

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ, СИСТЕМЫ И УСТРОЙСТВА

УДК 621.443

Н. Б. Ганин,
канд. техн. наук, доцент,
ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова;

И. П. Седунов,
инженер,
СПб «ГАСУ ТС»

ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ НА ПОЛИТРОПУ СЖАТИЯ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

INFLUENCE OF EXTENT OF COMPRESSION ON THE POLYTROPE OF COMPRESSION OF THE HIGH-SPEED DIESEL

В статье описываются экспериментальные исследования влияния повышенной геометрической степени сжатия на политропу сжатия. Созданы моторные стенды с дизелем 4ЧН 8,8/9,4 с геометрической степенью сжатия 38 и с дизелем 6ЧН 7,75/8,6 со степенью сжатия 50. Предложена аппроксимация линейной зависимости, связывающей политропу сжатия с геометрической степенью сжатия. Показано, что при геометрической степени сжатия около 64 единиц достигается изотермическое сжатие. Отмечено, что при создании дизелей с повышенной степенью сжатия необходима тепловая защита алюминиевого поршня.

In the article pilot studies of influence of the raised geometrical extent of compression on a compression polytrope are described. Motor stands with the diesel 4ChN 8,8/9,4 with geometrical extent of compression 38 and with the diesel 6ChN 7,75/8,6 with extent of compression 50 are created. Approximation of the linear dependence connecting a polytrope of compression with geometrical extent of compression is offered. It is shown that at geometrical extent of compression about 64 units of isothermal compression is reached. It is noted when creating diesels with raised extent of compression thermal protection of the aluminum piston is necessary.

Ключевые слова: степень сжатия, политропа сжатия, индикаторная диаграмма, поршень, теплообмен, частота вращения.

Key words: extent of compression, compression polytrope, indicator chart, piston, heat exchange, rotation frequency.



ЭФФЕКТИВНОСТЬ работы дизеля существенно зависит от параметров рабочего процесса, в частности от геометрической степени сжатия. При сжатии увеличивается теплонапряженность деталей камеры сгорания, при этом существенную роль играет политропа сжатия.

Теоретическая оценка показателя политропы сжатия очень сложна. На величину политропы оказывают влияние множество таких независимых и разнородных переменных, как: степень сжатия, материал поршня, материал вставки под первое поршневое кольцо, уровень герметичности рабочего объема цилиндра, материал крышки цилиндра, коэффициент теплоотдачи в стенки, частота вращения и давление наддува. Связать эти разнородные переменные факторы в единую аналитическую зависимость весьма не просто. Поэтому на практике, как правило, используют эмпирические формулы.

Общепринято считать, что оптимальная степень сжатия для дизелей находится в диапазоне от 13 до 18. Однако современная тенденция развития автомобильных дизелей показывает неуклонный рост степени сжатия, хотя и небольшими темпами. Начальной точкой отсчета можно

считать степень сжатия 16,3 у двигателя 14 30/46,3 мощностью 22 кВт построенного в 1900 г. в Аугсбурге (Германия). По данным фирмы MAN, к 2014 г. будут запущены в производство автомобильные дизели со степенью сжатия 25. В связи с этим экспериментальное исследование рабочего процесса при повышенных степенях сжатия можно считать актуальным.

Для этих целей в качестве экспериментального образца был выбран вихрекамерный дизельный двигатель 4ЧН 7,6/8,4 со степенью сжатия 23. На его основе был создан экспериментальный стенд с гидравлическим нагружающим устройством (рис. 1).



Рис. 1. Экспериментальный стенд с вихрекамерным дизельным двигателем 4ЧН 7,6/8,4

Перед установкой на стенд базовый двигатель 4ЧН 7,6/8,4 был переоборудован под геометрическую степень сжатия в 38 единиц. Для этих целей в процессе переоборудования зазор между днищем поршня и головкой блока с 0,80–0,90 мм был доведен до уровня 0,25–0,30 мм. Во избежание контакта поршня с клапанами была изменена конструкция поршня, головки блока, а также пришлось полностью убрать фазу перекрытия клапанов. Кроме этого, в штатном топливном насосе высокого давления была осуществлена замена плунжерной пары с диаметра 8 мм до диаметра 10 мм.

