

ИССЛЕДОВАНИЕ ИНДИКАТОРНОГО ПРОЦЕССА ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПРОТИВОПОЛОЖНО-ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

*О.В. Абызов, к.т.н., доцент, А.А. Метелев, ассистент,
Санкт-Петербургский политехнический университета Петра Великого*

Несмотря на ведущийся в последние десятилетия поиск вариантов замены двигателя внутреннего сгорания, потенциал последнего еще далеко не исчерпан. Один из наиболее успешных вариантов реализации термодинамического цикла ДВС — двухтактный двигатель с противоположно-движущимися поршнями (ПДП). Представлен сравнительный анализ индикаторных процессов четырехтактного двигателя и двухтактного двигателя с ПДП. Расчет показателей индикаторного процесса производится с использованием нульмерной модели цилиндра для замкнутого участка цикла. Оценка насосных потерь в рассматриваемых конфигурациях двигателей выполнена методом численного моделирования систем газообмена с помощью программы G-POWER. Результаты расчетов демонстрируют преимущество двухтактного двигателя с ПДП по тепловой эффективности, удельному расходу топлива, мягкости рабочего процесса. По мнению авторов, двигатели с ПДП перспективны и могут найти применение на транспортных средствах и в атомной энергетике.

Введение

Двухтактные двигатели с противоположно-движущимися поршнями (ПДП) были изобретены в XIX веке и впоследствии нашли широкое применение в авиации, морском и железнодорожном транспорте, военной технике [1–3]. Известные, благодаря своей высокой удельной мощности, двухтактные двигатели с ПДП демонстрируют также высокую термодинамическую эффективность по сравнению с четырехтактными аналогами. В статье представлены результаты расчетов и сравнительный анализ циклов двухтактного двигателя с ПДП и четырехтактного двигателя той же размерности.

Сравнения такого рода затруднительны, потому что результат сильно зависит от исходных данных и граничных условий, которые должны быть оправданными и беспристрастными. Исходя из этих соображений, представленное в статье исследование построено следующим образом.

Во-первых, для устранения влияния трения рассматриваются модели сравниваемых двигателей с одинаковым числом поршней и одинаковой размерности. Это делается путем несложной «трансформации» шестицилиндрового четырехтактного двигателя сначала в гипотетический трехцилиндровый четырехтактный двигатель с ПДП с тем же диаметром цилиндра и ходом поршня, а затем в трехцилиндровый двухтактный двигатель с ПДП. Таким образом, при сохранении базовой геометрии нивелируется разница в трении в цилиндро-поршневой группе и подшипниках скольжения.

Во-вторых, расчет показателей индикаторного процесса рассматриваемых конфигураций двигателей выполняется для замкнутого участка цикла с применением нульмерной модели цилиндра [4], учитывающей конечную скорость сгорания, неизотермичность параметров рабочего тела и потери энергии на теплообмен со стенками цилиндра. Расчеты на начальном этапе исследования приводятся без учета газообмена и соответствующих ему потерь энергии. Расчетные параметры: степень сжатия, давление и температура воздуха на впуске, частота вращения коленчатого вала, мощность — принимаются одинаковыми для всех рассматриваемых конфигураций двигателей. Результаты моделирования выполнены для различных нагрузочных и скоростных режимов работы двигателей.

Наконец, на заключительном этапе расчетов выполнена оценка насосных потерь, возникающих при осуществлении газообмена в рассматриваемых конфигурациях двигателей. С этой целью построены расчетные модели двигателей, включающие системы обеспечения газообмена. При этом эффективность газообмена для всех вариантов принимается идеальной, хотя и с дополнительным принятым ограничением по выбросам NO_x , связанным с величиной допустимого давления на впуске.

Рассматриваемые конфигурации двигателя

В данном исследовании были рассмотрены три конфигурации двигателя:

1. шестицилиндровый рядный четырехтактный (4-т ряд.) двигатель;

2. гипотетический трехцилиндровый четырехтактный двигатель с ПДП (4-т ПДП);

3. трехцилиндровый двухтактный двигатель с ПДП (2-т ПДП).

Для нивелирования разницы в работе сил трения в ЦПГ диаметр цилиндра и ход каждого поршня приняты одинаковыми для всех трех вариантов. Некоторые различия в геометрии двигателя и фазах газораспределения приняты для учета особенностей газообмена двухтактного двигателя. Мощность и частота вращения коленчатого вала установлены постоянными и одинаковыми для всех вариантов. Схемы двигателей представлены на рис. 1.

Для шестицилиндрового четырехтактного двигателя были приняты следующие рабочие параметры:

- рабочий объем цилиндра $V_s = 1$ л;
- мощность $P = 220,6$ кВт (300 л. с.) при $n = 2400$ об/мин;
- отношение хода поршня к диаметру цилиндра $S/D = 1,1$;
- действительная степень сжатия $\epsilon = 15$.

Данные параметры характерны для современных автотракторных дизелей с наддувом.

Дополнительно были приняты следующие геометрические размеры КШМ и фазы газообмена:

- плоская верхняя поверхность поршня и плоская головка цилиндра;
- расстояние от оси поршневого пальца до верхней кромки поршня 60 мм;
- угол закрытия впускных клапанов $\varphi_a = 180^\circ$ ПКВ до ВМТ;
- угол открытия выпускных клапанов $\varphi_b = 180^\circ$ ПКВ после ВМТ;
- отношение длины шатуна к радиусу кривошипа $L/R = 3,5$;
- радиус кривошипа и расстояние от головки цилиндра до оси коленчатого вала рассчитаны итерационным способом, чтобы обеспечивался требуемый рабочий объем и степень сжатия.

