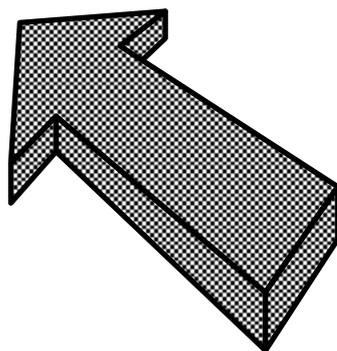
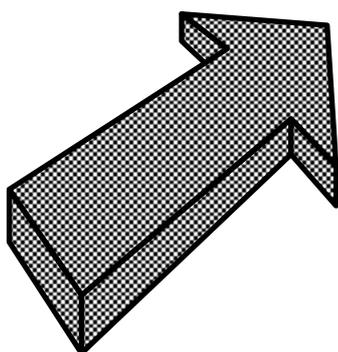


ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЬНЫХ И ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ



• ИЗДАТЕЛЬСТВО ТГТУ •

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ТАМБОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

**ХАРАКТЕРИСТИКИ
АВТОМОБИЛЬНЫХ
И ТРАКТОРНЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ**

Лабораторные работы по теории автомобильных и тракторных
двигателей для студентов 4 и 5 курсов специальностей 311300, 311900
дневной и заочной форм обучения

Тамбов
• Издательство ТГТУ •
2004

УДК 626.114
ББК 033-011 я 73-5
М41

Утверждено Редакционно-издательским советом университета

Рецензент
Кандидат технических наук, доцент
В.Н. Грошев

Составители:
В.М. Мелисаров, П.П. Беспалько

М41 Характеристики автомобильных и тракторных двигателей: Лаб. работы / Сост.: В.М. Мелисаров, П.П. Беспалько. Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2004. 24 с.

Даны лабораторные работы по дисциплине «Тракторы и автомобили».
Предназначены для студентов 4 и 5 курсов специальностей 311300 и 311900 дневной и заочной форм обучения.

УДК 626.114
ББК 033-011 я 73-5

© Тамбовский государственный
технический университет
(ТГТУ), 2004

Учебное издание

ХАРАКТЕРИСТИКИ
АВТОМОБИЛЬНЫХ
И ТРАКТОРНЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ

Лабораторные работы

Составители: МЕЛИСАРОВ Валерий Михайлович,
БЕСПАЛЬКО Павел Павлович

Редактор В.Н. Митрофанова
Инженер по компьютерному макетированию Т.А. Сынкова

Подписано к печати 10.02.2004.
Формат 60 × 84/16. Гарнитура Times. Бумага газетная. Печать офсетная.
Объем: 1,4 усл. печ. л.; 1,3 уч.-изд. л.
Тираж 100 экз. С. 91

Издательско-полиграфический центр
Тамбовского государственного технического университета
392000, Тамбов, ул. Советская, 106, к. 14

ПРАВИЛА БЕЗОПАСНОЙ РАБОТЫ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

- 1 Пол в лаборатории должен быть сухим, рабочие места необходимо содержать в чистоте.
- 2 Включение оборудования производить в присутствии преподавателя.
- 3 Инструмент должен обеспечивать безопасную работу, быть штатным и исправным.
- 4 Работая с оборудованием нужно остерегаться травм.
- 5 В случае возникновения пожара необходимо применять только порошковые и углекислотные огнетушители.

После выполнения лабораторной работы необходимо составить отчет по следующей форме.

- 1 Наименование, цель и краткое содержание работы.
- 2 Схема прибора или кинематическая схема стенда (по указанию преподавателя).
- 3 Заключение по результатам работы.

Лабораторная работа 1

РЕГУЛИРОВОЧНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПО УГЛУ ОПЕРЕЖЕНИЯ ЗАЖИГАНИЯ

Цель работы: установить зависимость эффективной мощности, удельного расхода топлива и других показателей двигателя от угла опережения зажигания; определить максимальный угол опережения зажигания.

Оборудование: карбюраторный двигатель, плакаты, схемы.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

- 1 Изучить принцип определения угла опережения зажигания и определить условия испытаний.
- 2 Подготовить двигатель для испытаний.
- 3 Произвести анализ характеристики.
- 4 Составить отчет о проделанной работе.
- 5 Ответить на контрольные вопросы.

Характеристику снимают при постоянной частоте вращения коленчатого вала и фиксированном положении дроссельной заслонки, а также при постоянном расходе топлива.

Угол опережения зажигания для каждого режима изменяют поворачиванием корпуса прерывателя – распределителя с помощью винтового регулировочного устройства.

Испытания двигателя необходимо производить на бензине, рекомендованном заводом производителем.

В связи с тем, что при чрезмерно ранних углах опережения зажигания возможно нарушение нормального процесса сгорания топлива в виде детонации (самовоспламенение последней части рабочего заряда, до которого фронт пламени от свечи доходит в последнюю очередь), испытания начинают с установки поздних углов опережения зажигания.

В первом опыте поворотом корпуса прерывателя-распределителя примерно определяют угол опережения зажигания, при котором наблюдается наибольшее показание весов тормоза. Затем поворотом корпуса прерывателя-распределителя уменьшают угол опережения зажигания до тех пор, пока усилие на весах тормоза не снизится на 10...15 %. После чего проводят измерения.

Второй и последующие опыты проводят после увеличения угла опережения зажигания примерно на 5° поворотом коленчатого вала (п.к.в).

Заданная частота вращения коленчатого вала поддерживается изменением нагрузки тормоза. Последний опыт проводят при угле опережения зажигания, соответствующем уменьшению усилия на тормозе примерно на 5...10 % от максимального значения.

При работе двигателя на ранних углах опережения зажигания возможно появление детонации. В этом случае в протоколе и на графике регулировочной характеристике отмечают начало возникновения стуков двигателя.

При работе двигателя с интенсивными стуками опыты следует прекратить.

По результатам испытаний строят регулировочную характеристику по углу опережения зажигания (рис. 1)

$$N_e, G_t, g_e = f(\theta_3).$$

Анализ характеристики

Характеристика снимается при постоянном расходе топлива, поэтому величина удельного расхода топлива обратно пропорциональна эффективной мощности

$$g_e = \frac{G_t}{N_e} = \text{const} \frac{1}{N_e},$$

т.е. экстремальные значения мощности и удельного расхода топлива обеспечиваются при одном и том же оптимальном угле опережения зажигания ϕ_3 . При отклонении угла опережения зажигания от оптимального значения показатели двигателя ухудшаются.

Теоретически наилучшие показатели двигателя могли бы быть получены при мгновенном выделении теплоты в ВМТ, что обеспечило бы максимальную степень расширения продуктов сгорания и максимальный КПД цикла.

