УДК 621.436: 621.43.019.2

МОДЕЛЬ ТУРБОНАДДУВА В ЦИКЛЕ ДВИГАТЕЛЯ С ПЕРЕМЕННЫМ ДАВЛЕНИЕМ ВОЗДУХА НА ВПУСКЕ

Гаврилов А.А., Гоц А.Н.

ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», Владимир, e-mail: hotz@mail.ru

Проведен анализ эффективности совместной работы поршневого двигателя и турбокомпрессора при любом виде наддува (импульсном, изобарном или промежуточном) и показано, что она зависит от величины амплитуд колебания давления свежего заряда во впускном трубопроводе. Из-за цикличности процессов впуска изменяется давление рабочего тела и коэффициент наполнения, что сказывается не только на экономических, но и экологических показателях двигателя. Для уменьшения влияния волновых процессов обычно рекомендуют выбирать объемы впускного трубопровода не менее трех объемов рабочего процесса двигателя. Для согласования расходных характеристик двигателя и компрессора на стадии проектирования была разработана математическая модель турбонаддува, учитывающая особенности процессов в цилиндре и системах газообмена при больших амплитудах колебания давления, обусловленных неравномерным порядком впусков (или их отсутствием) свежего заряда в цилиндры, подсоединённые к трубопроводу. Предлагаемая модель является составным блоком модели цикла поршневого двигателя.

Ключевые слова: поршневой двигатель, турбокомпрессор, колебание давления, рабочее тело, коэффициент наполнения

MODEL OF A TURBO-SUPERCHARGING IN A CYCLE OF THE ENGINE WITH VARIABLE PRESSURE OF AIR UPON AN ADMISSION

Gavrilov A.A., Gots A.N.

Vladimir State University named after Alexander and Nikolay Stoletovs, Vladimir, e-mail: hotz@mail.ru

The analysis of efficiency of teamwork of the piston engine and turbocharger is lead at any kind of pressurization (pulse, isobaric or intermediate) and is shown, that it depends on size of amplitudes of fluctuation of pressure of a fresh charge in the inlet pipeline. Because of cyclicity of processes of an admission pressure of a working body and factor of filling that affects not only on economic, but also ecological parameters of the engine changes. For reduction of influence of wave processes usually recommend to choose volumes of the inlet pipeline not less than three volumes of working process of the engine. For the coordination of account characteristics of the engine and the compressor on a design stage the mathematical model of the turbo-supercharging, taking into account features of processes in the cylinder and systems of gas exchange have been developed at the big amplitudes of fluctuation of the pressure, the admissions caused by non-uniform order (or by their absence) a fresh charge in the cylinders connected to the pipeline. The offered model is the compound block of model of a cycle of the piston engine.

Keywords: the piston engine, turbocharger, fluctuation of pressure, working body, factor of filling

Эффективность совместной работы поршневого двигателя и турбокомпрессора (ТК) при любом виде наддува (импульсном, изобарном или промежуточном) в значительной мере зависит от величины амплитуд колебания давления свежего заряда p_s во впускном трубопроводе. Именно в нём проявляется влияние цикличности процессов впуска на колебания давления рабочего тела. Чтобы уменьшить их негативное влияние на показатели совместной работы двигателя и компрессора, в справочной литературе рекомендуется принимать соотношение объёма трубопровода V_s и рабочего объёма V_h цилиндра $V_s \geq V_h$. Основными параметрами, определяющими интенсивность колебаний давления, являются объём впускного трубопровода V_s, количество подсоединённых к нему цилиндров и очерёдность их работы [4]. Это подтверждено исследованиями дизеля 2ЧН 10,5/12 с турбонаддувом [1]. Предварительные расчёты показали, что для увеличения мощности от 22,1 до 30 кВт при $\alpha = 1{,}7$ требуется расход воздуха $G_k \approx 0{,}049$ кг/с и степень повышения давления в компрессоре $\pi_k = 1{,}6$. На характеристике компрессора TD03-06G этому режиму соответствует КПД $\eta_k = 0{,}73$. При испытаниях с $V_s = 0{,}91 V_h \approx 1$ дм^3 дизель показал неудовлетворительные результаты ($Ne = 24$ кВт, $g_e = 290$ г/(кВт·ч)). С увеличением объёма V_s до 6,5 дм^3 показатели дизеля повысились до $Ne = 30$ кВт при $g_e = 230$ г/(кВт·ч). При этом было установлено, что чем больше колебания давления $p_k(\pi_k)$ и расхода воздуха G_k на впуске, тем менее достоверными являются результаты согласования совместной работы двигателя и ТК по средним за цикл показателям.