Из ряда существующих кинематических схем для двигателя с ПДП принята схема с двумя

коленвалами, имеющими жесткую кинематическую связь. При такой схеме двигатель с ПДП может быть получен объединением двух цилиндров обычного двигателя в один с удвоенным рабочим объемом (см. рис. 1). Таким образом, с принятыми геометрическими параметрами гипотетический четырехтактный двигатель будет иметь те же фазы газораспределения, что и рядный четырехтактный.

Для двухтактного двигателя с ПДП расстояние между коленвалами было принято таким образом, чтобы обеспечивалась заданная действительная степень сжатия $\epsilon = 15$. Для данного двигателя угол открытия выпускных окон φ_b был принят равным 120° ПКВ после ВМТ, что согласуется с данными из литературы [4]. Угол закрытия продувочных окон φ_a выбран равным 120° ПКВ до ВМТ, следовательно, степень сжатия соответствует степени расширения. опережение по фазе поршня, управляющего выпуском, относительно продувочного принято равным $\Delta = 13,5^\circ$.

Параметры исследуемых двигателей сведены в табл. 1. Следует отметить, что из-за расположения продувочных и выпускных окон в двухтактном двигателе его действительный рабочий

Таблица 1

Геометрические параметры рассматриваемых конфигураций двигателя

| Двигатель | 4-т рядный | 4-т ПДП | 2-т ПДП |
|---|------------|-----------|-----------|
| Число цилиндров i | 6 | 3 | 3 |
| Диаметр цилиндра D , мм | 102,6 | 102,6 | 102,6 |
| Ход одного поршня S_n , мм | 112,9 | 112,9 | 112,9 |
| Ход поршня на цилиндр S , мм | 112,9 | 225,7 | 224,2 |
| Рабочий объем цилиндра V_s , мм ³ | 932 950 | 1 865 900 | 1 852 678 |
| Действительный рабочий объем цилиндра $V_{sн}$, мм ³ | 932 950 | 1 865 900 | 1 573 479 |
| Рабочий объем двигателя $V_{сн}$, мм ³ | 5 597 700 | 5 597 700 | 4 720 437 |
| Действительная степень сжатия ϵ_d | 15 | 15 | 15 |
| Объем камеры сжатия V_c , мм ³ | 67 000 | 130 000 | 110 000 |
| Радиус кривошипа R , мм | 56,4 | 56,4 | 56,4 |
| Длина шатуна L , мм | 197,5 | 197,5 | 197,5 |
| Расстояние от оси поршневого пальца до верхней кромки поршня L_1 , мм | 60 | 60 | 60 |
| Расстояние от головки цилиндра до оси коленвала L_2 , мм | 322 | — | — |
| Расстояние между осями коленвалов L_3 , мм | — | 644,0 | 639,8 |
| Смещение по фазе коленвалов Δ , град ПКВ | — | 0 | 13,5 |
| Угол окончания впуска φ_a , °ПКВ (от ВМТ) | -180 | -180 | -120 |
| Угол начала выпуска φ_b , °ПКВ (от ВМТ) | 180 | 180 | 120 |

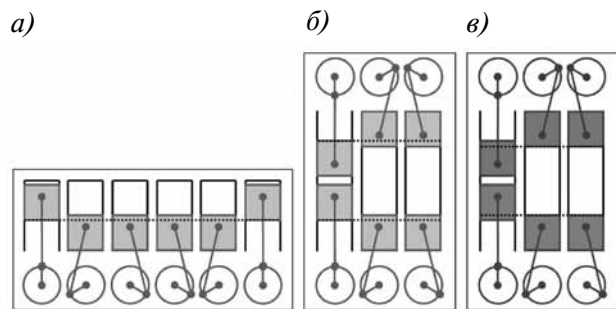


Рис 1. Рассматриваемые модели двигателей:

а — четырехтактный рядный (4-т ряд.); б — четырехтактный с ПДП (4-т ПДП); в — двухтактный с ПДП (2-т ПДП)

объем несколько меньше, чем у четырехтактного с ПДП (примерно 1,6 л против 2,0 л). Также, суммарный ход поршня, измеряемый для двигателей с ПДП как максимальное расстояние между поршнями, имеет несколько меньшее (на 1,5 мм) значение для двухтактного двигателя из-за смещения фаз.

Моделирование индикаторного процесса на основе замкнутой нульмерной модели цилиндра

Оценка влияния факторов неидеальности рабочего цикла

Как известно, термодинамический КПД идеального цикла двигателя внутреннего сгорания может быть выражен через степень сжатия и показатель адиабаты:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (1)$$

Для оценки параметров рабочего (действительного) цикла двигателя нужно принять во внимание следующие факторы, которые отличают его от идеального:

- конечная скорость сгорания;
- переменная теплоемкость газов, составляющих рабочее тело;
- наличие теплообмена со стенками камеры сгорания.

