

УДК 621.43+621.43.01

Н. И. Мищенко, д-р техн. наук, В. Г. Заренбин, д-р техн. наук, Т. Н. Колесникова, инж. В.Л. Супрун, асп.

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПЕРЕМЕННОЙ СТЕПЕНЬЮ СЖАТИЯ

Введение

Регулирование степени сжатия (ϵ) на частичных режимах бензинового двигателя внутреннего сгорания (ДВС) позволяет повысить его КПД и уменьшить при этом расход топлива.

До настоящего времени создано большое разнообразие двигателей с $\epsilon = \text{var}$, которые отличаются между собой способом регулирования степени сжатия, рабочим циклом, конструкцией [1-8]. Регулирование ϵ должно обеспечивать максимально достижимую (оптимальную), по условиям начала детонационного сгорания, степень сжатия на любом скоростном и нагрузочном режимах работы двигателя. Превышение степени сжатия над оптимальной вызывает детонационное сгорание, а занижение ϵ приводит к ухудшению экономичности двигателя.

При проектировании двигателя с $\epsilon = \text{var}$ необходимо обращать особое внимание на выбор расчетных параметров, обеспечивающих наилучшие условия протекания рабочего процесса при различных степенях сжатия, отвечающих определенным режимам работы двигателя. Кроме того, должны быть подобраны геометрические и рабочие параметры механизма изменения степени сжатия, благодаря которым механизм будет обеспечивать требуемую чувствительность и высокое быстродействие.

1. Постановка задачи

В настоящее время еще недостаточно изучены вопросы рабочего процесса двигателя при переменной степени сжатия. Вскрытию закономерностей протекания рабочего процесса при различных ϵ по-

священы работы Махалдиани В. В. [9], Золотаревского В. С. [10], Wallace W. A. и Lux F.V. [11] и др.

В двухтактном двигателе с кривошипно-камерной продувкой сложность протекания параметров рабочего процесса в условиях переменной степени сжатия заключается в следующем:

1. При изменении степени сжатия создаются, благодаря наличию выпускного и продувочных окон, новые условия процессов газообмена, сжатия и сгорания-расширения.

2. В случае регулирования степени сжатия за счет, например, относительного перемещения поршня происходит изменение проходных сечений органов газораспределения, из-за чего меняются условия и параметры взаимодействия термодинамических процессов в двигателе.

Существующие методики с определенной достоверностью позволяют провести расчет рабочего процесса двигателя, однако для этого должны быть корректно определены исходные данные такого расчета. В двухтактном двигателе с кривошипно-камерной продувкой такими исходными данными могут являться коэффициент избытка продувочного воздуха ϕ_0 и давление продувки p_k . Значение этих величин может быть определено в результате расчета продувочного компрессора. При этом следует учитывать влияние переменной степени сжатия на изменение ϕ_0 и p_k .

В известной технической литературе нет материалов по методике расчета кривошипно-камерного продувочного компрессора двигателей с переменной степенью сжатия. Очень мало данных и для обычных

двухтактных бензиновых ДВС. Определение параметров продувочного компрессора в основном базируется на расчете процессов продувки и наполнения цилиндра двигателя, которые моделируются с помощью сложной системы нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих неустановившееся трехмерное движение потока сжимаемой жидкости при наличии теплообмена с окружающей средой и при сложных граничных условиях.

Известные методы расчета двухтактного двигателя не позволяют изучить закономерности влияния различных конструктивных факторов на показатели продувочного компрессора и исследовать особенности рабочего процесса двигателя в целом в зависимости от переменной степени сжатия. Поэтому они не могут в достаточной мере использоваться при проектировочных и доводочных работах.

2. Решение проблемы

Для возможности исследования и выполнения соответствующих проектировочных расчетов двухтактного двигателя с переменной степенью сжатия авторами статьи разработана методика расчета кривошипно-камерного продувочного компрессора и двигателя в целом. При этом получены уравнения, позволяющие проводить качественную и количественную оценку влияния различных факторов на показатели рабочего процесса двигателя.

Рассмотрим некоторые из особенностей расчета продувочного компрессора.