В действительности для сгорания рабочей смеси требуется некоторое время, за которое поршень проходит определенный путь. Это приводит к снижению полезной работы газов и росту тепловых потерь в стенки камеры сгорания и потерь с отработавшими газами. Характер влияния угла опережения зажигания на процесс сгорания может быть показан на развернутой индикаторной диаграмме, представляющей собой диаграмму измерения давления газов в цилиндре двигателя в функции угла поворота коленчатого вала. В карбюраторном двигателе условно выделяются три основные фазы процесса сгорания (рис. 2). Первая фаза ϕ_I начинается от момента электрического разряда между электродами свечи и заканчивается в точке отрыва линии сгорания от линии компрессорного цикла. В первой фазе происходит воспламенение заряда от искры и развитие начального очага пламени. Ввиду малого количества сгоревшего заряда ощутимого повышения давления в цилиндре не наблюдается. Вторая фаза ϕ_{II} начинается в точке отрыва линии сгорания от линии

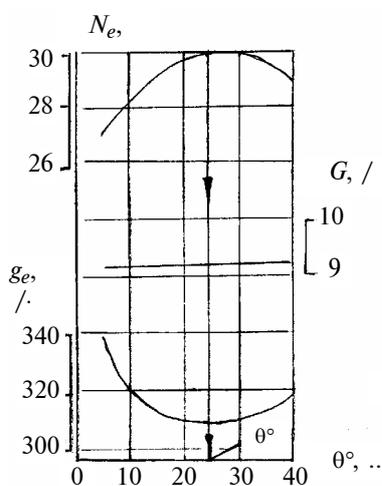


РИС. 1

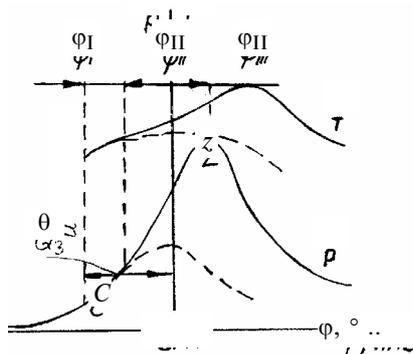


РИС. 2

компрессорного цикла и заканчивается в момент достижения

максимального давления цикла (P_z). Во второй фазе происходит распространение пламени по всей камере сгорания и выгорание основной массы заряда с наибольшими скоростями. Третья фаза ϕ_{III} начинается в точке P_z и не имеет четко выраженного окончания. В третьей фазе происходит догорание оставшегося заряда.

Оптимальным углом опережения зажигания будет такой угол, при котором выгорание основной массы заряда за период ϕ_{II} происходит при положении поршня вблизи ВМТ. На индикаторной диаграмме это обычно соответствует достижению максимального давления сгорания P_z при $12...15^\circ$ п.к.в после ВМТ (кривая 1 на рис. 3). В этом случае быстрое горение

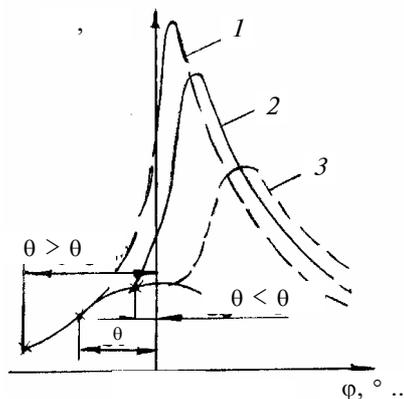


РИС. 3

заряда, высокая степень расширения продуктов сгорания в сочетании с минимальными потерями на сжатие заряда, а также на отвод теплоты в стенки камеры сгорания и с отработавшими газами обеспечивает наилучшие мощностные и экономические показатели.

С уменьшением угла опережения зажигания (позднее зажигание) процесс воспламенения топливно-воздушного заряда приближается к ВМТ, а процесс сгорания основного заряда смещается на такт расширения и происходит при значительно

увеличивающемся объеме над поршнем (рис. 3, кривая 2). В результате увеличиваются тепловые потери в стенки цилиндра и с отработавшими газами. Уменьшается действительная степень расширения продуктов сгорания и возможность перехода выделяющейся теплоты в работу. Максимальное значение и температура сгорания уменьшается. Все это приводит к снижению мощности двигателя и уменьшению индикаторного кпд цикла. Вследствие уменьшения развиваемой двигателем мощности возрастает относительный уровень механических потерь, т.е. уменьшается механический кпд $\eta_m = 1 - N_{\min}/N_i$. В целом уменьшается эффективность цикла ($\eta_e = \eta_i \eta_m$), возрастает удельный расход топлива $g_e \sim 1/\eta_e$.

При работе двигателя с поздним углом опережения зажигания увеличение тепловых потерь в стенки цилиндра и с отработавшими газами является причиной перегрева двигателя.

С увеличением угла опережения зажигания (раннее зажигание – кривая 1 на рис. 3) возрастает количество заряда, которое выгорает на такте сжатия до ВМТ при уменьшающемся объеме над поршнем, что увеличивает отрицательную работу сжатия. Максимальное давление и температура цикла возрастает. В результате увеличиваются тепловые потери в стенки цилиндра, утечки газа через зазоры поршневых колец. Количество теплоты, затраченной на совершение полезной работы, и эффективная мощность двигателя уменьшается.

Снижение эффективности выделения теплоты и увеличение тепловых потерь характеризуется уменьшением индикаторного кпд цикла. Возрастание работы сжатия заряда увеличивает отрицательную работу, т.е. механические потери и уменьшают механический кпд. Поэтому эффективный кпд уменьшается, а удельный расход топлива возрастает.

При работе двигателя с ранним углом опережения зажигания рост давления и температуры могут быть причиной возникновения детонационного сгорания топлива.

Работа двигателя с детонационным сгоранием недопустима.

В карбюраторном двигателе значение оптимального угла опережения зажигания корректируется в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки двигателя.

С ростом частоты вращения коленчатого вала двигателя сокращается время цикла. Сгорание основной массы заряда успеваает произойти за тот же, практически неизменный период второй фазы φ_{II} , ° п.к.в (выраженный в градусах поворота коленчатого вала). Это связано с тем, что вследствие повышения турбулизации заряда скорость сгорания основной массы заряда возрастает почти пропорционально частоте вращения. Кроме того, за счет уменьшения времени цикла уменьшается теплоотдача от заряда в стенки цилиндра, снижаются массовые потери через зазоры цилиндропоршневой группы. Однако длительность первой фазы φ_I (выраженный в градусах поворота коленчатого вала) обычно возрастает, так как скорости сгорания начальных порций заряда невелики. Это должно привести к смещению участка основной фазы горения на такт расширения и ухудшить показатели двигателя, чтобы компенсировать увеличение длительности первой фазы и сжигать основную массу топлива вблизи ВМТ, надо увеличивать угол опережения зажигания. В эксплуатации это обеспечивается работой центробежного автомата зажигания, установленного в прерывателе-распределителе.

Оптимальный угол опережения зажигания изменяется и в функции нагрузки двигателя. Наименьшее значение соответствует хорошим условиям воспламенения и сгорания при работе двигателя на полной нагрузке. С уменьшением нагрузки оптимальный угол опережения зажигания возрастает. Объясняется это тем, что по мере снижения нагрузки и прикрытия дроссельной заслонки снижается коэффициент наполнения и возрастает коэффициент остаточных газов, уменьшается турбулизация заряда, снижается давления и температуры цикла. Эти факторы ухудшают условия воспламенения, уменьшают скорости сгорания топливовоздушного заряда, приводят к увеличению длительности всех фаз сгорания и определяют необходимость увеличения оптимального угла опережения зажигания. Это обеспечивается вакуумным автоматом опережения зажигания прерывателя-распределителя, реагирующим на изменение разрежения во впускной трубе при изменении положения дроссельной заслонки карбюратора, т.е. нагрузки двигателя.