Цель исследований. Для согласования расходных характеристик двигателя и компрессора на стадии проектирования была разработана математическая модель турбонаддува, учитывающая особенности процессов в цилиндре и системах газообмена при больших амплитудах колебания давления, обусловленных неравномерным порядком впусков (или их отсутствием) свежего

заряда в цилиндры, подсоединённые к трубопроводу. Предлагаемая модель является составным блоком модели цикла поршневого двигателя.

Методы исследования. Аналитическое исследование.

Результаты исследования и их обсуждение

При моделировании цикла в двигателе используются только входные и выходные показатели: расходы, давления, КПД, частота вращения ротора, т.е. агрегат наддува представляется в виде «черного ящика». Передача энергии от выпускных газов к свежему заряду через турбокомпрессор происходит по схеме: $E_{\text{Т}} \to E_{\text{ТК}} \to E_{\text{К}}$. Здесь $E_{\text{Т}}$ – кинетическая энергия турбины; $E_{\text{ТК}}$ – кинетическая энергия турбокомпрессора; $E_{\text{К}}$ – кинетическая энергия компрессора [5].

При работе двигателя на заданном режиме ротор турбокомпрессора имеет значительную величину кинетической энергии $E_{\text{ТК}}$. В течение цикла он получает от выпускных газов через турбину добавочную энергию $E_{\text{Т}}$ и через компрессор в количестве $E_{\text{К}}$ передает ее свежему заряду. Для промежутка времени $d\tau$ этот процесс описывается уравнением

$$\frac{dE_{\text{ТК}}}{d\tau} = \frac{d(E_{\text{Т}} - E_{\text{К}})}{d\tau}. \qquad (1)$$

Кинетическая энергия ротора турбокомпрессора (ТК) $E_{\text{ТК}}$ при установившемся вращении

$$E_{\text{ТК}} = \frac{J_{\text{ТК}}\,\omega_{\text{ТК}}^2}{2}. \qquad (2)$$

Момент инерции ротора $J_{\text{ТК}}$(кг·м^2) для консольного колеса радиально-осевой турбины определяется по эмпирической формуле

$$J_{\text{ТК}} = d_{\text{т}}^{4,74} \cdot 10^{-6},$$

где $d_{\text{Т}}$ – диаметр рабочего колеса турбины, см; $\omega_{\text{ТК}} = \pi n_{\text{ТК}}/30$ – угловая скорость вращения ротора ТК, рад/с.

Для конечного промежутка времени $\Delta\tau$ энергия $E_{\text{т}}$, передаваемая газами турбине, равна [7]

$$E_{\text{Т}} = G_{\text{Т}}\, H_{\text{Т}}\, \eta_{\text{Т}}\, \Delta\tau, \qquad (3)$$

где $H_{\text{т}}$ – удельная адиабатная работа газа в турбине

$$H_{\text{Т}} = \frac{k_{\text{Т}}}{k_{\text{Т}} - 1} R\, T_{\text{Т}} \left[1 - \left(\frac{p_{\text{ТО}}}{p_{\text{Т}}} \right)^{\frac{k_{\text{Т}}-1}{k_{\text{Т}}}} \right];$$

$p_{\text{ТО}}$ – давление газа за турбиной; $p_{\text{т}}$ – давление перед турбиной (принято равным давлению газов в выпускном трубопроводе $p_{\text{т}} = p_p$); $k_{\text{т}}$ – показатель политропы расширения газа в турбине; $\eta_{\text{т}}$ – КПД турбины, работающей в условиях переменного давления $p_{\text{т var}}$, для сложившихся к рассматриваемому моменту времени расходу газа $G_{\text{т}}$ и работы $H_{\text{т}}$, определяется по экспериментальным характеристикам турбины [8].

