

УДК 629.1.032.001

Р.В. Русинов, В.В. Румянцев, Р.Ю. Добрецов

К ВОПРОСУ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИНЕРЦИОННО-РЕЗОНАНСНОГО НАДДУВА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

R.V. Rusinov, V.V. Rumiantsev, R.Yu. Dobretsov

TO THE ISSUE OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE INERTIAL SUPERCHARGING EFFECTIVENESS

Приведена математическая модель оценки эффективности инерционно-резонансного наддува. Теоретические выкладки проиллюстрированы примером расчета для дизельного двигателя транспортной машины и одной секции судового дизеля. Для оценки адекватности модели использованы результаты экспериментальных исследований.

ДВИГАТЕЛЬ. ДИЗЕЛЬ. ИНЕРЦИОННО-РЕЗОНАНСНЫЙ НАДДУВ. РАБОЧИЙ ЦИКЛ. ЭКОНОМИЧНОСТЬ.

Proposed a mathematical model for evaluation of inertial supercharging effectiveness. Theoretical groundwork is illustrated by the example of calculations for transport vehicle diesel engine and for one section of marine engine. To estimate the model adequacy used the experimental data.

ENGINE. DIESEL. INERTIAL SUPERCHARGER. WORK CYCLE. EFFICIENCY.

Сравнительно давно было установлено, что возникающие во впускных трубопроводах поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) пульсации рабочего тела могут быть использованы для повышения мощности самих двигателей путем дозарядки их цилиндров [1, 2].

В частности, в свое время подобный эффект повышения мощности был установлен при проведении научно-исследовательских работ в ЦНИИМФ применительно к тихоходным судовым дизелям типа 6Ч29/34 с числом оборотов коленчатого вала $n = 350 \text{ мин}^{-1}$, на Рижском дизелестроительном заводе (Ч8,5/11, $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$) и др.

В настоящее время подобный метод форсирования силовых агрегатов, называемый инерционно-резонансным наддувом, используют уже многие производители автомобилей даже при том, что эффект от него реально имеет место только для единичного режима работы двигателя, сообразно настройке системы впуска ДВС [3, 4]. Эффект инерционно-резонансного наддува дополняется наддувом за счет использования нагнетателей различных типов [1–4].

Последнее обстоятельство связано с необходимостью обеспечения резонанса колебательного процесса столба воздуха (горючей смеси) во всасывающем трубопроводе на частоте вращения коленчатого вала самого ДВС.

Этот резонанс достигается подбором индивидуальных для каждого цилиндра длины и диаметра всасывающего трубопровода, которые должны, помимо резонанса, обеспечить и минимальные аэродинамические потери кинетической энергии колеблющегося в нем потока

В результате проведенных в области инерционно-резонансного наддува научно-исследовательских работ (МВТУ, СПбГПУ и др.) были получены расчетные зависимости для определения геометрических размеров впускных трубопроводов двигателей [5], однако аналитическая оценка получаемого при этом эффекта до сих пор, по существу, не предложена, что связано с исключительной сложностью анализа протекающих в цилиндрах ДВС процессов газообмена.

Достаточно, к примеру, заметить, что завершение процесса выпуска из цилиндров широко отработавших газов, в частности для быстроход-

ных наиболее используемых четырехтактных двигателей, затягивается до 30° угла поворота коленчатого вала после верхней мертвой точки (ВМТ) положения поршня, а впускные клапаны при этом открываются за 30° до ВМТ, и период одновременных процессов всасывания и выпуска составляет до 60° п.кол. в. [5].

Для более продуктивного использования скоростного напора столба рабочего тела во впускном трубопроводе практически оказывается необходимым смещение фаз закрытия впускного клапана после нижней мертвой точки (НМТ) положения поршня в сторону большего запаздывания против их исходного значения.

Видимо, степень этого запаздывания в оптимальном случае должна определяться моментом достижения равенства динамического напора инерционного потока во всасывающем трубопроводе и давления в цилиндрах двигателя в конце их наполнения.