Использование топлива с недостаточным октановым числом для данного двигателя приводит к нарушению сгорания в виде детонации. В эксплуатации устранить детонацию из-за несоответствия сорта топлива можно с помощью специального устройства прерывателя-распределителя, называемого октан-корректором. Октан-корректор позволяет вручную изменять угол опережения зажигания. Например, сделать углы опережения зажигания на всех режимах более поздним. Однако следует учитывать, что значительное уменьшение октан-корректором углов опережения зажигания по сравнению с оптимальным приводит к ухудшению мощностных, экономических показателей, снижению долговечности двигателя.

Применение топлива с более высоким октановым числом и соответственно, меньшей реакционной способностью приводит к тому, что процесс сгорания растягивается, эффективность использования введенного топлива снижается, температура деталей двигателя возрастает.

Выбор оптимальной регулировки угла опережения зажигания. Для данного скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя оптимальным является такой угол опережения зажигания, при котором двигатель одновременно развивает максимальную мощность и имеет минимальный расход топлива.

Контрольные вопросы

- 1 При каких условиях проводят испытания для определения угла опережения зажигания?
- 2 Расскажите порядок проведения опытов на стенде.
- 3 Что называется оптимальным углом опережения зажигания?
- 4 Какое влияние оказывает уменьшение или увеличение угла опережения зажигания на мощность двигателя, расход топлива и КПД цикла?
- 5 Что может стать причиной детонационного сгорания топлива?
- 6 Каким устройством в прерывателе-распределителе устраняется детонация топлива при эксплуатации двигателя?
- 7 Какую особенность оказывает оптимальный угол опережения зажигания на эксплуатацию двигателя?

Литература: [3, с. 201 – 206; 4, с. 5 – 25; 6, с. 30 – 54].

РЕГУЛИРОВОЧНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПО СОСТАВУ СМЕСИ (ПО РАСХОДУ ТОПЛИВА)

Цель работы: установить зависимость эффективной мощности, удельного расхода топлива и токсических показателей двигателя от состава смеси – коэффициента избытка воздуха или часового расхода топлива;

определить наибольшую мощность и минимальный удельный расход топлива двигателя для заданной частоты вращения (в карбюраторном двигателе еще и при фиксированном положении дроссельной заслонки);

выбрать режимы работы, регулировки топливоподающей аппаратуры (часовой расход топлива и коэффициент избытка воздуха), соответствующие наибольшей мощности и наилучшей топливной экономичности.

Условия испытаний

Характеристика снимается при постоянной частоте вращения коленчатого вала двигателя и фиксированном положении дроссельной заслонки карбюратора. Угол опережения зажигания должен устанавливаться для каждого режима работы, т.е. для каждой новой регулировки часового расхода топлива. Однако в учебных опытах для упрощения снятия характеристики угол опережения зажигания сохраняется постоянным. Состав смеси регулируется за счет изменения расхода топлива с помощью конусной иглы, установленной в отверстии главного топливного жиклера карбюратора, отворачивая или заворачивая иглу, можно менять проходное сечение жиклера и, следовательно, расход топлива.

Порядок выполнения работы

При проведении испытаний дроссельную заслонку карбюратора фиксируют в определенном положении, подбирая величину коэффициента наполнения и обеспечивая работу двигателя с требуемой нагрузкой (25, 75, 100 % $N_{e \max}$ и т.д.). Для определения максимальной мощности двигателя, испытания проводят при полностью открытой заслонке.

Характеристику начинают снимать с обогащенных смесей, так как в этом случае легко обеспечить устойчивую работу двигателя. В первом опыте обогащение смеси осуществляется за счет выворачивания регулировочной иглы в главном топливном жиклере до упора. Оптимальный угол опережения зажигания регулируется посредством поворота прерывателя-распределителя в ту или иную сторону, добиваясь максимума крутящего момента, развиваемого двигателем на данном режиме. Для упрощения снятия характеристики угол опережения зажигания регулируется оптимальным только один раз – на богатой смеси, и в дальнейших опытах сохраняется постоянным.

Второй опыт проводят после обеднения смеси посредством заворачивания иглы в главном топливном жиклере на определенную величину (обычно 0,5 оборота).

Последующие опыты проводят аналогичным образом, постепенно уменьшая расход топлива и обедняя смесь вплоть до нарушения устойчивой работы двигателя.

На характеристике должно быть получено не менее восьми экспериментальных точек, причем частота проведения опытов в зоне максимальной мощности и минимального удельного расхода топлива должна быть более плотной, достаточной для определения их экспериментальных значений.

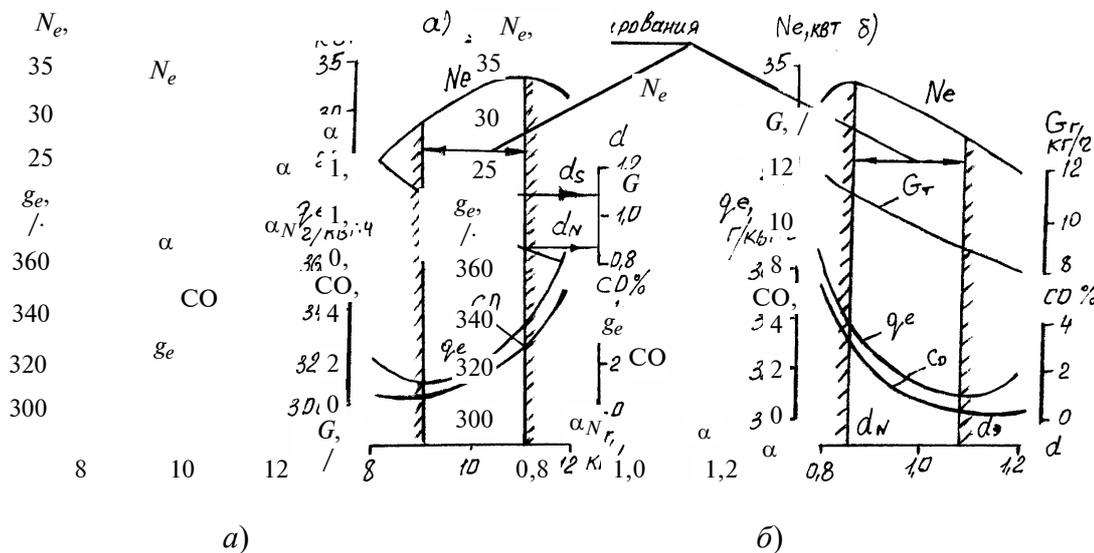


Рис. 4

Характеристику по составу смеси строят по функции часового расхода топлива $N_e, g_e, \alpha = f(G_T)$ (рис. 4, а) или коэффициента избытка воздуха $N_e, g_e, G_T = f(\alpha)$ (рис. 4, б). Графически определяют значения максимальной мощности $N_{e \max}$, минимального удельного расхода топлива $g_{e \min}$ и соответствующие им расходы топлива G_{TN} и G_{T3} , коэффициенты избытка воздуха α_N и α_3 .

АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Максимально возможный диапазон изменения состава смеси определяется граничными условиями воспламенения бензовоздушного заряда свечей зажигания и находятся в пределах $\alpha = 0,3 \dots 1,4$. Вблизи границ этой зоны работа двигателя неустойчива, поэтому при снятии регулировочной характеристики обычно ограничиваются диапазоном изменения коэффициента избытка воздуха $0,7 \dots 1,2$.

При снятии регулировочной характеристики по составу смеси дроссельная заслонка зафиксирована в определенном положении. Поэтому в первом приближении можно считать часовой расход воздуха постоянным, а изменение расхода топлива регулировочной иглой жиклера меняет концентрацию топлива в воздушном заряде, т.е. состав смеси. Это приводит к изменению количества теплоты, которое должно выделяться при сгорании горючей смеси. Теоретически наибольшее количество теплоты выделяется при сгорании смеси нормального состава $\alpha = 1$, а при обеднении или обогащении смеси выделение теплоты уменьшается.

В действительности, как видно из полученной при испытаниях характеристики (см. рис. 4), максимальная мощность наблюдается не при $\alpha = 1,0$, а при более богатой смеси $\alpha = 0,8 \dots 0,9$. Это объясняется рядом причин.

1 Максимальное количество теплоты выделяется при некотором обогащении смеси, так как из-за несовершенства смесеобразования, неравномерного распределения топлива в воздушном заряде полное использование воздуха возможно только при некотором избытке топлива.

2 Максимальные скорости сгорания наблюдаются при некотором обогащении смеси ($\alpha = 0,8 \dots 0,9$). Быстрое сгорание способствует более полному превращению теплоты в работу.

3 С обогащением смеси увеличивается коэффициент молекулярного изменения, показывающий увеличение числа молей рабочей смеси. В результате увеличивается давления в цилиндре, а значит, и мощность двигателя.

Регулировка на состав смеси $\alpha_N = 0,8 \dots 0,9$ и часовой расход топлива G_{TN} называется мощностной регулировкой карбюратора.

Максимальная мощность двигателя уменьшается отклонении состава смеси от мощностного $\alpha_N = 0,8 \dots 0,9$ (и соответствующие ему часовой расход топлива G_{TN}). При обогащении смеси $\alpha < \alpha_N$ это объясняется главным образом увеличением химической неполноты сгорания топлива из-за недостатка воздуха. При обеднении смеси $\alpha > \alpha_N$ мощность уменьшается вследствие уменьшения количества топлива, подаваемого в цилиндры двигателя. Кроме того, в обоих случаях падение мощности связано с умень-

шением скоростей горения. При значительном уменьшении скоростей горения, большая доля топлива выгорает на такте расширения, снижается степень расширения продуктов сгорания и возможность превращения выделившейся теплоты топлива в механическую работу. Возрастают потери теплоты с отработавшими газами за счет повышения их температуры. Увеличиваются потери теплоты в систему охлаждения, как за счет большей температуры газов, так и вследствие увеличения поверхности теплоотвода при удалении поршня от ВМТ.

Состав смеси влияет и на топливную экономичность. В целом, по мере обеднения смеси использование теплоты топлива и, следовательно, топливная экономичность улучшается (рис. 4, 5). Это объясняется тем, что при уменьшении концентрации топлива улучшается полнота его сгорания. Происходит общее уменьшение температур рабочего цикла, поэтому уменьшаются потери теплоты, как в систему охлаждения, так и с отработавшими газами. Кроме того, при обеднении смеси за счет увеличения доли кислорода, не участвовавшего в сгорании, возрастает концентрация двухатомных молекул O_2 , имеющих по сравнению с трехатомным CO_2 H_2O меньшую теплоемкость. Снижение теплоемкости также уменьшает потери

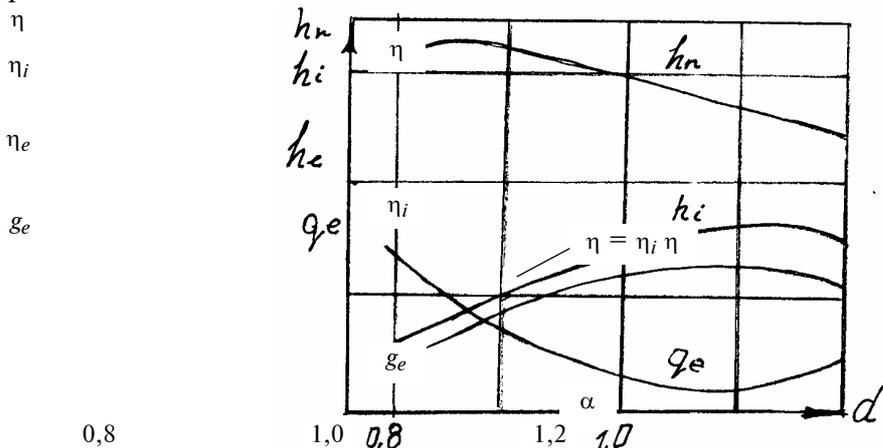


Рис. 5

теплоты с отработавшими газами. Улучшение полноты сгорания топлива и снижение тепловых потерь повышает эффективность использования теплоты топлива, что характеризуется ростом индикаторного КПД и уменьшением удельного расхода топлива (рис. 4, 5).

Состав смеси α_3 и расход топлива G_{T3} , при которых достигается минимальный удельный расход топлива, соответствует экономической регулировке карбюратора.

При чрезмерном обеднении ($\alpha > \alpha_3$) и очень малой концентрации топлива в смеси скорость распространения пламени уменьшается значительно. Ухудшаются условия воспламенения и сгорания заряда, вновь возрастают тепловые потери в стенки камеры сгорания и с отработавшими газами. Использование теплоты топлива в цикле ухудшается, что характеризуется падением эффективного КПД и возрастанием удельного расхода топлива (рис. 4, 5).

Регулировка карбюратора

Из характеристики, представленной на рис. 4, можно отметить две характерные регулировки по составу смеси и по расходу топлива.

Первая регулировка часового расхода топлива G_{TN} на мощностной состав смеси $\alpha_N = 0,85$ обеспечивает получение максимальной мощности $N_{e \max}$.

При второй регулировке расхода топлива на экономичный состав смеси $\alpha_3 = 1,1$ достигается минимум удельного расхода топлива g_e min. Реальные регулировки карбюратора должны всегда находиться в пределах $\alpha_N \dots \alpha_3$, т.е. внутри зоны регулирования, так как за ее пределами одновременно ухудшается и мощность и топливная экономичность.

При регулировании состава смеси на наилучшую экономичность мощность двигателя уменьшается примерно на 10...15 % по сравнению с максимально возможной на данном режиме работы. При мощностном составе смеси удельный расход топлива повышается на 10...15 %, а часовой – на 25...35 %. То есть ре-

гулировки состава смеси, одновременно обеспечивающей максимальную мощность и минимальный удельный расход топлива, не существует.

В условиях эксплуатации состав смеси современного карбюратора не является постоянным и меняется в зависимости от режима работы. Это обеспечивается согласованной работой всех систем карбюратора – главной дозирующей системой, системой холостого хода, системой пуска и прогрева, экономайзером, ускорительным насосом и другими системами.