Первые попытки осуществить запуск двигателя со степенью сжатия 38 начинались с большой осторожностью. Впрыск топлива осуществлялся, начиная с 30° после ВМТ, с постепенным приближением угла опережения впрыска топлива к ВМТ. Уже на угле впрыска 16° пкв после ВМТ запуск двигателя осуществлялся стабильно, а на отметке 6–8° после ВМТ устойчиво заработал. Первые же запуски показали низкий уровень шума двигателя, который мало отличался от уровня шума бензиновых моторов. Но появились и первые сложности, из-за высокого давления сжатия до 6 МПа двигатель было трудно запустить штатным 12-вольтным стартером (1,9 кВт). После перевода 12-вольтного стартера на режим 24 вольт запуск двигателя стал осуществляться без свечей накаливания. Однако при выходе на высокие обороты и нагрузку двигатель начинал перегреваться, его штатная система охлаждения не справлялась и начинала закипать. Переборка двигателя показала, что причиной перегрева являются все виды выемок на поршне и головке — газы, пересекая штатную систему закручивания газов на поршне (камера сгорания «Коммет-З»), перетекают в углубления седел клапанов головки блока, выемки под которые перекрывают соизмеримые с ними по глубине вихревые камеры на поршне. Выравнивание тарелок клапанов с плоскостью разъема головки блока лишь частично устраняло общую проблему. Перегрев поршня

сохранялся и с одной выемкой на поршне (рис. 3, а). Газы перегревали ту его часть, которая примыкала к соединительному каналу, и до такой степени, что огневая поверхность доньшка поршня приобретала характерный наклон в сторону соединительного канала ввиду собственной пластической деформации.

Требовалась камера сгорания, которая была бы свободна от вышеприведенных недостатков, и такая камера сгорания была создана в рамках патента [4] по заявке № 2010141695/06 (059823). Ее внешний вид изображен на рис. 2.



Рис. 2. Модернизированная вихревая камера сгорания со степенью сжатия 38

Главной отличительной особенностью модернизированной камеры сгорания, является тангенциальный перепускной газовый канал с углом разворота в 45° (в сторону выпускного клапана), осуществляющий перепускание потока газов в основную камеру сгорания по спирали — начиная закручивать поток в основной камере сгорания с пристеночной зоны рабочего цилиндра. Таким образом, на стадии догорания газ, выходящий из вихревой камеры сгорания, формирует вторичный вихрь, охватывающий уже весь рабочий объем цилиндра, с подсасыванием в зону горения свежих порций воздуха с периферии цилиндра. По окончании расширения вихрь, не меняя направления вращения, покидает камеру сгорания через выпускной клапан. Схема работы вихревой камеры нового образца показана на рис. 3, б.