В нашей статье делается попытка оценить возможный комплексный эффект от использования инерционно-резонансного наддува, касающийся не только мощности, но и экономичности двигателей, исходя из условия дозарядки цилиндров инерционным потоком рабочего тела за период запаздывания закрытия впускных клапанов. Методические основы для проведения такой оценки были опубликованы в статьях [6–10].

В качестве первого примера такой оценки, рассмотрим вариант с упомянутым выше шестицилиндровым четырехтактным дизелем 6Ч29/34 мощностью $N_e = 350$ л.с. (267,4 кВт).

Для одноцилиндрового отсека подобного двигателя мощностью $N_e = 58,3$ л.с. (42,9 кВт) и с числом оборотов коленчатого вала $n = 350$ мин⁻¹ среднее эффективное давление рабочего цикла — $p_e = 6,68$ кг/см² (0,65 МПа), степень сжатия — $\epsilon = 13$; средняя скорость поршня — $c_m = 3,97$ м/с; диаметр цилиндра — $D = 290$ мм, ход поршня — $S = 340$ мм, коэффициент наполнения цилиндра в конце процесса всасывания — $\eta_v = 0,84$.

По данным натурных испытаний для номинального режима работы этого дизеля длина и диаметр всасывающего трубопровода, обеспечивающие инерционно-резонансный наддув, равны соответственно $l_s = 6,2$ м, $d_s = 100$ мм.

Рабочий объем цилиндра:

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 29^2}{4} \cdot 34 = 22446,3 \text{ см}^3.$$

Полный объем цилиндра: $V_a = V_h + V_c$, где объем камеры сгорания $V_c = V_a/\epsilon$, откуда $V_a = V_h + V_a/\epsilon$, или

$$V_a = \frac{\epsilon V_h}{\epsilon - 1} = \frac{13 \cdot 22446,3}{13 - 1} = 24316,8 \text{ см}^3.$$

Воздушный заряд цилиндра:

$$V_b = \eta_v V_a = 0,84 \cdot 24316,8 = 20426,1 \text{ см}^3.$$

Весовое количество воздуха G_b в цилиндре в безнаддувном варианте двигателя по уравнению состояния газа $pV = GRT$: $G_b = \frac{p_a V_a}{R_b T_a}$, где p_a — давление в цилиндре в конце процесса всасывания; $R_b = 0,287$ кДж/кг·град — газовая постоянная воздуха; температура воздуха с учетом его начального подогрева в цилиндре — $T_a = 273 + 40 = 313$ К.

Поскольку при окончательном заполнении цилиндра давление в нем по отношению к внешнему $p_0 = 0,098$ МПа пропорционально коэффициенту наполнения η_v , то $p_a = \eta_v p_0$, и весовое количество воздуха в цилиндре равно

$$G_b = \frac{\eta_v p_0 V_a}{R_b T_a} = \frac{0,84 \cdot 0,098 \cdot 10^6 \cdot 20426,1 \cdot 10^{-3}}{0,287 \cdot 10^3 \cdot 313} = 18,7 \text{ г.}$$

Полагая в случае инерционно-резонансного наддува численное значение фазы закрытия впускного клапана после НМТ против его начального значения (примерно 25° п.кол.в.) равным $\phi = 45^\circ$ п.кол., находим время возможной дозарядки цилиндра инерционным потоком воздуха

$$t_3 = \frac{\phi}{6n} = \frac{45}{6 \cdot 350} = 0,021 \text{ с.}$$

При этом средняя скорость заполнения цилиндра инерционным потоком, равная средней скорости потока во впускном трубопроводе в процессе всасывания, пропорциональна средней скорости поршня $\frac{Sn}{30}$ и отношению квадратов диаметров поршня (цилиндра) и трубопровода:

$$c_m = \frac{Sn \left(\frac{D}{d_s} \right)^2}{30} = \frac{0,34 \cdot 350 \left(\frac{0,29}{0,10} \right)^2}{30} = 33,4 \text{ м/с.}$$

При диаметре впускного клапана $d_k = 100$ мм и максимальном подъеме порядка 25 мм его подъем к моменту прихода поршня к НМТ, когда, собственно, кончается процесс самовсасывания и начинается инерционный наддув, составляет примерно $h_k = 12$ мм.