В частности на рис. 6 представлен примерный характер изменения состава смеси α_p , приготовляемый карбюратором при работе на постоянной частоте вращения и изменении нагрузки от холостого хода

($N_e = 100\%$). Как видно из рисунка потенциально возможный диапазон изменения состава смеси от мощностного до экономичного зависит от нагрузочного режима работы двигателя. При уменьшении нагрузки, из-за ухудшения условий сгорания, этот диапазон сужается.

Реальная регулировка карбюратора α_p всегда находится внутри этого диапазона $\alpha_N \dots \alpha_p$. Известно, что работа карбюраторного двигателя происходит в основном на режимах частичных нагрузок, при неполном открытии дроссельной заслонки, когда от двигателя не требуется получения максимальной мощности. Поэтому главная дозирующая система карбюратора обеспечивает расход топлива, соответствующий экономичному составу смеси $\alpha_s = 1,05 \dots 1,15$.

Переход с экономичного состава смеси на мощностной происходит также и на частичных режимах нагрузки при разгоне автомобиля. Обогащение смеси при этом обеспечивается ускорительным насосом.

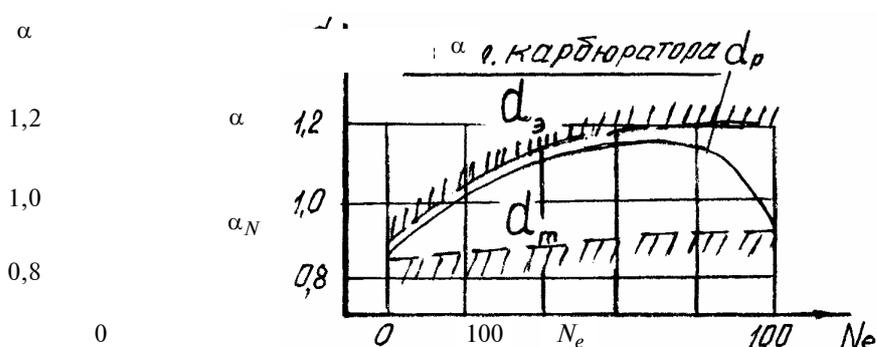


Рис. 6

При полном открытии дроссельной заслонки, когда от двигателя необходимо получить наибольшую мощность, переход с экономичного состава смеси на мощностной обеспечивается включением экономайзера, дополнительно увеличивающего подачу топлива, начиная с 80...90 % нагрузки.

Контрольные вопросы

- 1 При каких условиях проводятся испытания для определения регулировочной характеристики карбюраторного двигателя?
- 2 Объясните порядок выполнения работы.
- 3 Почему необходимо фиксировать дроссельную заслонку в определенном положении?
- 4 Что называется обедненной, нормальной и обогащенной смесью?
- 5 Как влияет состав смеси на топливную экономичность двигателя?
- 6 Что понимается под экономической регулировкой карбюратора?
- 7 Какие системы в карбюраторе обеспечивают согласованную работу двигателя?
- 8 Пояснить с помощью графика изменения диапазона состава смеси, от мощностного до экономичного режима работы двигателя.

Литература: [2, с. 12 – 44; 3, с. 54 – 71; 7, с. 25 – 47].

Лабораторная работа 3

НАГРУЗОЧНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Условия испытаний

Характеристика снимается при постоянной частоте вращения коленчатого вала двигателя. Нагрузка двигателя изменяется от холостого хода до полной за счет открытия дроссельной заслонки карбюратора.

Регулировки состава смеси и угла опережения при снятии нагрузочной характеристики обычно обеспечиваются автоматической работой соответствующих систем карбюратора и вакуумного корректора прерывателя-распределителя.

Двигатель оснащен устройством, обеспечивающим фиксацию дроссельной заслонки в произвольном положении, начиная от положения на упоре при работе на холостом ходу и до ее полного открытия.

Порядок выполнения работы

Первый опыт проводят при наименьшем открытии дроссельной заслонки, обеспечивающем устойчивую работу двигателя в режиме холостого хода на заданной частоте вращения коленчатого вала.

Во втором и последующих опытах увеличивают нагрузку двигателя, приоткрывая дроссельную заслонку карбюратора на $10...12^\circ$. Последний опыт проводят при полностью открытой дроссельной заслонке. Для более точного определения показателей в зоне минимальных удельных расходов топлива и при включении экономайзера, при работе с нагрузкой более 70 % от максимальной, желательно проводить опыты более часто.

По результатам испытаний строят кривые нагрузочной характеристики (рис. 7). Обычно, кроме основных показателей по топливной экономичности G_T и g_e , на графике наносят значения регулировок систем двигателя: угла опережения зажигания θ_z , коэффициента избытка воздуха α , коэффициента наполнения η_v и других параметров, характеризующих работу двигателя – разрежения во впускной трубе ΔP_k , температуры отработавших газов $t_{ог}$ и т.д.

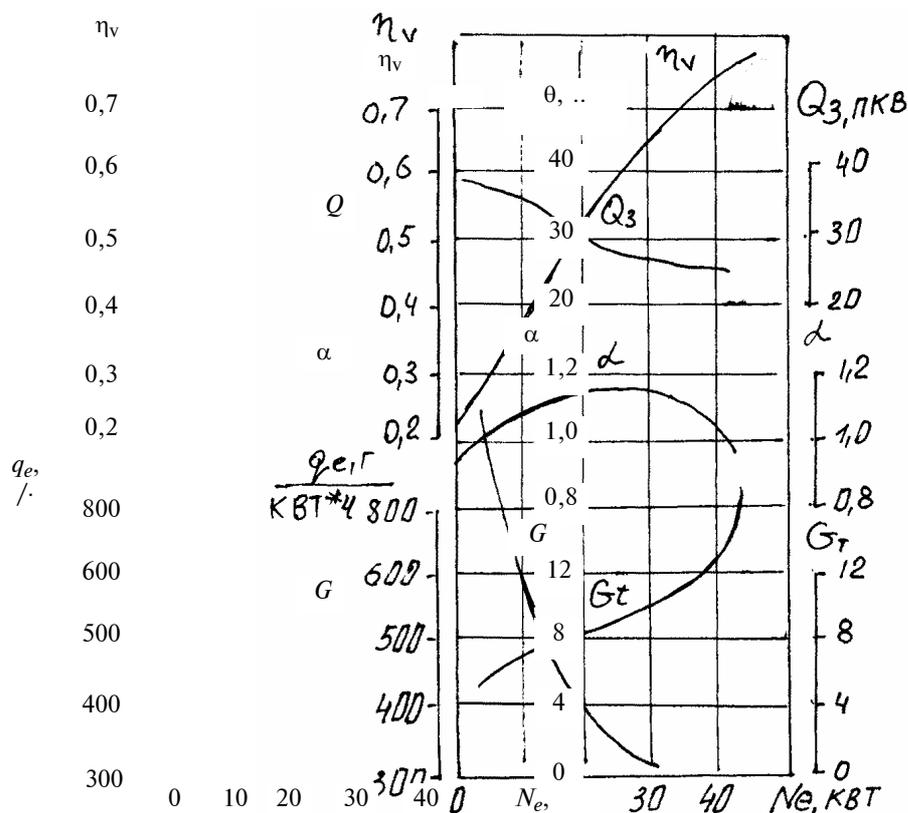


Рис. 7

Графически определяют показатели и регулировки двигателя в характерных точках:

- часовой расход топлива на режиме холостого хода;
- часовой и удельный расход топлива, соответствующие максимальной мощности при полном открытии дроссельной заслонки;
- часовой, удельный расход топлива и степень нагрузки двигателя при вступлении в работу экономайзера;
- минимальный удельный расход топлива и соответствующую степень нагрузки двигателя;

– коэффициенты избытка воздуха при работе двигателя на холостом ходу, максимальной нагрузке и при минимальном удельном расходе топлива.