Моделирование параметров индикаторного процесса выполнено с использованием замкнутой нульмерной модели цилиндра двигателя [4], разработанной на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» СПбГПУ и реализованной в виде компьютерной программы [5]. Влияние факторов неидеальности рабочего процесса оценивалось путем сравнения результатов расчетов для четырех вариантов:

- 1) сгорание по изохоре, рабочее тело—идеальный газ, отсутствие теплообмена;
- 2) сгорание с конечной скоростью, рабочее тело—идеальный газ, отсутствие теплообмена;
- 3) сгорание с конечной скоростью, рабочее тело—реальный газ с переменной теплоемкостью, отсутствие теплообмена;
- 4) сгорание с конечной скоростью, рабочее тело—реальный газ с переменной теплоемкостью, наличие теплообмена.

Разница в КПД между вариантами 1 и 2 выражает вклад конечной скорости сгорания и обозначается $\Delta\eta_{1-2}$. Разница в КПД между вариантами 2 и 3 выражает вклад переменной теплоемкости рабочего тела и обозначается $\Delta\eta_{2-3}$. Разница в КПД между вариантами 3 и 4 выражает вклад теплообмена со стенками и обозначается $\Delta\eta_{3-4}$.

Результаты моделирования рабочего процесса четырехтактного рядного двигателя приведены на рис. 2 в виде индикаторной p - φ диаграммы, а также скорости тепловыделения, показателя

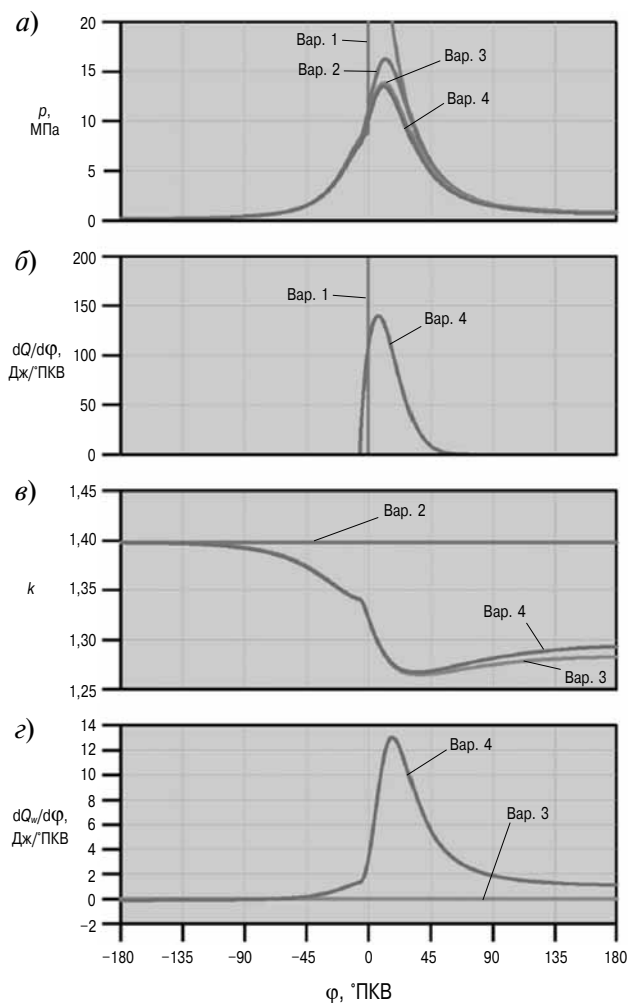


Рис. 2. Расчетные параметры рабочего процесса для четырехтактного рядного двигателя:

a — давление, *б* — скорость тепловыделения, *в* — показатель адиабаты, *г* — тепловой поток в стенки

адиабаты и теплового потока в стенки цилиндра для четырех вариантов расчета. Индикаторная диаграмма наглядно демонстрирует влияние факторов неидеальности цикла на величину давления. В расчете давления цикла для 1 варианта (идеальный цикл) получено максимальное значение 32,2 МПа (на рисунке максимум не показан). Для 4-го варианта (рабочий цикл) максимальное давление в цилиндре более, чем в 2 раза ниже и составляет 13,5 МПа.

Результаты расчета индикаторного КПД (η_i) для рассматриваемых четырех вариантов представлены в табл. 2. Следует отметить, что значение η_i , полученное моделированием для 1-го варианта ($\eta_i = 0,66$), в точности совпадает с результатом расчета по формуле (1) для $\varepsilon = 15$ и $k = 1,398$, тем самым подтверждается корректность применяемой расчетной методики. По результатам расчета $\Delta\eta_{1-2}$, $\Delta\eta_{2-3}$, и $\Delta\eta_{3-4}$ составляют, соответственно, 0,046, 0,074 и 0,065. Сумма этих значений

Таблица 2

Индикаторный КПД

| | | |
|-----------|------------------|----------------------------|
| Вариант 1 | $\eta_i = 0,660$ | |
| Вариант 2 | $\eta_i = 0,613$ | $\Delta\eta_{1-2} = 0,046$ |
| Вариант 3 | $\eta_i = 0,539$ | $\Delta\eta_{2-3} = 0,074$ |
| Вариант 4 | $\eta_i = 0,475$ | $\Delta\eta_{3-4} = 0,065$ |

равна суммарной разнице в КПД между идеальным и рабочим (действительным) циклами.