Коэффициент избытка продувочного воздуха

Величину φ_0 (или коэффициент наполнения кривошипной камеры) можно представить в виде:

$$\varphi_0 = \eta'_{ок} \lambda_{др} \lambda_T \lambda_{пл} \lambda_{над}, \quad (1)$$

где $\eta'_{ок}$ – объемный коэффициент наполнения кривошипной камеры, отнесенный к условиям состояния на впуске, а именно $p_{вп}$, $T_{вп}$;

$\lambda_{др}$ – коэффициент дросселирования;

λ_T – коэффициент подогрева смеси;

$\lambda_{пл}$ – коэффициент плотности;

$\lambda_{над}$ – коэффициент газодинамического наддува.

Величина φ_0 может иметь различное значение в зависимости от того, как осуществляется газораспределение на впуске в кривошипную камеру – принудительно, например с помощью золотника, или посредством пластинчатого клапана.

Объемный коэффициент наполнения:

$$\eta'_{ок} = 1 - a_m \left[\left(1 + \frac{a_{nx}}{a_m} \right) \left(\frac{p_{np}}{p_{вп}} \right)^{\frac{1}{n_{2к}}} - 1 \right], \quad (2)$$

где a_m – относительный мертвый объем кривошипной камеры, вычисляется по формуле:

$$a_m = \frac{1 - \varepsilon_k a_n}{\varepsilon_k - 1}, \quad (3)$$

где ε_k – фактическая степень сжатия в кривошипной камере, заданная заводом-изготовителем;

a_n – доля рабочего объема кривошипной камеры, теряемого на продувочные окна;

a_{nx} – относительная переменная высота продувочных окон, зависящая от ε_x ,

$$a_{nx} = a_n - \frac{\varepsilon_x - \varepsilon}{\varepsilon_x (\varepsilon - 1)} (1 - a_6), \quad (4)$$

где a_6 – доля рабочего объема цилиндра двигателя, теряемого на выпускные окна;

$n_{2к}$ – средний показатель политропы расширения в кривошипной камере;

p_{np} – давление конца продувки (начала обратного расширения);

$p_{вп}$ – давление впуска.

При изменении степени сжатия в цилиндре изменяется также степень сжатия в кривошипной камере, которая определяется по формуле:

$$\varepsilon_{кк} = \frac{\varepsilon_k}{1 - \frac{(\varepsilon_k - 1)(\varepsilon_x - \varepsilon)}{\varepsilon_x (\varepsilon - 1)} \frac{1 - a_6}{1 - a_n}}. \quad (5)$$

где ε_x и $\varepsilon_{кх}$ – переменная степень сжатия соответственно в цилиндре двигателя и кривошипной камере.

Коэффициент дросселирования

Коэффициент дросселирования $\lambda_{др}$ учитывает уменьшение производительности продувочного компрессора из-за аэродинамических потерь во впускной системе.

Для рассмотрения процесса впуска удобнее разделить влияние впускного окна и впускного трубопровода на наполнение кривошипной камеры. Тогда коэффициент дросселирования:

$$\lambda_{др} = \lambda_{окн} \lambda_{вп}, \quad (6)$$

где $\lambda_{окн}$ и $\lambda_{вп}$ – коэффициент дросселирования впускного окна и впускного трубопровода.

Коэффициент дросселирования впускного трубопровода $\lambda_{вп}$ для данного типа двигателя может быть определен экспериментально. Выражение для определения $\lambda_{окн}$ имеет вид:

$$\lambda_{окн} = 1 - \kappa_{окн} \frac{\rho_{вп}}{\rho} n^2, \quad (7)$$

где $\kappa_{окн}$ – коэффициент пропорциональности, зависящий от геометрических размеров впускного окна и кинематики поршня;

$\rho_{вп}$ – плотность смеси на впуске;

n – частота вращения коленчатого вала.

Коэффициент подогрева

Коэффициент подогрева λ_T характеризует потери наполнения кривошипной камеры, а соответственно и производительности продувочного компрессора, от снижения плотности свежего заряда за счет повышения его температуры на ΔT .