Анализ характеристики

Карбюраторный двигатель имеет смешанное регулирование мощности. Известно, что основными регулировочными параметрами карбюраторного двигателя является коэффициент наполнения η_v , коэффициент избытка воздуха α и угол опережения зажигания θ_z , изменение которых показано на рис. 7. Повышение нагрузки двигателя осуществляется в основном за счет открытия дроссельной заслонки и увеличения наполнения цилиндров свежим зарядом, что соответствует повышению коэффициента наполнения примерно в диапазоне 0,25...0,85. Рост наполнения определяет одновременное повышение часовых расходов воздуха и топлива. Коэффициент избытка воздуха меняется при этом следующим образом. При работе двигателя с полностью открытой дроссельной заслонкой для достижения максимальной мощности, карбюратор должен дозировать смесь $\alpha_N = 0,8 \dots 0,9$. По мере прикрытия дроссельной заслонки двигатель должен работать с неполной нагрузкой с наилучшей топливной экономичностью. Следовательно, необходимо подавать в цилиндры смесь экономичного состава $\alpha_s = 1,1 \dots 1,15$. Однако такой состав смеси может поддерживаться только при нагрузках выше средней, т.е. $N_e = (0,6 \dots 0,9) N_{e \max}$. По мере уменьшения нагрузки дроссельная заслонка прикрывается. Это вызывает снижение коэффициента наполнения и рост коэффициента остаточных газов; уменьшается турбулизация заряда в цилиндре двигателя, давление, температура и скорости сгорания, т.е. ухудшаются условия воспламенения и сгорания. В результате предел эффективного обеднения смеси снижается и по мере прикрытия дроссельной заслонки смесь обогащается, достигая $\alpha = 0,85 \dots 0,9$ на режиме холостого хода. Сложный характер изменения коэффициента избытка воздуха в зависимости от нагрузки обеспечивается комплексной работой всех дозирующих систем карбюратора. Автоматическое обеднение смеси при увеличении нагрузки, начиная с режима холостого хода, обеспечивается главной дозирующей системой (с системой компенсации). Максимальное обеднение обычно соответствует нагрузке $N_e = (0,7 \dots 0,9) N_{e \max}$.

Автоматическое обогащение смеси для получения максимальной мощности обеспечивается экономайзером, вступающим в работу при положении дроссельной заслонки, близком к полному открытию и нагрузке $N_e = (0,85 \dots 0,9) N_{e \max}$.

Так как при снижении нагрузки процессы воспламенения, сгорания ухудшаются и длительность сгорания увеличивается, то оптимальный угол опережения зажигания Q_z должен увеличиваться.

Часовой расход топлива плавно возрастает по мере открытия дроссельной заслонки. Лишь с момента начала работы экономайзера наблюдается характерное резкое повышение G_f . Наилучшая топливная экономичность наблюдается при нагрузках, соответствующих $N_e = (0,8 \dots 0,9) N_{e \max}$, и ухудшается при уменьшении или увеличении нагрузки (рис. 8). Индикаторный кпд достигает в этом диапазоне нагрузки, при положении дроссельной заслонки, близком к полному открытию, максимальных значений, что связано с быстрым и полным сгоранием обедненных составов смеси $\alpha_s = 1,1 \dots 1,15$. Механический кпд также достаточно высок, и сочетание высоких значений индикаторного и механического кпд обеспечивает максимальный эффективный кпд $\eta_e = \eta_i \eta_m$ и минимальный удельный расход топлива. При дальнейшем повышении мощности и вступлении в работу экономайзера смесь обогащается, появляется химическая неполнота сгорания топлива, что уменьшает η_i и увеличивает удельный расход топлива.

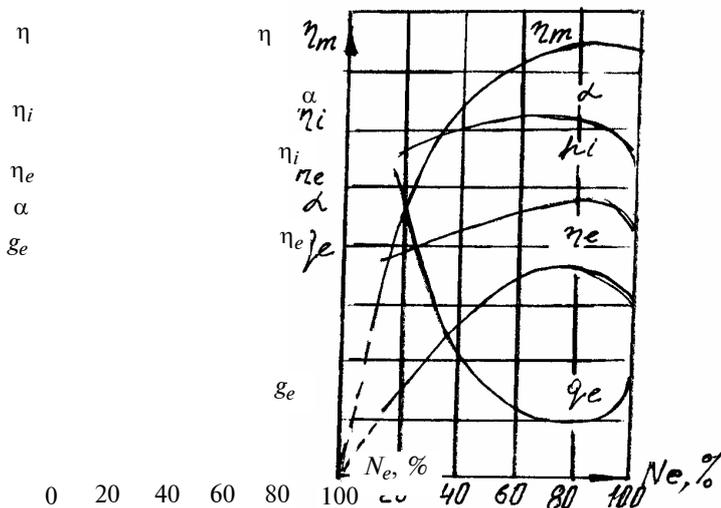


Рис. 8

При снижении нагрузки индикаторный кпд уменьшается за счет обогащения смеси, вызванного сокращением пределов эффективного обеднения смеси, отмеченного ранее ухудшения процессов воспламенения и сгорания вследствие дросселирования свежего заряда и увеличения относительных потерь теплоты топлива в стенки. Вместе с тем, при снижении нагрузки, уменьшается механический кпд $\eta_m = 1 - N_{\min}/N_i$. При работе на постоянной частоте вращения, потери на трение меняются мало. Однако в целом величина внутренних механических потерь N_{\min} несколько увеличивается вследствие увеличения гидравлических сопротивлений впускного тракта при прикрытии дроссельной заслонки. В сочетании с интенсивным уменьшением индикаторной N_i мощности это вызывает существенное снижение механического кпд. Таким образом, удельный расход топлива по мере прикрытия дроссельной заслонки возрастает как за счет уменьшения индикаторного кпд, так и, главным образом, в результате уменьшения механического кпд.

На режиме холостого хода вся индикаторная мощность расходуется на преодоление внутренних механических потерь, т.е. $N_i = N_{\min}$, а $\eta_m = 0$. Экономичность двигателя на этом режиме характеризуется только значениями часового расхода топлива, так как величина удельного расхода топлива $g_e = 10^3 G_T / N_e$ стремиться к бесконечности.

Оценка показателей двигателя по нагрузочной характеристике

Результаты испытаний показывают, что для работы двигателя с наилучшей топливной экономичностью ($g_{e \min}$) целесообразно обеспечить загрузку двигателя на 80...85 % от максимальной. По меньшей нагрузке двигателя часовой топлива уменьшается, но эффективность его использования ухудшается, и удельный расход топлива (на единицу получаемой мощности) возрастает.