К моменту полного закрытия клапана, т. е. за период заполнения цилиндра инерционным потоком, его осредненное проходное сечение, естественно, составляет лишь половину от начального считая от положения клапана в момент нахождения поршня в нижней мертвой точке.

Таким образом, среднее проходное сечение клапана за период наддува с учетом угла наклона уплотнительной фаски клапана, равного 45° , в данном случае составит

$$f_k = 0,5\pi d_k h_k \sin 45^\circ = \\ = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 10 \cdot 1,2 \cdot 0,707 = 13,3 \text{ см}^2.$$

За указанное время в цилиндр поступит дополнительный объем воздуха

$$V_d = f_k c_m t_3 = 13,3 \cdot 33,4 \cdot 10^{-2} \cdot 0,021 = 932,9 \text{ см}^3.$$

Удельная плотность воздуха, поступающего из трубопровода в цилиндр, с учетом состояния рабочего тела в самом трубопроводе составляет

$$\rho_d = \frac{p_0}{R_B T_a} = \\ = \frac{0,098 \cdot 10^6}{0,287 \cdot 10^3 \cdot 293} = 1,17 \text{ кг/м}^3 = 1,17 \text{ г/л.}$$

Масса дополнительного воздуха в цилиндре двигателя:

$$G_d = \rho_d V_d = 1,17 \cdot 932,9 \cdot 10^{-3} = 1,09 \text{ г.}$$

При очевидном увеличении мощности двигателя пропорционально увеличению в его цилиндре количества воздуха G_d коэффициент прироста мощности равен

$$\lambda_n = \frac{G_B + G_d}{G_B} = \frac{18,7 + 1,09}{18,7} = 1,058.$$

Таким образом, сам прирост мощности двигателя за счет инерционно-резонансного наддува в данном случае составляет около 6 %.

В качестве второго примера оценки эффективности инерционно-резонансного наддува рассмотрим вариант четырехклапанного быстросходного бензинового автомобильного двигателя типа 4Ч8/6,6.

Его исходная мощность (без наддува) — $N_e = 70$ л.с. (51,5 кВт); $n = 6000$ мин⁻¹; $\varepsilon = 10,5$; $c_m = 13,2$ м/с; $\eta_v = 0,84$; среднее эффективное давление цикла $p_e = 0,78$ МПа; механический КПД — $\eta_m = 0,85$; эффективный КПД — $\eta_e = 0,32$; удельный расход бензина $g_e = 0,261$ кг/кВт·ч; $D = 80$ мм; $S = 66$ мм.

Для расчета форсирования двигателя принимаем данные всасывающего трубопровода (индивидуально для каждого из четырех цилиндров) [5, 10]: $l_s = 0,425$ м; $d_s = 46$ мм.

По аналогии с предыдущим

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{3,14 \cdot 8^2}{4} \cdot 6,6 = 331,6 \text{ см}^3;$$

$$V_a = \frac{\varepsilon V_h}{\varepsilon - 1} = \frac{10,5 \cdot 331,6}{10,5 - 1} = 366,5 \text{ см}^3;$$

$$V_B = \eta_v V_a = 0,84 \cdot 366,5 = 307,9 \text{ см}^3.$$

При давлении в цилиндре к моменту начала процесса сжатия $p_a = \eta_v p_0$ (где $p_0 = 0,098$ МПа, $p_a = 0,84 \cdot 0,098 = 0,082$ МПа и $T_a = 300$) исходный весовой воздушный заряд цилиндра равен

$$G_B = \frac{p_a V_B}{R_B T_a} = \frac{0,082 \cdot 10^6 \cdot 307,9 \cdot 10^{-3}}{0,287 \cdot 10^3 \cdot 300} = 0,29 \text{ г.}$$