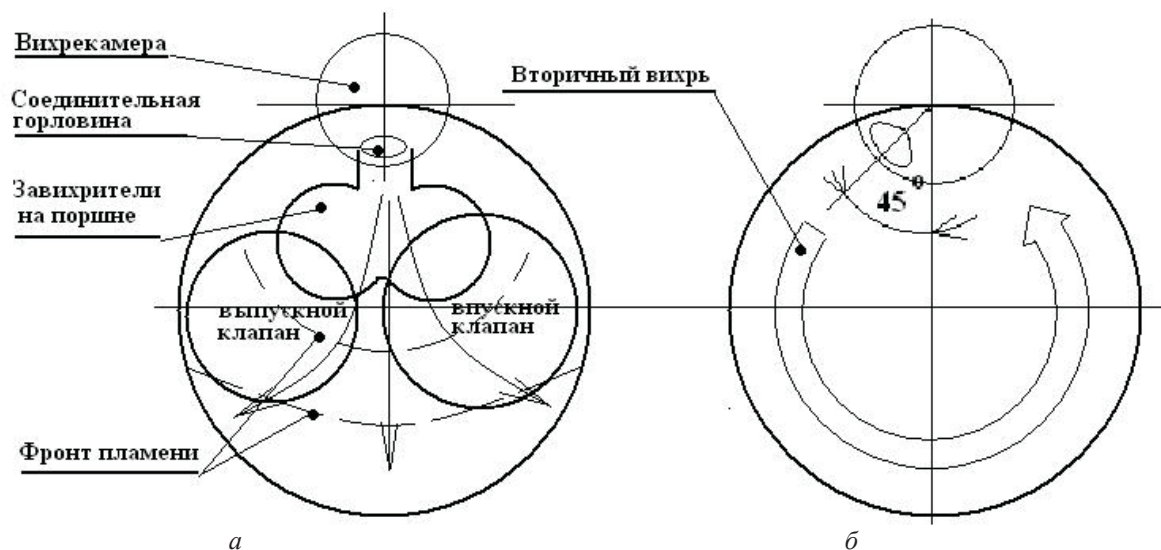


Рис. 3. Схема работы основной камеры сгорания вихрекамерного дизеля:
а — камера сгорания «Коммет-3», б — вихревая камера нового образца

В результате подобного изменения конструкции камеры сгорания двигатель перестал перегреваться, его максимальные обороты выросли с 4800 до 7500 об/мин. Среднее индикаторное давление цикла увеличилось с 1,0 до 1,25 МПа.

На первом этапе хода работ было выявлено, что при геометрической степени сжатия $\varepsilon = 38$ фактическое значение максимального давления сгорания газов на режиме максимальной мощности составило 12,8 МПа, а на режиме холостого хода давление в конце сжатия оставалось на уровне 7,6 МПа. В то время как давление в конце такта сжатия P_c , вычисленное по классической формуле, должно составлять 14,6 МПа:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \quad (1)$$

где P_a — давление воздуха на входе в дизель 0,1 МПа;

ε — степень сжатия;

n_1 — средняя политропа сжатия, 1,37.

Расчетное давление конца сжатия базировалось на среднем показателе политропы сжатия, которое для дизельных двигателей принято считать 1,34–1,42 [3]. Очевидно, что между теорией и практикой наблюдается значительное, почти двукратное расхождение, увеличение протечек рабочего тела через зазоры в поршневых кольцах не было выявлено — показатель количества картерных газов оставался на неизменном уровне. Индикаторные же диаграммы, снятые на моторном стенде программно-аппаратным диагностическим комплексом «Дизель-Адмирал 12М», по индиферированию рабочего процесса производились на разных режимах работы двигателей, и все они указывали на более низкое давление в конце сжатия, чем вычисленное по классической формуле (1). На рис. 4 приведена индикаторная диаграмма и давление топлива перед форсункой при 1177 об/мин, записанные при использовании модернизированной вихревой камеры сгорания со степенью сжатия 38 единиц.