При работе двигателя с максимальной нагрузкой можно выполнять большую работу, но удельные затраты топлива при этом также возрастают.

Контрольные вопросы

- 1 Объясните порядок выполнения работы
- 2 Что называется часовым расходом топлива?
- 3 Поясните, как будет изменяться часовой расход топлива от режимов работы двигателя.
- 4 Как влияет коэффициент избытка воздуха на работу двигателя?
- 5 Для чего необходимо автоматическое обогащение смеси в карбюраторе?
- 6 Как изменяется индикаторный кпд при снижении нагрузки на двигатель?
- 7 На что расходуется индикаторная мощность в режиме работы двигателя на холостом ходу?

Литература: [2, с. 75 – 80; 3, с. 149 – 153; 5, с. 65 – 75].

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 4

Внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя

Цель работы: установить зависимость мощностных (N_e , M_k , P_e), экономических (G_t , g_e), токсических и других показателей двигателя от частоты вращения коленчатого вала; соответствие технико-экономических показателей двигателя паспортным данным.

Условия испытаний

Характеристика снимается при полном открытии дроссельной заслонки карбюратора. Угол опережения зажигания устанавливается оптимальным.

Регулирование частоты вращения коленчатого вала осуществляется изменением нагрузки тормоза.

Скоростной характеристикой карбюраторного двигателя называется зависимость мощностных (N_e , M_k , P_e), экономических (G_t , g_e), токсических и других показателей двигателя от частоты вращения коленчатого вала при постоянном положении дроссельной заслонки карбюраторного двигателя.

Характеристика карбюраторного двигателя, полученная при полном открытии дроссельной заслонки, называется внешней, а при промежуточном положении – частичной скоростной характеристикой.

Внешняя скоростная характеристика является основной паспортной характеристикой карбюраторного двигателя, определяют его предельные мощностные показатели.

Порядок выполнения работы

Первый опыт проводят при частоте вращения коленчатого вала примерно на 10 % выше номинальной. Второй и последующие опыты проводят, уменьшая частоту вращения коленчатого вала двигателя

на 150...200 об/мин. Это достигается увеличением нагрузки тормоза. По результатам испытаний строят графики внешней скоростной характеристики (рис. 9), определяют показатели двигателя в характерных точках:

- максимальную мощность $N_{e \max}$ и соответствующую ей частоту вращения n_N ;
- номинальную мощность $N_{e \text{ ном}}$, гарантируемую заводом-изготовителем при номинальной частоте вращения $n_{\text{ном}}$;
- максимальный крутящий момент $M_{k \max}$ и соответствующую ему частоту вращения n_m ;
- минимальный удельный расход топлива $g_{e \min}$ по внешней характеристике и соответствующую ему частоту вращения $n_{g_{e \min}}$;
- минимальную устойчивую частоту вращения при работе с полной нагрузкой n_{\min} .

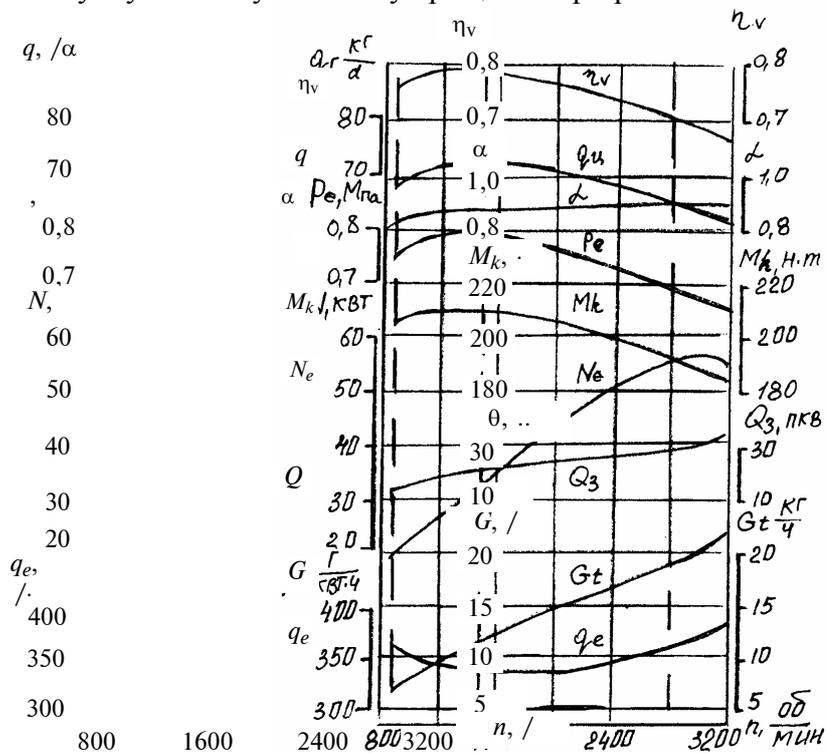


Рис. 9

По характеристике рассчитывают коэффициент приспособляемости двигателя по оборотам K_n , коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту K и коэффициент запаса крутящего момента M_k :

$$K = \frac{n_{\text{ном}}}{n_m}; \quad K = \frac{M_{k \text{ max}}}{M_{k \text{ ном}}}; \quad M_k = \frac{M_{k \text{ max}} - M_{k \text{ ном}}}{M_{k \text{ ном}}}.$$

Часто для объяснения полученных результатов на той же характеристике или на отдельном графике строят зависимости изменения параметров (η_v , $q_{\text{ц}}$, θ_3) и кпд (η_i , η_m , η_e).

Анализ характеристики

Прежде всего, оценим поступление свежего заряда в цилиндры двигателя.

Коэффициент наполнения зависит от ряда факторов. В частности, от времени, отводимого на процессы газообмена, гидравлических сопротивлений впускного тракта, от инерции воздушного потока и колебательных процессов во впускной и выпускной системах, фаз газораспределения и теплового режима.

В итоге характер изменения коэффициента наполнения специфичен для каждой модели двигателя. Типичный закон изменения показан на рис. 9. В зависимости от назначения двигателя, фаз газораспределения, конструкции впускной и выпускной систем двигателя выбираются таким образом, чтобы обеспечить максимум η_v на средней частоте вращения коленчатого вала. Для двигателей легковых автомобилей значение η_v смещается в зону больших частот вращения, для грузовых – в сторону малых частот вращения. При уменьшении частоты вращения коленчатого вала от зоны $\eta_{v \text{ max}}$ наполнение уменьшается в основном за счет несоответствия фаз газораспределения, а при увеличении частоты вращения коленчатого вала – еще и вследствие роста аэродинамических сопротивлений впускной и выпускной систем.

Цикловая подача топлива $q_{\text{ц}}$ изменяется по зависимости, характерной изменению величины η_v . Совместное изменение коэффициента наполнения и цикловой подачи топлива определяет значение коэффициента избытка воздуха α . При идентичном изменении η_v и $q_{\text{ц}}$ величина коэффициента избытка воздуха с изменением частоты вращения коленчатого вала изменяется незначительно.