Анализ работы ТК показывает, что энергия, получаемая турбиной от выпускных газов $E_{\text{т}}$ за цикл, не превышает 2,0% от кинетической энергии $E_{\text{тк}}$. Вследствие этого переменное давление газа перед турбиной приводит к незначительным, менее 1%, колебаниям частоты вращения ротора турбокомпрессора $n_{\text{тк}}$. Незначительные изменения энергии $E_{\text{тк}}$ за цикл обусловливают и небольшие колебания значений энергии $E_{\text{К}}$, передаваемой компрессором свежему заряду. Это позволяет вести расчёт наддува в периоды отсутствия подачи газов на турбину и впуска в цилиндры в одно и двух цилиндровых двигателях [3, 4].

Для определения текущего значения энергии $E_{\text{К}}$ введем коэффициент пропорциональности (запаса кинетической энергии), вычисляемый по средним за цикл показателям наддува на расчётном режиме работы двигателя

$$K_{\text{ТК}} = \left(E_{\text{ТК ср}} + E_{\text{Т ср}}\right) \Big/ E_{\text{К ср}}.$$

Тогда количество энергии, полученной компрессором от ротора ТК, обладающего к данному моменту времени энергией $E_{\text{тк}} + E_{\text{т}}$, можно вычислить по уравнению

$$E_{\text{К}} = (E_{\text{ТК}} + E_{\text{Т}}) \big/ K_{\text{ТК}}. \qquad (4)$$

Уравнение для вычисления энергии, переданной в компрессоре свежему заряду, имеет вид

$$E_{\text{К}} = G_{\text{К}}\, H_{\text{К}}\, \Delta\tau / \eta_{\text{К}}. \qquad (5)$$

где $G_{\text{К}}$, $\eta_{\text{К}}$ – расход воздуха и КПД компрессора; $H_{\text{К}}$ удельная работа сжатия воздуха

$$H_{\text{К}} = \frac{k}{k-1} R\, T_O \left[\left(\frac{p_{\text{К}}}{p_{\text{ОК}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right];$$

k – показатель политропы сжатия в компрессоре; $p_{\text{ОК}}$, $p_{\text{К}}$ – давления воздуха перед компрессором и после компрессора (принято равным давлению воздуха во впускном трубопроводе $p_{\text{К}} = p_s$).

Для определения текущих значений $G_{\text{К}}$ и $\eta_{\text{К}}$ при работе двигателя с турбонаддувом уравнение (5) решается относительно отношения $(G_{\text{К}}/\eta_{\text{К}})_d$

$$\left(\frac{G_{\text{К}}}{\eta_{\text{К}}} \right)_d = \frac{E_{\text{К}}}{\Delta\tau\, H_{\text{К}}}. \qquad (6)$$