При существенном «серийном» запаздывании закрытия впускных клапанов после НМТ (по фактическим данным для нефорсированного двигателя $\varphi = 70^\circ$ п. кол. в. [5]) ограничимся при наддуве фазовым «приростом» в десять градусов и примем $\varphi = 80^\circ$ п. кол. в.

$$\text{Тогда } t_3 = \frac{\varphi}{6n} = \frac{80}{6 \cdot 6000} = 2,22 \cdot 10^{-3} \text{ с.}$$

Средняя скорость воздуха во впускном трубопроводе составит

$$c_m = \frac{Sn \left(\frac{D}{d_s} \right)^2}{30} = \frac{0,066 \cdot 6000 \left(\frac{8}{4,6} \right)^2}{30} = 39,9 \text{ м/с.}$$

При диаметре двух выпускных клапанов $d_k = 30$ мм и подъеме их на момент прихода поршня в НМТ $h = 3$ мм их суммарное среднее проходное сечение $f_k = 0,5 \cdot 2\pi d_k h \sin 45^\circ = 0,5 \cdot 2 \times 3,14 \cdot 3 \cdot 0,3 \cdot 0,707 = 2,0 \text{ см}^2$.

Объем рабочего тела в результате инерционно-резонансного наддува составит

$$V_B = f_k \cdot c_m \cdot t_3 = 2,0 \cdot 39,9 \cdot 10^2 \cdot 2,22 \cdot 10^{-3} = 17,7 \text{ см}^3.$$

Весовой заряд воздуха в цилиндре с учетом относительного разрежения во всасывающем трубопроводе, обусловленного гидравлическим сопротивлением воздушного фильтра двигателя $\Delta p = 50$ мм водяного столба (0,05 кгс/см², или 0,0049 МПа), рассчитываем так:

$$p_m = p_0 - \Delta p = 0,098 - 0,0049 = 0,0931 \text{ МПа};$$

$$G_d = \frac{p_m V_d}{R_B T_m} = \frac{0,0931 \cdot 10^6 \cdot 17,7 \cdot 10^{-3}}{0,287 \cdot 10^3 \cdot 290} = 0,02 \text{ г}.$$

Коэффициент прироста мощности двигателя:

$$\lambda_H = \frac{G_B + G_d}{G_B} = \frac{0,29 + 0,02}{0,29} = 1,069.$$

Мощность двигателя 4Ч8/6,6 при инерционно-резонансном наддуве:

$$N_e^H = \lambda_H N = 1,069 \cdot 51,5 = 55,1 \text{ кВт}.$$

По известному выражению $N_e = 13,1 \cdot D^2 S p_e n i / m$, где p_e — среднее эффективное давление теплового цикла, i — число цилиндров, m — коэффициент тактности (для четырехтактного двигателя $m = 2$) имеем

$$p_e^H = \frac{N_e^H m}{13,1 \cdot D^2 S n i} = \frac{55,1 \cdot 2}{13,1 \cdot 0,08^2 \cdot 0,066 \cdot 6000 \cdot 4} = 0,83 \text{ МПа}.$$

Это значение давления заметно превышает исходное, равное 0,78 МПа.

Механический КПД форсированного двигателя, растущий по мере увеличения его мощности, оценивается по выражению [6, 10]

$$\eta_M^H = \frac{N_t^H}{N_e^H + N_e \frac{1 - \eta_M}{\eta_M}},$$

где N_e и η_e — исходные данные для нефорсированного двигателя.