Результаты расчетного исследования

Режим максимальной мощности

Начальные и граничные условия для моделирования рабочего процесса на режиме максимальной индикаторной мощности представлены в табл. 3. Угол начала видимого сгорания $\varphi_{нс}$ в формуле Вибе [4] был подобран таким образом, чтобы к моменту прохождения поршнем ВМТ выделялось 10 % теплоты ($\varphi_{10} = 0^\circ$). Условная продолжительность сгорания φ_z подбиралась из условия ограничения максимальной скорости нарастания давления $(dp/d\varphi)_{max} = 0,51$ МПа/град. ПКВ, что соответствует значению, полученному для четырехтактного двигателя при $\varphi_z = 30^\circ$.

Результаты моделирования в виде индикаторных $p-V$ диаграмм представлены на рис. 3. Значения параметров индикаторного процесса приведены в табл. 4. По результатам моделирования четырехтактный двигатель с ПДП демонстрирует на 2,6 % более высокий индикаторный КПД, чем рядный четырехтактный при одинаковых значениях максимального давления и температуры цикла. Двухтактный двигатель с ПДП имеет на 5,5 % более высокий КПД, чем четырехтактный рядный, при этом максимальное давление цикла у него меньше на 10 %, а максимальная температура цикла ниже на 18 %.

Таблица 3

Начальные и граничные условия для моделирования на режиме максимальной мощности

| | |
|---|-------------|
| Частота вращения n , об/мин | 2400 |
| Индикаторная мощность P_i , кВт (л. с.) | 220,6 (300) |
| Давление во впускном коллекторе p_k , МПа | 0,2 |
| Температура заряда на впуске T_k , К | 350 |
| Состав заряда на впуске | воздух |
| Температура поршня/головки T_{w1} , К | 550 |
| Температура гильзы цилиндра T_{w2} , К | 450 |
| φ_{10} , град. ПКВ от ВМТ | 0 |
| $(dp/d\varphi)_{max}$, МПа/град. ПКВ | 0,51 |

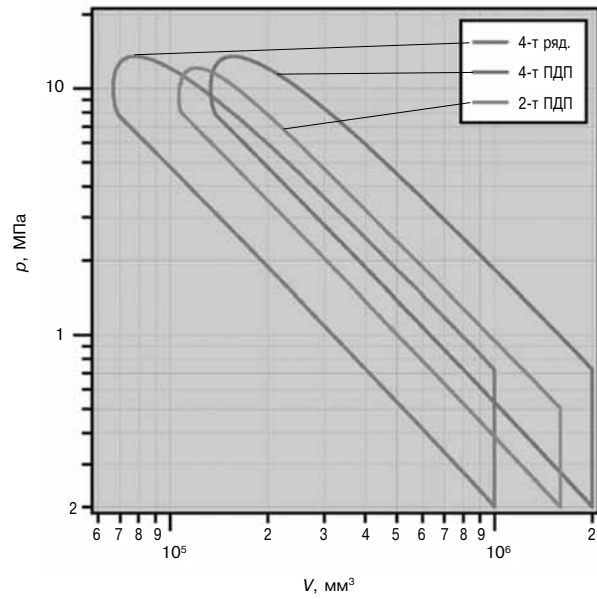


Рис. 3. Индикаторные $p-V$ диаграммы для трех конфигураций двигателя при режимных параметрах из табл. 3

Таблица 4

Расчетные параметры рассматриваемых конфигураций двигателя

| Двигатель | 4-т ряд. | 4-т ПДП | 2-т ПДП |
|---|----------|---------|---------|
| Цилиндровая цикловая подача $G_{ц}$, мг/цикл | 91,4 | 173,1 | 81,8 |
| Условная продолжительность сгорания φ_z , град. ПКВ | 30,0 | 28,9 | 17,8 |
| Индикаторный КПД η_i | 0,475 | 0,501 | 0,530 |
| Максимальное давление цикла p_z , МПа | 13,5 | 13,5 | 12,1 |
| Максимальная температура цикла T_z , К | 2095 | 2099 | 1724 |
| Коэффициент избытка воздуха α | 1,50 | 1,59 | 2,68 |
| $\Delta\eta_{1-2}$ | 0,046 | 0,044 | 0,024 |
| $\Delta\eta_{2-3}$ | 0,074 | 0,072 | 0,054 |
| $\Delta\eta_{3-4}$ | 0,065 | 0,043 | 0,052 |

Из сопоставления результатов для четырехтактных рядного и двигателей с ПДП видно, что решающим фактором, определяющим разницу в КПД, является уменьшение на 2,2 % теплообмена в стенки $\Delta\eta_{3-4}$ для двигателей с ПДП. Причина заключается в меньшем соотношении площади поверхности к объему F/V у двигателя с ПДП (см. рис. 4) за счет отсутствия у него головки цилиндра. Благодаря уменьшению тепловых потерь у двигателя с ПДП при заданной мощности удается несколько снизить подачу топлива $G_{ц}$, что приводит к более бедному составу топливовоздушной смеси ($\alpha = 1,59$ против 1,50). В свою оче-

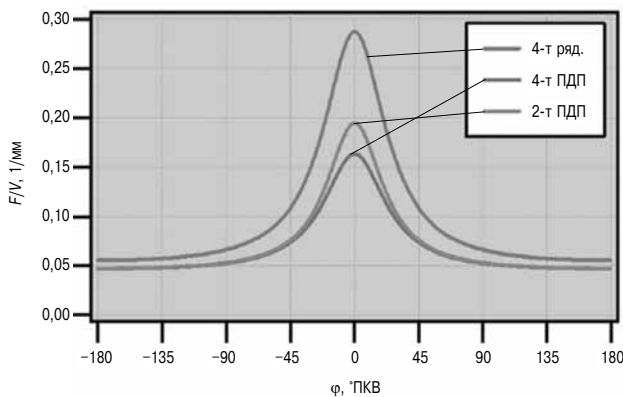


Рис. 4. Соотношение площади поверхности к объему цилиндра для трех конфигураций двигателя