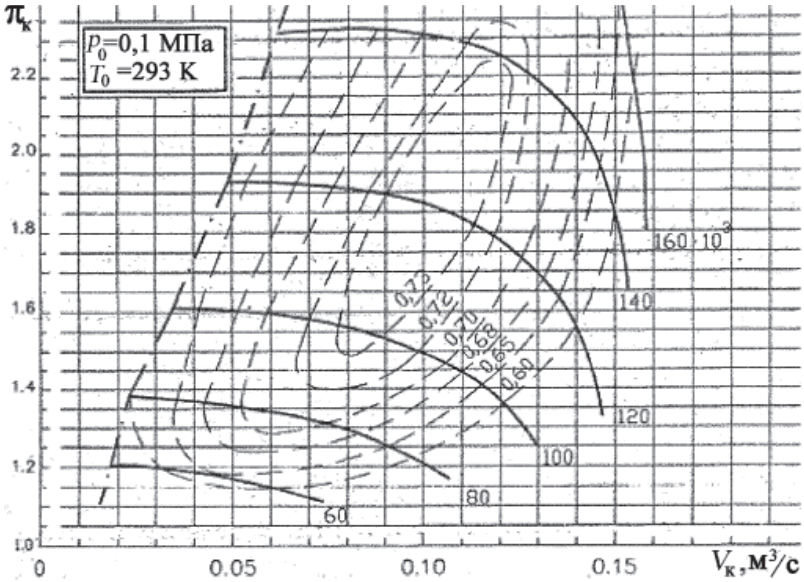

Рис. 1. Характеристика центробежного компрессора

При расчёте цикла по углу поворота коленчатого вала (°пкв) вместо $\Delta\tau$ принимается интервал $\Delta\varphi = \omega\Delta\tau$, где угловая скорость ω,°п.к.в./с ($\omega = \omega_r 180/\pi = 6n_d$, ω_r, рад/с; n_d – частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$.

По величине отношения $(G_К/\eta_К)_d$ значения $G_К$ и $\eta_К$ определяются с использованием характеристики компрессора.

Методика её применения базируется на уникальной особенности отношения $(G_k/\eta_k)_x$, вычисленного при $\pi_k = \text{const}$ на характеристике компрессора (рис. 1) – возрастать с увеличением расхода воздуха G_k (рис. 2). Теоретически это отношение представляет предельный расход идеального газа на данном режиме работы центробежного компрессора. Для практического использования характеристика компрессора (например, на рис. 1) перестраивается в графики зависимости $(G_k/\eta_k)_x = f(G_k, \pi_k)$.

Значения G_k и η_k берутся в точках пересечения линии $\pi_k = \text{const}$ с кривыми $\eta_k = \text{const}$, начиная с границы помпажа. Значения $(G_k/\eta_k)_x$ аппроксимируются полиномами не выше четвёртой степени $(G_k/\eta_k)_x = f(G_k, \pi_k)$. Графики их для трёх π_k (1,5; 1,8; 2,1) приведены на рис. 2.

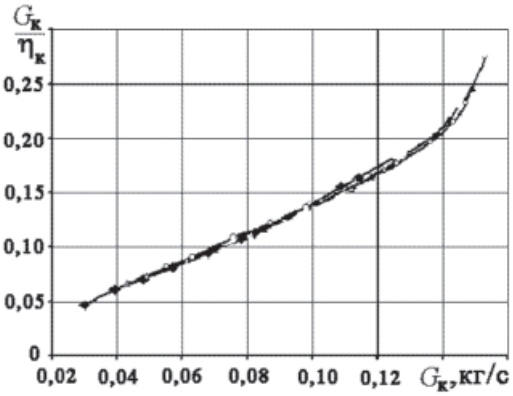

Рис. 2. График зависимости $G_к/\eta_к$ от $G_к$ при π_k равном 1,5; 1,8; 2,1 (см. рис. 1)

В программе расчёта цикла двигателя эти зависимости оформляются в виде матрицы коэффициентов полиномов. Для лучшего восприятия используемой методики приведём фрагмент ввода параметров с характеристикой при $\pi_k = 1{,}8$. Для удобства оформления исходных данных значения расхода воздуха, снятые с характеристики, увеличены в соответствии с масштабом шкалы m_G, т.е. $G_К/m_G$ (для формата 00.00).

KG = 12 PIK = 1.8000
4.3 4.9 6.1 7.0 8.1 8.5 11.2 11.8 12.8 13.7 14.2 14.9
.64 .65 .68 .70 .72 .73 .73 .72 .70 .68 .65 .60

Здесь принято: **KG** – число парных значений расходов G_k (1-я строка) и η_k (2-я строка);

PIK – степень повышения давления в компрессоре π_k. Результаты расчёта отношений G_k/η_k///, их аппроксимации функцией $(G_k/\eta_k)_x = f(G_k)$, коэффициенты полинома и оценка погрешностей (отклонения) для приведённого фрагмента имеют вид:

KP = 16 KG = 12 PIK = 1.8000

K	Коэф.полин.
0	0.84661E-01
1	-0.26380E + 01
2	0.77620E + 02
3	-0.67986E + 03
4	0.21924E + 04