Итак,

$$\eta_M^H = \eta_e \frac{N_e^H}{N_e} = \frac{55,1}{55,1 + 51,5 \frac{1 - 0,85}{0,85}} = 0,858.$$

Эффективный КПД форсированного двигателя (при равенстве индикаторных КПД сопоставляемых двигателей):

$$\eta_e^H = \eta_M^H \eta_i = \eta_M^H \eta_e / \eta_M = 0,858 \cdot 0,32 / 0,85 = 0,323.$$

При этом удельный расход топлива при низкой теплотворной способности для бензина $Q_m^H = 10300$ ккал/кг = 43100 кДж/кг составляет $g_e^H = \frac{3600}{Q_T^H \eta_e^H} = \frac{3600}{43100 \cdot 0,323} = 0,259$ кг/кВт·ч, что менее исходного значения 0,261 кг/кВт·ч для нефорсированного двигателя.

В общей оценке возможностей инерционно-резонансного наддува, видимо, следует исходить из того, что предельное значение давления в колебательном процессе столба рабочего тела во всасывающем трубопроводе достаточно близко к атмосферному p_0 .

Так, в частности, даже при нереальном полном торможении потока в трубопроводе, вообще исключаящем наполнение цилиндра, его статический напор при скорости потока, 33,4 м/с составляет всего $5,35 \cdot 10^{-4}$ МПа.

Следовательно, теоретически возможный предельный прирост мощности, к примеру при изначальном наполнении цилиндра $\eta_v = 0,84$, видимо, мог бы составить $\lambda_H = p_0 / \eta_v = 0,098 / 0,84 = 0,116$, т. е. величину до 11–12 %.

Предлагаемый метод допускает предварительную оценку возможного эффекта от использования инерционно-резонансного наддува ДВС. Однако вполне очевидна и необходимость в дополнительных экспериментальных и расчетных исследованиях для его уточнения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дьяченко, Н.Х. Теория двигателей внутреннего сгорания: рабочие процессы [Текст]: Учеб. для вузов по спец. «Двигатели внутреннего сгорания» / Н.Х. Дьяченко, А.К. Костин, Б.П. Пугачев [и др.];

под ред. Н.Х. Дьяченко.— Изд. 2-е, доп. и перераб.— Л.: Машиностроение, 1974.— 551 с.

2. Алексеев, В.П. Двигатели внутреннего сгорания: устройство и работа поршневых и комбиниро-

ванных двигателей [Текст]: Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / [В.П. Алексеев [и др.]]; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова.— 4-е изд., перераб. и доп.— М.: Машиностроение, 1990.— 283 с.

3. Системы управления дизельными двигателями [Текст] / Пер. с нем.— Москва: Изд-во ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004.— 480 с.

4. **Русинов, Р.В.** Агрегаты наддува двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособие [Текст] / Р.В. Русинов.— СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2006.— 101 с.

5. **Русинов, Р.В.** Тепловые двигатели. Двигатели автомобилей и тракторов [Текст]: учебное пособие / Р.В. Русинов, Р.Ю. Добрецов.— СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012.

6. **Русинов, Р.В.** Математическая модель теплового цикла поршневых двигателей внутреннего сгорания / Р.В. Русинов, Р.Ю. Добрецов // Научно-технические ведомости СПбГПУ.— 2012. № 1 (142).— С. 182–187.

7. **Русинов, Р.В.** Эффективность теплового процесса быстрого дизеля с предельно высокой степенью сжатия [Текст] / Р.В. Русинов, В.Б. Шеломов, Р.Ю. Добрецов // Научно-технические ведомости СПбГПУ.— 2010. №3(106).— С. 92–96.

8. **Русинов, Р.В.** Эффективность теплового цикла «адиабатного» двигателя внутреннего сгорания с газотурбинным наддувом [Текст] / Р.В. Русинов, Р.Ю. Добрецов // Научно-технические ведомости СПбГПУ.— 2012. №2-2(147). С. 121–127.

9. **Русинов, Р.В.** Сравнительный анализ эффективности работы дизелей с газотурбинным и механическим наддувом [Текст] / Р.В. Русинов, Р.Ю. Добрецов // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2010. № 4(110).— С. 111–115.

10. **Русинов, Р.В.** Поршневые двигатели внутреннего сгорания: тепловые циклы и их параметры: монография [Текст] / Р.В. Русинов, Р.Ю. Добрецов.— СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013.— 79 с.