редь, благодаря обеднению рабочей смеси снижается диапазон изменения показателей адиабаты (см. рис. 5) и уменьшаются соответствующие потери КПД $\Delta\eta_{2-3}$ на 0,2 %. Вследствие меньшей цикловой подачи топлива также несколько сокращается продолжительность сгорания φ_z при той же максимальной скорости повышения давления $(dp/d\varphi)_{\max}$. Графики доли выгоревшего топлива X показаны на рис. 6. Продолжительность сгорания φ_z для четырехтактного двигателя с ПДП на $1,1^\circ$ меньше, чем для рядного при том же $(dp/d\varphi)_{\max}$, что способствует снижению $\Delta\eta_{1-2}$ на 0,2 %.

Работа двухтактного двигателя с ПДП характеризуется удвоенной частотой рабочих ходов в двухтактном цикле. За счет этого цикловая подача топлива может быть уменьшена примерно вдвое, что в условиях расчета по замкнутому циклу приводит к обеднению рабочей смеси в цилиндре ($\alpha = 2,68$ против 1,59 у четырехтактного с ПДП). Результатом является снижение потерь КПД, связанных с переменной теплоемкостью рабочего тела $\Delta\eta_{2-3}$ на 2,0 % относительно четырехтактного рядного двигателя и на 1,8 % относительно четырехтактного двигателя с ПДП.

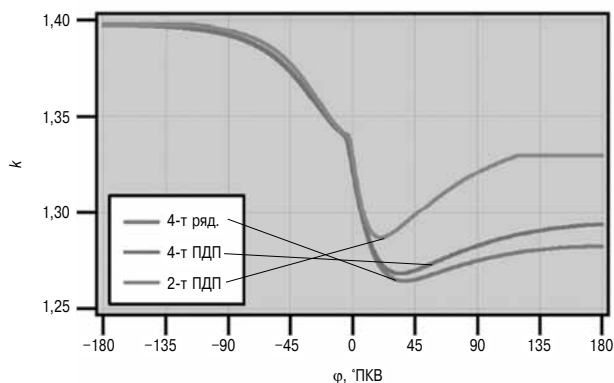


Рис. 5. Расчетные зависимости показателя адиабаты для трех конфигураций двигателя при режимных параметрах из табл. 3.

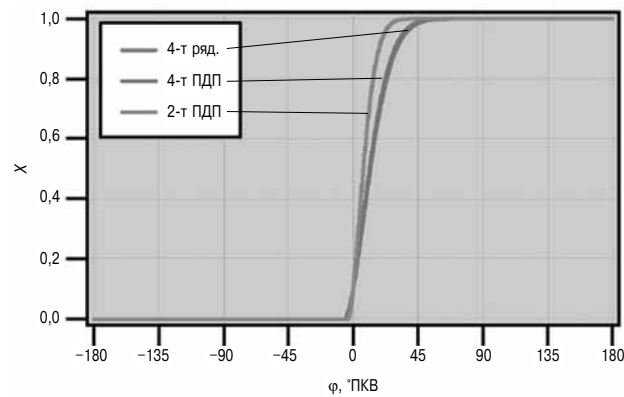


Рис. 6. Расчетные зависимости доли выгоревшего топлива для трех конфигураций двигателя при заданной максимальной скорости нарастания давления

Дополнительный положительный эффект от уменьшенной цикловой подачи топлива заключается в том, что доля высвобождаемой энергии на единицу объема камеры сгорания (плотность тепловыделения) уменьшается, что приводит к сокращению продолжительности сгорания при той же максимальной скорости нарастания давления $(dp/d\varphi)_{\max}$. Для четырехтактного рядного двигателя плотность тепловыделения составляет $0,059$ Дж/мм³, при этом $\varphi_z = 30^\circ$ и $(dp/d\varphi)_{\max} = 0,51$ МПа/град. ПКВ. В двухтактном двигателе с ПДП плотность тепловыделения составляет $0,033$ Дж/мм³, что позволяет уменьшить φ_z до $17,8^\circ$ при том же значении $(dp/d\varphi)_{\max}$. Вследствие сокращения продолжительности сгорания, высвобождение тепловой энергии происходит ближе к ВМТ (см. рис. 6) и связанные с этим потери КПД $\Delta\eta_{1-2}$ снижаются на 2,2 % относительно четырехтактного рядного двигателя и на 2,0 % относительно четырехтактного с ПДП.

Преимущество в меньшей относительной площади поверхности цилиндра F/V также реализуется в двухтактном двигателе с ПДП. Здесь она несколько больше, чем в четырехтактном двигателе с ПДП из-за расположения органов газораспределения, которые занимают часть площади цилиндра, но все равно значительно меньше, чем в двигателе классической компоновки. За счет этой особенности потери КПД от теплообмена $\Delta\eta_{3-4}$ в двухтактном двигателе с ПДП меньше, чем в рядном четырехтактном на 1,3 %, хотя и несколько выше, чем в четырехтактном с ПДП.