N	Gk	Gk/кпд	(Gk/кпд) = f(Gk)	Отклонение
1	0.43000E-01	0.67188E-01	0.68190E-01	-0.10030E-02
2	0.49000E-01	0.75385E-01	0.74421E-01	0.96332E-03
3	0.61000E-01	0.89706E-01	0.88611E-01	0.10948E-02
4	0.70000E-01	0.10000E + 00	0.99791E-01	0.20889E-03
5	0.81000E-01	0.11250E + 00	0.11332E + 00	-0.82359E-03
6	0.85000E-01	0.11644E + 00	0.11817E + 00	-0.17288E-02
7	0.11200E + 00	0.15342E + 00	0.15270E + 00	0.72142E-03
8	0.11800E + 00	0.16389E + 00	0.16219E + 00	0.16954E-02
9	0.12800E + 00	0.18286E + 00	0.18148E + 00	0.13752E-02
10	0.13700E + 00	0.20147E + 00	0.20429E + 00	-0.28146E-02
11	0.14200E + 00	0.21846E + 00	0.21997E + 00	-0.15119E-02
12	0.14900E + 00	0.24833E + 00	0.24651E + 00	0.18218E-02

Здесь **KP = 16** – порядковый номер значения π_k, при котором вводились G_k и η_k, а столбец «Отклонение» позволяет оценить корректность их ввода. Для границы помпажа дополнительно формируются полиномы

$$(G_k)_{pom} = f(\pi_k) \text{ и } (G_k/\eta_k)_{pom} = f(\pi_k). \quad (7)$$

В программе расчёта цикла реализован следующий алгоритм определения текущих значений G_k и η_k:

1. Вычисляется расход газов через турбину G_T.

2. Рассчитываются последовательно параметры $H_Т$, $E_Т$, $E_{ТК}$, $H_К$, $E_К$ и отношение $(G_k/\eta_k)_d$ при степени повышения давления π_k на данный момент времени.

3. Определяется положение точки совместной работы двигателя и компрессора (совмещённая точка) относительно границы помпажа при данном π_k. Если $(G_k/\eta_k)_2 \le (G_k/\eta_k)_{pom}$, то вычисляются значения расхода $(G_k)_{pom}$ и КПД $(\eta_k)_{pom}$ на границе помпажа и выдаётся соответствующее сообщение.

4. Проверяется положение совмещённой точки относительно нижнего и верхнего значений π_k, принятых для аппроксимации характеристики компрессора. Если π_k выходит за принятые значения, то G_k и η_k вычисляются на соответствующей границе.

5. Если совмещённая точка не вышла за пределы, установленные в пунктах 3 и 4, то для данной степени π_k находятся ближайшие на характеристике компрессора $\pi_{k1} \le \pi_k \le \pi_{k2}$.

6. По значениям коэффициентов в полиномах функций $(G_k/\eta_k)_x = f(G_k)$ для π_{k1} и π_{k2} интерполируются коэффициенты полинома функции $(G_k/\eta_k)_x = f(G_k)$ для π_k.

7. По сформированным коэффициентам для значений G_{kx}, начиная от границы помпажа, с принятым шагом вычисляются значения полинома $(G_k/\eta_k)_x = f(G_{kx})$ и сравниваются со значением $(G_k/\eta_k)_d$, определённым по уравнению (6). Как только будет достигнуто соотношение $(G_k/\eta_k)_x \ge (G_k/\eta_k)_d$, вычисляется КПД компрессора $\eta_k = G_{kx}/(G_k/\eta_k)_x$ и текущий расход воздуха $G_k = \eta_k(G_k/\eta_k)_d$.

Выводы

Практика использования предлагаемой методики показала, что в районе средних значений π_k на характеристике компрессора погрешность определения текущих значений G_K и η_K не превышает 2 %, а при π_k, близких к π_{k1} или π_{k2} может повышаться до 5 % и более. Методика обеспечивает получение более достоверных результатов согласования совместной работы двигателя и турбокомпрессора при подсоединении к впускному трубопроводу менее трёх цилиндров, а при неравномерном порядке работы цилиндров – не более четырёх цилиндров.

