp/d\varphi = 0,25 \dots 0,4$ МПа / °п.к.в, что укладывается в рекомендуемые пределы.

Сравнительно высокая скорость нарастания давления в процессе сгорания на малых частотах объясняется тем, что впрыск топлива происходит в неподготовленную среду. Температура в цилиндре из-за малой скорости поршня недостаточна для воспламенения топлива. В результате увеличивается период задержки воспламенения, в цилиндре до воспламенения скапливается большое количество топлива, которое затем сгорает с резким повышением давления. В диапазоне частот от 1200 до 1900 об/мин угол опережения впрыска топлива близок к оптимальному. При дальнейшем увеличении частоты вращения скорость нарастания давления начинает возрастать. Это повышение жесткости обеспечивается отклонением угла опережения впрыска топлива и увеличением цикловой подачи. Увеличение жесткости работы двигателя сопровождается повышением удельного эффективного расхода топлива.

Уменьшение скорости нарастания давления с повышением давления наддува (рис. 2) происходит благодаря увеличивающейся турбулизации свежего заряда, повышению температуры в цилиндре в конце сжатия и уменьшению периода задержки воспламенения. При давлении наддува 0,22 - 0,23 МПа жесткость работы, характеризуемая показателем $dp/d\varphi$, резко возрастает. Повышение степени наддува приводит к существенному повышению температуры в цилиндре в конце такта сжатия. Увеличение

скорости нарастания давления может свидетельствовать о чрезмерно раннем воспламенении, и завершении такта сжатия при повышенном давлении в цилиндре.

Выводы. Выполненные исследования и полученные результаты позволяют утверждать, что выбор наиболее оптимальных параметров наддува для различных режимов работы двигателя и их поддержание в процессе эксплуатации обеспечат повышение ресурса двигателя и улучшат его экологические характеристики. Проведенный анализ полученных экспериментальных данных может быть дополнен и углублен на основании частичных скоростных характеристик, нагрузочной характеристики, характеристики холостого хода и более обширного статистического материала.

Литература

1. Двигатели 8481.10, 8482.10. Техническое описание и инструкция по эксплуатации.- Тутаев: ОАО Тутаевский моторный завод, 2002.- 134 с.
2. Кутенев В., Ипатов А. Этапы развития и проблемы отечественного автомобильного двигателестроения // Двигатель.- 1999.- № 5.- С. 4-9.
3. Корнилов Г. Как успеть за современными требованиями // Двигатель.- 2000.- № 5-6.- С. 2-5.
4. Чайнов Н., Косарев В., Панин В. Проблемы поршневого двигателестроения в России // Двигатель.- 2000.- № 3.- С. 2-4.
5. Дизели: Справочник / Под общ. ред. В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова.– Л.: Машиностроение, 1977.– 480 с.
6. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей.– М.: Высш. шк., 2002.- 496 с.

Поступила в редакцию 05.05.03

Рецензент: канд. техн. наук, доц. А.В. Белогуб, ОАО «АВТРАМАТ», г. Харьков.