Среднее эффективное давление P_e зависит от количества топливно-воздушного заряда (характеризуемого η_v и $q_{\text{ц}}$), от эффективности использования теплоты сгорания топлива (оцениваемой η_i) и уровня механических потерь (характеризуемых η_m), т.е.

$$P_e \sim \eta_v, q_{\text{ц}}, \eta_i, \eta_m.$$

Исходя из характера изменения величин η_v и $q_{\text{ц}}$, максимальное количество теплоты введенное в цилиндры двигателя, соответствует максимальному коэффициенту наполнения при незначительном изменении коэффициента избытка воздуха α .

С ростом частоты вращения коленчатого вала индикаторный кпд η_i возрастает до определенного значения вследствие улучшения процессов смесеобразования и сгорания, сокращения времени цикла и, следовательно, уменьшения тепловых потерь в стенки цилиндра. Затем η_i начинает снижаться вследствие недостатка времени на сгорание, когда влияние положительных факторов на сгорание перестанет превалировать над уменьшением времени на сгорание (рис. 10).

Механические потери возрастают с ростом частоты вращения коленчатого вала. Однако вследствие общего повышения индикаторной мощности относительный уровень механических потерь $N_{\text{мп}}/N_i$ сначала меняется мало, а затем прогрессивно возрастает. Поэтому механический кпд η_m на малых частотах вращения почти постоянен, но при высоких интенсивно уменьшается.

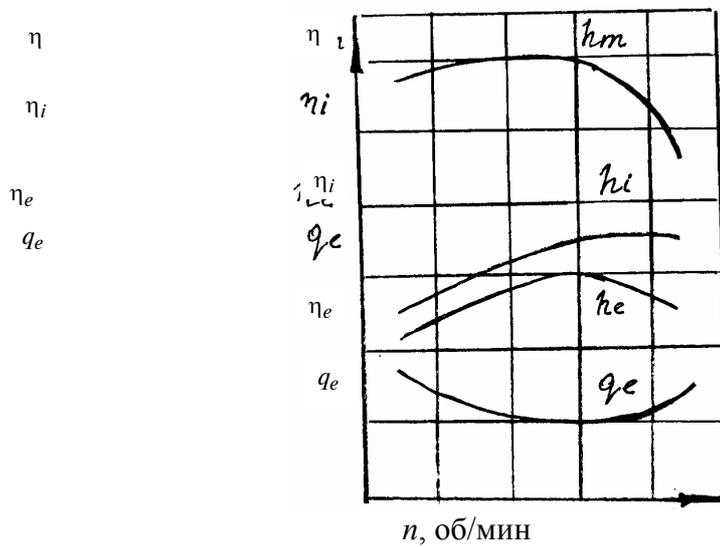


Рис. 10

В результате совместного действия η_v , $q_{ц}$, η_i , η_m среднее эффективное давление сначала возрастает, достигая максимума при средних частотах вращения (соответствующих примерно максимуму η_v), а затем снижается (см. рис. 9). По сравнению с максимальным значением P_e , уменьшение среднего эффективного давления на малых частотах объясняется снижением η_v , $q_{ц}$, η_i , а на высоких – уменьшением η_v , $q_{ц}$, η_m .

Крутящий момент двигателя определяется значением среднего эффективного давления по следующей зависимости

$$M_k = \frac{9550 N_e}{n} = \frac{9950 P_e V_h i n 10^3}{30 T g_b n} \cong A P_e.$$

Исходя из данной зависимости, характер изменения среднего эффективного давления определяет характер изменения крутящего момента.

Эффективная мощность двигателя определяется величиной крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала $N_e = f(M_k, n)$. На графике изменения N_e можно выделить три характерные зоны. В первой зоне от n_{\min} до n_m благодаря одновременному росту M_k и n наблюдается наиболее интенсивное возрастание N_e .

Во второй зоне от n_m до n_N вследствие постепенного уменьшения M_k наблюдается замедление, а затем и прекращение роста N_e . В третьей зоне, после режима n_N уменьшение крутящего момента настолько велико, что не может быть компенсировано повышением частоты вращения, и мощность падает.

В качестве паспортной характеристики завод-изготовитель обычно указывает не максимальную мощность, а номинальную $N_{e \text{ ном}}$ (т.е. расчетную, гарантированную заводом изготовителем) и соответствующую ей номинальную частоту вращения $n_{\text{ном}}$.

Часовой расход топлива определяется цикловой подачей топлива $q_{ц}$, частотой вращения коленчатого вала n , числом цилиндров i и тактностью двигателя $\tau_{дв}$

$$G_T = f(q_{ц}, n, i, \tau_{дв}).$$

Поскольку значения i и $\tau_{дв}$ постоянны, то часовой расход топлива определяется величинами $q_{ц}$ и n . В результате описанного изменения часовой расход топлива растет почти пропорционально частоте вращения коленчатого вала n , имея характерную выпуклость кривой G_T за счет специфического изменения $q_{ц}$.

Удельный расход топлива определяется эффективностью использования выделившейся в цикле теплоты и уровнем механических потерь.

Минимальный удельный расход топлива наблюдается при средних частотах вращения коленчатого вала и определяется оптимальным сочетанием η_i η_m . Возрастание g_e при уменьшении n связано с падением индикаторного КПД вследствие ухудшения процессов смесеобразования, сгорания и увеличения тепловых потерь. Рост g_e при повышении n объясняется снижением механического КПД η_m .

Угол опережения зажигания. С ростом частоты вращения коленчатого вала продолжительность сгорания, выраженная в градусах поворота коленчатого вала, возрастает. Для сохранения оптимальных показателей двигателя необходимо увеличить угол опережения зажигания (см. регулировочную характеристику по углу опережения зажигания), что обеспечивается работой центробежного автомата опережения прерывателя-распределителя.

Контрольные вопросы

- 1 Что называется скоростной характеристикой карбюраторного двигателя?
- 2 Поясните порядок выполнения работы
- 3 От чего зависит коэффициент наполнения в двигателе?
- 4 От чего возрастает индикаторный КПД после увеличения частоты вращения коленчатого вала?
- 5 Как определяется эффективная мощность двигателя?
- 6 Что называется номинальной мощностью двигателя?
- 7 Как определяется часовой расход топлива в двигателе?

Литература: [1, с. 14 – 25; 3, с. 162 – 170; 6, с. 82 – 112].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Гуревич А.М., Сорокин Е.М. Тракторы и автомобили. М.: Колос, 1979. 479 с.
- 2 Гуревич А.М., Болотов А.К., Судницин В.И. Конструкция тракторов и автомобилей. М.: Агропромиздат, 1989. 368 с.
- 3 Тракторы и автомобили / Под ред. В.А. Скотникова. М.: Агропромиздат, 1985. 440 с.
- 4 Иларионов В.А. Теория и конструкция автомобиля. М.: Машиностроение, 1992. 416 с.
- 5 Семенов В.М., Власенко В.Н. Трактор. М.: Агропромиздат, 1983. 352 с.
- 6 Гельман Б.М., Москвин М.В. Сельскохозяйственные тракторы и автомобили. М.: Колос, 1993. 415 с.
- 7 Боровских Ю.И., Буравлев Ю.В., Морозов К.А. Устройство автомобилей. М.: Высш. шк., 1988. 287 с.