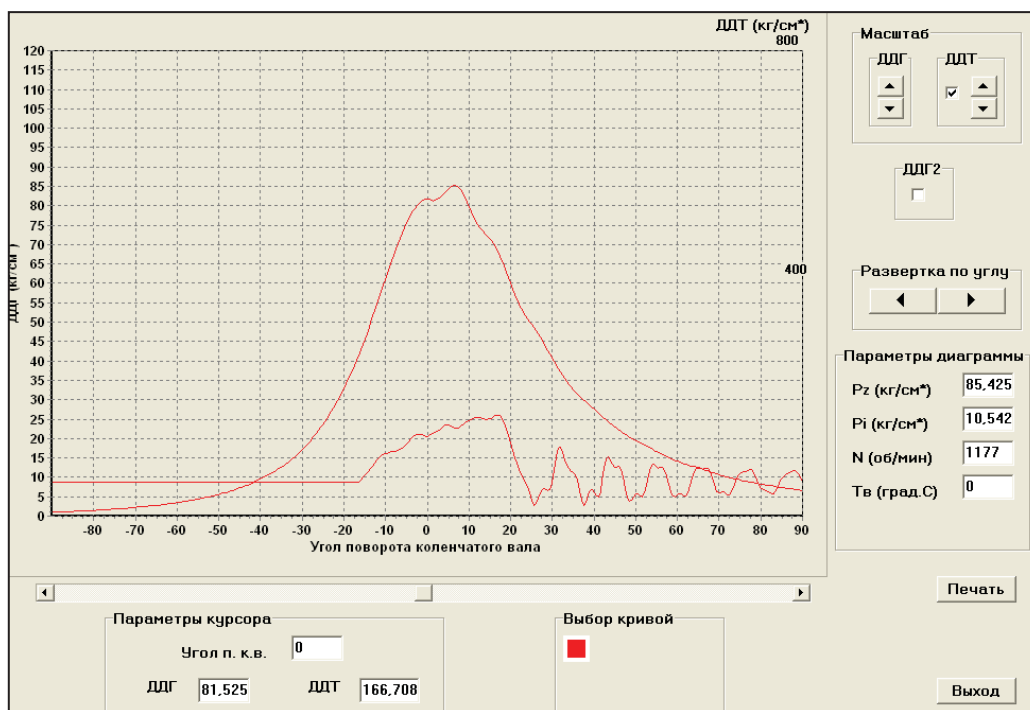


Рис. 4. Индикаторная диаграмма и давление топлива перед форсункой

В случае если принять среднее значение политропы сжатия равным 1,21, то давление в конце такта сжатия будет равно 81,5 кг/см², что видно на приведенной индикаторной диаграмме.

Полученные в ходе экспериментальных исследований первого макетного образца низкие параметры давления рабочего тела в конце такта сжатия позволяли перейти на еще более высокий

уровень степени сжатия. Была выдвинута гипотеза, что с увеличением степени сжатия, при прочих равных условиях, показатель политропы снижается. Для подтверждения этой гипотезы был построен второй дизель, геометрическая степень сжатия которого была еще выше и составила 50 единиц. Объектом исследования стал транспортный дизель 6ЧН 7,75/8,6 фирмы «Фольцваген» (серия «ААВ») с рабочим объемом в 2,4 л, который был переоборудован под аналогичную, как и в первом варианте, вихревую камеру сгорания (рис. 5). Для снижения теплонапряженности клапанов чугунные седла были заменены на бронзовые (см. рис. 5).

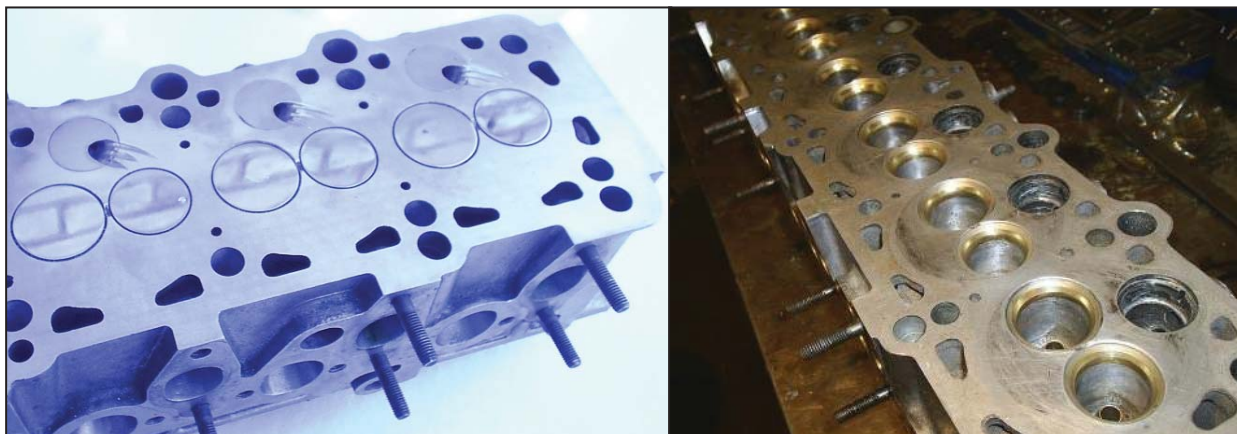


Рис. 5. Головка цилиндров дизеля 6ЧН 7,75/8,6 фирмы «Фольцваген» со степенью сжатия 50 единиц

На рис. 6 показана индикаторная диаграмма дизеля 6ЧН 7,75/8,6 с вихревой камерой сгорания со степенью сжатия 50 единиц. Индикаторные диаграммы также показали чрезвычайно низкие давления конца сжатия по сравнению с классической формулой (1).