Список литературы

1. Гаврилов А.А., Эфрос В.В. Импульсная система наддува четырехтактных малоцилиндровых дизелей // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1997. – № 10. – С. 16–18; № 11. – С. 24–27.

2. Гаврилов А.А. Определение текущего расхода воздуха в двигателях с турбонаддувом с использованием характеристики компрессора // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: материалы VIII Междунар. науч.-практ. конф., Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2001. – С. 41–45.

3. Гаврилов А.А. Проектирование турбокомпрессоров для наддува поршневых двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособие / А.А. Гаврилов, М.С. Игнатов; Владим. гос. ун-т. –Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2009. – 88 с. ISBN 978-5-9984-0003-2.

4. Гаврилов А.А. Аппроксимация универсальной характеристики компрессора в математической модели цикла ДВС / А.А. Гаврилов, В.М. Лазарев, Н.А. Шарапов, В.В. Эфрос / Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: материалы XII Международной науч.-практ. конференции. – Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2010. – С. 100–104.

5. Агрегаты воздухоснабжения комбинированных двигателей / Д.А. Дехович, Г.И. Иванов, М.Г. Круглов, П.С. Моргулис, В.Г. Перфилов; под ред. М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1973. – 296 с.

6. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: учебник для вузов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 720 с. (ISBN 978-5-7038-3086-4)

7. Хак Г., Лангкабель. Турбодвигатели и компрессоры: справ. пособие. – М.: ООО «Изд-во Астрель»: ООО «Изд-во АСТ», 2003. – 351 с.

8. Автомобильные двигатели с турбонаддувом: справочное пособие / Н.С. Ханин, Э.В. Аболтин, Б.Ф. Лямцев, Е.Н. Зайченко, Л.С. Аршинов. – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с.

References

1. Gavrilov A.A., Efros V.V. Pulse system of pressurization four-cycle малоцилиндровых diesel engines // Tractors and agricultural machines. 1997. no. 10. pp. 16 18; no. 11. pp. 24 27.

2. Gavrilov A.A. Definition of the current charge of air in engines with a turbo-supercharging with use of the characteristic of the compressor // Perfection power, economic and ecological parameters ICE: Materials VIII Internal scientific-practical conference, Vladimir State University-Vladimir, 2001. pp. 41–45.

3. Gavrilov A.A., M.S.Ignatov M.S. Designing turbochargers for pressurization of piston engines of internal combustion: Teaching materialstudies. Vladimir state university. Vladimir: Publishing house Vladim. State university, 2009. 88 p. ISBN 978-5-9984-0003-2.

4. Gavrilov A.A., Lazarev V.M., Sharapov N.A., Efros V.V. Approximation of the universal characteristic of the compressor in mathematical model of cycle ICE. Fundamental and applied problems of perfection of piston engines. Materials of XII International scientific-practical conference.- Vladimir State University. Vladimir, 2010. pp. 100–104.

5. Dehovich D.A., Ivanov G.I., Kruglov M.G., Morgulis P.C., Perfilov V.G. The aggregates air the combined engines. Under edit. M.G.Kruglov. M.: Mechanical engineering, 1973. 296 p.

6. Kavtaradze R.Z. Theory of piston engines. Special the chapter. The textbook for high schools. M.: Publishing house of MGTU it N.E.Bauman, 2008. 720 p. (ISBN 978-5-7038-3086-4)

7. Khak G., Landkabel. Turbo and compressors: справ. The handbook. M.: Open Company «Publishing house Astrel»: Open Company «Publishing house of nuclear heating plant», 2003. 351 p.

8. Hanin N.S., Aboltin E.V., Ljamtsev B.F., Zajchenko E.N., Arshins H.p.: Automobile engines with a turbo-supercharging. The handbook. M.: Mechanical engineering, 1991. 336 p.

Рецензенты:

Кобзев А.А., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой, ФГБОУ «Владимирский государственный университет им. Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», г. Владимир;

Кульчицкий А.Р., д.т.н., профессор, главный специалист, ООО «Завод инновационных продуктов», г. Владимир.

Работа поступила в редакцию 24.05.2013.