REFERENCES

1. **D'iachenko N.Kh., Kostin A.K., Pugachev B.P. [i dr.].** Teoriia dvigatelei vnutrennego sgoraniia: rabochie protsessy [Tekst]: ucheb. dlia vuzov po spets. «Dvigateli vnutrennego sgoraniia» / pod red. N.Kh. D'iachenko.— Izd. 2-e, dop. i pererab.— Leningrad: Mashinostroenie, 1974.— 551 s. (rus.)

2. **Alekseyev V.P. [i dr.].** Dvigateli vnutrennego sgoraniia: ustroystvo i rabota porshnevnykh i kombinirovannykh dvigateley: uchebnyk dlia vuzov po spetsialnosti «Dvigateli vnutrennego sgoraniia» [Tekst] / pod red. A.S. Orlina, M.G. Kругlova.— 4-ye izd., pererab. i dop.— Moskva: Mashinostroyeniye, 1990.— 283 s. (rus.)

3. Sistemy upravleniya dizelnymi dvigatelyami [Tekst] / Per. s nem.— Moskva: «ZAO «KZhI «Za rulem»».— 2004.— 480 s. (rus.)

4. **Rusinov R.V.** Agregaty nadduva dvigateley vnutrennego sgoraniia: ucheb. posobiye [Tekst] / SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2006.— 101 s. (rus.)

5. **Rusinov R.V., Dobretsov R.Yu.** Teplovye dvigateli. Dvigateli avtomobilei i traktorov [Tekst]: uchebnoe posobie.— SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2012. (rus.)

6. **Rusino v R.V., Dobretsov R.Yu.** Matematicheskaia

model' teplovogo tsikla porshnevnykh dvigatelei vnutrennego sgoraniia / // Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU. 2012. № 1 (142)— S. 182–187. (rus.)

7. **Rusinov R.V., Shelomov V.B., Yu.R. Dobretsov** Effektivnost teplovogo protsessa bystrokhodnogo dizelya s predelno vysokoy stepenyu szhatiya [Tekst] // Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU.— 2010. №3(106).— S. 92–96. (rus.)

8. **Rusinov R.V., Dobretsov R.Yu.** Effektivnost teplovogo tsikla «adiabatnogo» dvigatelya vnutrennego sgoraniia sgazoturbinnym nadduvom [Tekst] // Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU.— 2012. №2-2(147).— S. 121–127 (rus.)

9. **Rusinov R.V., Dobretsov R.Yu.** Sravnitelnyy analiz effektivnosti raboty dizelye s gazoturbinnym i mekhanicheskim nadduvom / // Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU.— SPb.— 2010. № 4(110).— S. 111–115. (rus.)

10. **Rusinov R.V., Dobretsov R.Yu.** Porshnevyye dvigateli vnutrennego sgoraniia: teplovye tsikly i ikh parametry [Tekst]: monografiya.— SPb. : Izd-vo Politekhn. un-ta, 2013.— 79 s. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

РУСИНОВ Ростислав Викторович — доктор технических наук профессор кафедры двигателей, автомобилей и гусеничных машин Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, Россия; e-mail: kgm-spb@list.ru

РУМЯНЦЕВ Виктор Валентинович — кандидат технических наук профессор кафедры двигателей, автомобилей и гусеничных машин Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, Россия; e-mail: engine@pef.spbstu.ru

ДОБРЕЦОВ Роман Юрьевич — кандидат технических наук профессор кафедры двигателей, автомобилей и гусеничных машин Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, Россия; e-mail: kgm-spb@list.ru

AUTHORS

RUSINOV Rostislav V. — St. Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St. Petersburg, Russia; e-mail: kgm-spb@list.ru

RUMIANTSEV Victor V. — St. Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St. Petersburg, Russia; e-mail: engine@pef.spbstu.ru

DOBRETSOV Roman Yu. — St. Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St. Petersburg, Russia; e-mail: kgm-spb@list.ru