Моделирование нагрузочных характеристик

Следующий этап расчетного исследования — моделирование параметров индикаторного процесса для различных режимов работы высокооборотного автотракторного дизеля по Европейскому стационарному экологическому циклу (ESC) [6]. Режимные параметры сведены в табл. 5. Здесь С100 — режим максимальной

Таблица 5

Результаты моделирования на нескольких режимах работы

| Режим | A25 | | A100 | | B50 | | C25 | | C100 | |
|-----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 4-т | 2-т | 4-т | 2-т | 4-т | 2-т | 4-т | 2-т | 4-т | 2-т |
| Двигатель | 4-т | 2-т | 4-т | 2-т | 4-т | 2-т | 4-т | 2-т | 4-т | 2-т |
| $G_{ци}$, мг/цикл | 25,4 | 23,4 | 109,1 | 95,8 | 47,7 | 43,3 | 21,5 | 20,2 | 91,4 | 81,8 |
| $\varphi_{з}$, ° ПКВ | 17,9 | 11,0 | 29,8 | 17,7 | 24,0 | 14,5 | 17,9 | 11,1 | 30,0 | 17,8 |
| η_i | 0,480 | 0,521 | 0,447 | 0,509 | 0,483 | 0,531 | 0,503 | 0,537 | 0,475 | 0,530 |
| p_z , МПа | 7,0 | 6,5 | 14,6 | 12,9 | 9,2 | 8,4 | 6,6 | 6,2 | 13,5 | 12,1 |
| T_z , К | 1527 | 1337 | 2255 | 1840 | 1797 | 1522 | 1448 | 1283 | 2095 | 1724 |
| α | 3,37 | 5,86 | 1,25 | 2,29 | 2,15 | 3,80 | 3,97 | 6,79 | 1,50 | 2,68 |
| $\Delta\eta_{1-2}$ | 2,0 | 1,1 | 4,6 | 2,3 | 3,2 | 1,7 | 2,0 | 1,2 | 4,6 | 2,4 |
| $\Delta\eta_{2-3}$ | 4,7 | 3,4 | 8,2 | 5,9 | 6,1 | 4,4 | 4,2 | 3,1 | 7,4 | 5,4 |
| $\Delta\eta_{3-4}$ | 11,3 | 9,4 | 8,5 | 6,8 | 8,3 | 6,8 | 9,4 | 8,0 | 6,5 | 5,2 |
| g_i , г/кВт·ч | 174,4 | 160,9 | 187,6 | 164,6 | 173,3 | 157,7 | 166,5 | 156,0 | 176,5 | 158,0 |
| Δg_i , % | — | 7,7 | — | 12,3 | — | 9,0 | — | 6,3 | — | 10,5 |

индикаторной мощности $P_i = 220,6$ кВт; A100 — режим максимального индикаторного крутящего момента $M_i = 1000$ Н·м; A25, B50, C25 — частичные режимы. Весовые коэффициенты для каждого режима взяты из описания цикла ESC и пересчитаны с учетом меньшего числа моделируемых режимов.

Моделирование проводилось для двух конфигураций двигателя: четырехтактного рядного и двухтактного с ПДП. Результаты моделирования приведены в табл. 5. На всех режимах работы двухтактный двигатель с ПДП имеет больший индикаторный КПД по сравнению с четырехтактным, при более низких значениях p_z и T_z . Преимущество по индикаторному удельному расходу топлива g_i двухтактного двигателя с ПДП над четырехтактным составляет от 6,3 % до 12,3 % при средневзвешенном значении 10,4 %.

Моделирование систем двигателя

Для расчета насосных ходов и оценки сопутствующих потерь в четырехтактном и двухтактном двигателе были созданы расчетные модели с использованием коммерческого пакета GT-POWER. Схемы систем двигателей представлены на рис. 7. При построении моделей рабочих цилиндров программа дает возможность задания пользовательских параметров: индикаторного КПД, доли тепловой энергии отработавших газов q_r , коэффициента наполнения η_v . Таким образом, можно использовать ранее полученные результаты нульмерного моделирования, вместо того, чтобы заново производить расчет в программе.

В расчетной модели систем двигателя приводные компрессоры (нагнетатели), турбины и турбокомпрессоры представлены как «простые»

компоненты, т. е. их КПД задается константой. Предполагается, что в четырехтактном двигателе необходимо применение турбины с изменяемой геометрией для создания противодействия, необходимого для поддержания требуемого массового расхода в системе рециркуляции отработавших газов GEGR. Напротив, для двухтактного двигателя достаточно турбины с постоянной геометрией, так как система EGR в нем расположена до нагнетателя, который в этом случае работает как насос рециркуляции отработавших газов.

Для турбины с постоянной геометрией, турбокомпрессора и приводного нагнетателя принят КПД 0,7. Для турбины с изменяемой геометрией принят КПД 0,65.