Коэффициент λ_T представим в виде:

$$\lambda_T \approx \lambda_{вп} \lambda_{кр} \lambda_n \lambda_{T_{др}} \lambda_\varepsilon \lambda_\alpha, \quad (8)$$

где частные коэффициенты подогрева (охлаждения) смеси в процессе наполнения кривошипной камеры определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_n &= 1 - \frac{\Delta T_N}{T_0} \left[\left(\frac{n_N}{n} \right)^{0.6} - 1 \right]; \\ \lambda_{T_{др}} &= 1 - \frac{\Delta T_N}{T_0} \left[\left(\frac{N_e}{N_{eN}} \right)^{-0.35} - 1 \right]; \\ \lambda_\varepsilon &= 1 + \frac{\Delta T_N}{T_0} \left[1 - \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_x} \right)^{0.22} \right]; \\ \lambda_\alpha &= 1 + \frac{x_m r}{T_0 (\alpha l_0 c_{pв} + c_T)}; \\ \lambda_{вп} \lambda_{кр} &= \lambda_\alpha - \frac{\Delta T_N}{T_0}. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Здесь T_0 – температура на впуске;

ΔT_N , N_{eN} и n_N – соответственно температура подогрева смеси, мощность и частота вращения коленчатого вала при номинальном режиме работы двигателя;

α – коэффициент избытка воздуха;

l_0 – теоретическое количество воздуха;

x_m – доля испарившегося топлива;

r – теплота парообразования 1 кг топлива;

$c_{pв}$ – средняя массовая теплоемкость воздуха при постоянном давлении;

c_T – теплоемкость жидкого топлива.

Коэффициент плотности

Коэффициент плотности $\lambda_{пл}$ учитывает как утечки и перетечки свежей топливовоздушной смеси в продувочном компрессоре, так и заброс определенного количества продуктов сгорания из цилиндра двигателя в кривошипную камеру. Влияние утечек и перетечек свежей смеси и заброса продуктов сгорания на производительность продувочного компрессора различно.

Используя результаты предварительных исследований, в практических расчетах можно принять

$$\lambda_{пл} = 0,95 \dots 0,98.$$

Коэффициент наддува

При циклической работе двигателя возникают во всасывающей патрубке пульсации давления, обусловленные инерционностью потока смеси. В этом случае происходит так называемый газодинамический наддув кривошипной камеры.

Влияние инерционности потока смеси на характеристики продувочного компрессора учитывается в нашем случае коэффициентом наддува $\lambda_{\text{над}}$.

Для определения дозарядки кривошипной камеры разработана математическая модель, которая позволяет также определить индикаторные параметры продувочного компрессора – работу, среднее давление, мощность.

Процессы, протекающие в цилиндре двигателя, рассчитываются по известным соотношениям при учете влияния ϵ_x .

Заключение

Представленный метод расчета позволяет выбрать рациональные конструктивные и термодинамические параметры двигателя на стадии проектирования и доводки.

Список литературы:

1. Хуциев А. И. Двигатели внутреннего сгорания с регулируемым процессом сжатия. — М.: Машиностроение, 1986. — 180 с. 2. Tumoney S. G. Variable compression ratio diesel engine // Intersoc. EnergyCon-

vers. – Eng. Conf. — Boston, Mass. — 1971. — P. 356 – 363. 3. Lee R.C. Effect of compression ration, mixture strength, spark timing, and coolant temperature upon exhaust emissions and power. — 17 p. (Prepr. / SAE, s. a., № 7108326). 4. Кутенев Ф. Т., Зленко М. А., Тер-Мкртчян Г. Г. Управление движением поршней — неиспользованный резерв улучшения мощностных и экономических показателей дизеля // Автомобильная промышленность. — 1998. — № 11. — С. 25 – 29. 5. Pouliot H. N., Delameter W. R., Robinson C. W. A Variable Displacement Spark Ignition Engine // SAE Paper. — 1977. — № 770114. 6. Еремкин В. Экспорт технологий // Авто Ревю. — 2000. — № 5. — С. 32. 7. Variable Kompression // Auto, Mot. und Sport, DE. — 2000. — № 6. — С. 12. 8. Заявка 19858245 Германия, МПК {F} F 01 B 31/14, F 02 D 15/02. Kolben mit variabler Kompressionshohe fur eine Hubkolbenmaschine, insbesondere Brennkraftmaschine / Gregor Fischer. Bayerische Motoren Werke AG. (DE) — № 19858245.5; Заявл. 17.12.1998; Опубл. 21.06.2000. 9. Махалдиани В.В., Эджибия И. Ф., Леонидзе А. М. Двигатели внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степени сжатия. — Тбилиси: Мецниереба, 1973. — 272 с. 10. Золотаревский В. С. Влияние степени сжатия на рабочий процесс двигателя ГАЗ-51 // «Автомобильная промышленность». — 1957. — № 5. 11. Wallace W. A., Lux F. B. New Piston Design makes Practical // “VC – Ratio Engine”. — SAE. — 1964. — № 1, vol. 72. — P. 82 – 86.