Охладители наддувочного воздуха (первой и второй степени) и охладитель EGR моделируются с нулевым перепадом давлений, постоянным КПД 0,9 и постоянной температурой охлаждающей жидкости 350 К. Волновыми эффектами в тру-

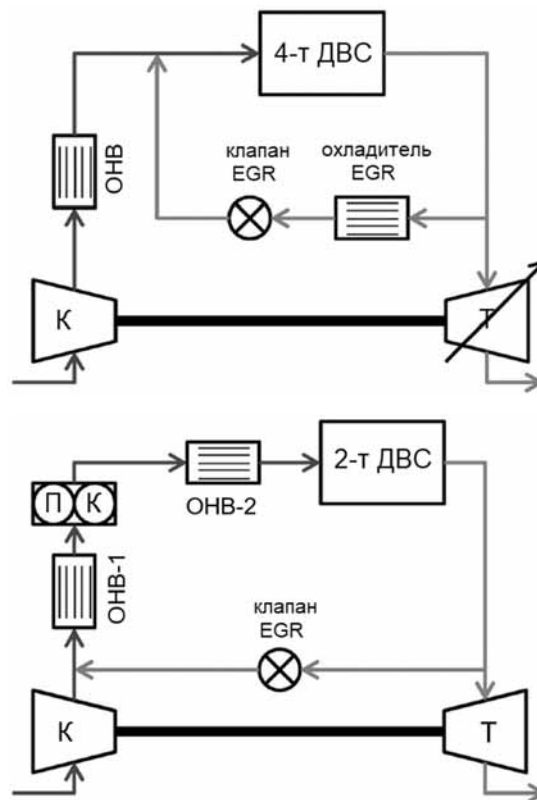


Рис. 7. Схемы систем ДВС:

а — четырехтактного рядного; б — двухтактного с ПДП

бопроводах пренебрегаем. Условия окружающей среды перед турбокомпрессором и после турбины принимаем нормальными.

Для того, чтобы сравнительный расчет насосных потерь соответствовал условиям работы реального двигателя, было добавлено дополнительное ограничение по уровню выбросов NO_x . Вместо задания конкретного уровня NO_x , было установлено искусственное ограничение по максимальной температуре цикла $T_z = 1600 \text{ K}$ и мольной доле кислорода в свежем заряде $\chi_{\text{O}_2} = 16,3 \%$. Эти параметры являются ключевыми в механизме образования оксидов азота по Зельдовичу. Для достижения заданных значений T_z и χ_{O_2} в расчете варьировалось давление на впуске p_k , а в качестве заряда на впуске предполагалась смесь воздуха с отработавшими газами. Остальные параметры принимались из табл. 3.

В ходе нульмерного расчета были определены значения p_k , G_{EGR} , η_i , q_r , G_b и G_T , по которым рассчитаны значения давления на выпуске p_r для каждой конфигурации двигателя. На основании значения p_r определялась мощность насосных потерь.

При моделировании четырехтактного двигателя предполагалось, что на каждом такте впуска в цилиндр поступает объем свежего заряда, равный геометрическому объему цилиндра, при этом для достижения необходимого давления на впуске и массового расхода в системе EGR варьировался эффективный диаметр турбины и угол открытия клапана EGR. Работа насосных ходов рассчитывалась из предположения, что давления p_k и p_r действовали на поршень в течение всего такта впуска и выпуска соответственно.

При моделировании двухтактного двигателя G_b и G_{EGR} рассчитывались из предположения об идеальной продувке, при которой объем поступающего в цилиндр свежего заряда равен геометрическому объему цилиндра. На основании рассчитанных p_k и $(G_b + G_{\text{EGR}})$ было определено давление на выпуске p_r из соображения, что расход газов через цилиндр есть функция перепада давлений на входе и выходе из него. Площадь сечения продувочных органов принята равной 4 % от площади срединного сечения цилиндра, что согласуется с данными из литературы для прямоточно-щелевой продувки [4]. Эффективный диаметр турбины подобран таким, чтобы обеспечивалось расчетное значение p_r , а по значениям G_b и G_{EGR} определены мощность на привод нагнетателя и угол открытия клапана EGR. Поскольку двухтактный двигатель не имеет насосных ходов, работа, затрачиваемая на газообмен, эквивалентна работе приводного нагнетателя.

Результаты

Результаты моделирования в виде индикатор-

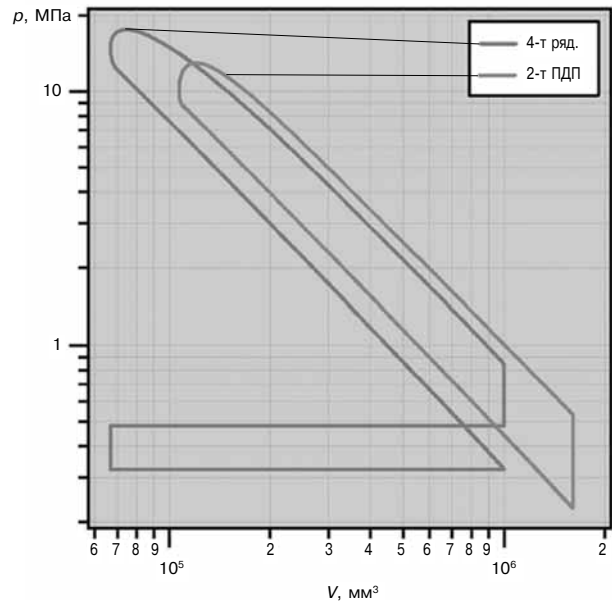


Рис. 8. p – V диаграммы с учетом тактов газообмена для четырехтактного двигателя и двухтактного двигателя с ПДП

ных p – V диаграмм в логарифмических координатах представлены на рис. 8. Расчетные среднецикловые параметры сведены в табл. 6. Результаты расчета показывают, что двухтактный двигатель с ПДП имеет меньшие потери мощности на осуше-

Таблица 6

Расчетные среднецикловые параметры индикаторного процесса

| Двигатель | Четырехтактный | Двухтактный с ПДП |
|--|----------------|-------------------|
| Давление на впуске p_k , МПа | 0,324 | 0,228 |
| Давление на выпуске p_r , МПа | 0,480 | 0,202 |
| Массовый расход воздуха G_b , кг/ч | 969,9 | 1043,9 |
| Массовый расход рециркулируемых газов G_{EGR} , кг/ч | 529,2 | 684,5 |
| Доля рециркулируемых газов в свежем заряде χ_{EGR} , % | 35,3 | 39,6 |
| Доля кислорода в свежем заряде χ_{O_2} , % | 16,3 | 16,3 |
| Цилиндровая цикловая подача $G_{\text{ц}}$, мг/цикл | 87,8 | 82,0 |
| Условная продолжительность сгорания φ_z , град. ПКВ | 28,8 | 17,2 |
| Индикаторный КПД η_i | 0,494 | 0,529 |
| Максимальное давление цикла p_z , МПа | 175 | 129 |
| Максимальная температура цикла T_z , К | 1600 | 1600 |
| Коэффициент избытка воздуха α | 1,98 | 2,39 |
| $\Delta\eta_{1-2}$ | 0,044 | 0,023 |
| $\Delta\eta_{2-3}$ | 0,059 | 0,053 |
| $\Delta\eta_{3-4}$ | 0,056 | 0,048 |
| Потери КПД на газообмен $\Delta\eta_{\text{нас}}$ | 0,039 | 0,033 |

ствление газообмена на режиме максимальной мощности и дополнительного ограничения по выбросам NO_x . Также двухтактный двигатель имеет более высокий индикаторный КПД при меньшем максимальном давлении цикла.

Более низкие насосные потери в двухтактном двигателе с ПДП являются следствием более низкой температуры цикла при заданном давлении на впуске, а также результатом использования для наддува комбинации турбины с постоянной геометрией и приводного нагнетателя. Если предположить суммарные потери на трение в системах ДВС, равными 4 %, то эффективный КПД четырехтактного двигателя будет равен 41,5 %, а двухтактного с ПДП — 45,6 %. Разница в эффективном КПД 4,1 % (45,6–41,5 %) эквивалентна разнице 9,0 % в удельном эффективном расходе топлива в пользу двухтактного двигателя с ПДП.

Заключение

Сравнительный анализ четырехтактного двигателя и двухтактного двигателя с ПДП той же размерности и мощности показал более высокую термодинамическую эффективность последнего. Для оценки параметров индикаторного процесса четырехтактного рядного двигателя, гипотетического четырехтактного двигателя с ПДП и двухтактного двигателя с ПДП было выполнено моделирование с использованием замкнутой нульмерной модели цилиндра. Трение в каждом варианте двигателя было принято одинаковым. Конфигурация двигателя с ПДП показала преимущество в тепловой эффективности за счет меньшего соотношения площади к объему цилиндра. Дополнительное преимущество двухтактного цикла над четырехтактным выразилось в более бедном составе смеси в цилиндре, за счет чего уменьшились потери КПД на неизотермичность рабочего тела. Также, двухтактный двигатель с ПДП имеет более короткую продолжительность сгорания при той же скорости повышения давления. При моделировании серии нагрузочных режимов двухтактный двигатель с ПДП показал в среднем на 10,4 % меньший

удельный индикаторный расход топлива, чем четырехтактный при более низких значениях давления и температуры цикла.

Для сравнения насосных потерь в четырехтактном и двухтактном двигателях с ПДП было выполнено моделирование систем газообмена этих конфигураций двигателей с использованием программы GT-POWER с граничными условиями, определенными в нульмерном расчете. В качестве дополнительного условия использовалось ограничение по выбросам NO_x . Результаты моделирования показали, что благодаря более низкой температуре цикла двухтактный двигатель с ПДП требует меньшего давления на впуске, за счет чего при заданных условиях насосные потери в нем могут быть снижены на 0,6 %. В совокупности с разницей в значениях индикаторного КПД в пользу двухтактного двигателя с ПДП, его удельный эффективный расход топлива на режиме максимальной мощности ниже на 9,0 %, чем у четырехтактного.

Литература

1. Байков Б.П., Баранов С.М., Ваншейдт В.А. Дизели : Справочник / Под ред. В.А. Ваншейдта. — Л. : Машиностроение, 1964. — 599 с.
2. Аврунин А.Г. и др. Дизель Д100. — М. : Машгиз, 1958. — 326 с.
3. Мелькумов Т.М. Авиационные дизели. — М. : Государственное военное издательство Наркомата Обороны Союза ССР, 1940. — 270 с.
4. Теория рабочих процессов в ДВС. Расчет рабочего цикла и газообмена в ДВС : учеб. пособие / Ю.В. Галышев и др. — СПб : Изд. Политехи. универ., 2013. — 196 с.
5. Зайцев А.Б. и др. Программный комплекс «ПО моделирования рабочих процессов (МРП) дизельного и газопоршневого двигателя» : № 2015660058 : опубл. 15.03.2016.
6. A. Ivanov, O. Abyzov, Y. Galyshev, V. Rumyantsev The performance test of the car catalytic converter in the conditions of urban operation // E3S Web of Conferences : Topical Problems of Green Architecture, Civil and Environmental Engineering, TPACSEE 2019, — Moscow: EDP Sciences, 2020. — P. 03018.