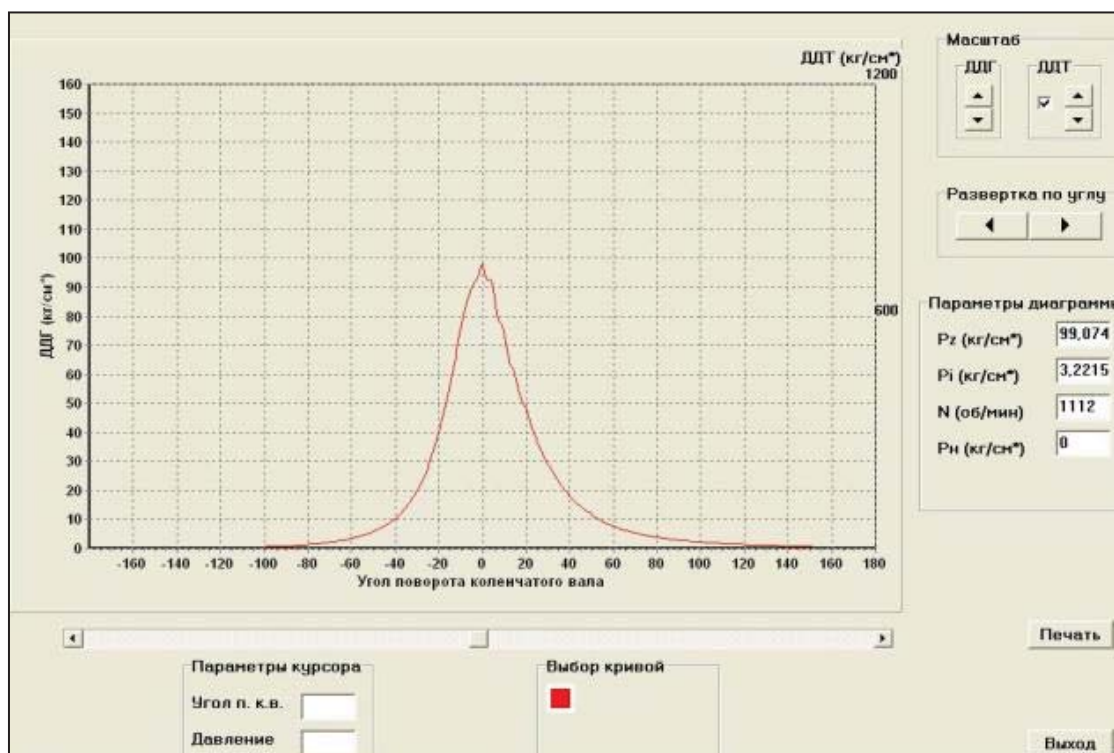


Рис. 6. Индикаторная диаграмма дизеля 6ЧН 7,75/8,6 с вихревой камерой сгорания со степенью сжатия 50 единиц

По итогам обработки индикаторных диаграмм средний показатель политропы сжатия составлял в среднем 1,12.

Причина аномально низкого давления рабочего тела в конце такта сжатия при повышенных степенях сжатия заключается в совокупности таких параметров, как высокая температура сжатия совместно с высокой теплопроводностью головки цилиндров и поршня из алюминиевых сплавов, которые способствуют увеличению теплопотерь от газа в стенки камеры сгорания.

Для лучшего понимания механизма теплоотдачи в систему охлаждения построим истинную (переменную) политропу сжатия на участке от 60° пкв до ВМТ до 20° пкв до ВМТ. На указанном участке величина политропы самая устойчивая. Истинное значение политропы сжатия n находим по известной формуле:

$$n = \frac{\ln p_2 - \ln p_1}{\ln V_1 - \ln V_2}. \quad (2)$$

На рис. 7 показаны результаты вычислений истинной политропы сжатия по индикаторным диаграммам различных дизелей, где первая цифра означает степень сжатия, а в скобках — обозначение двигателя.

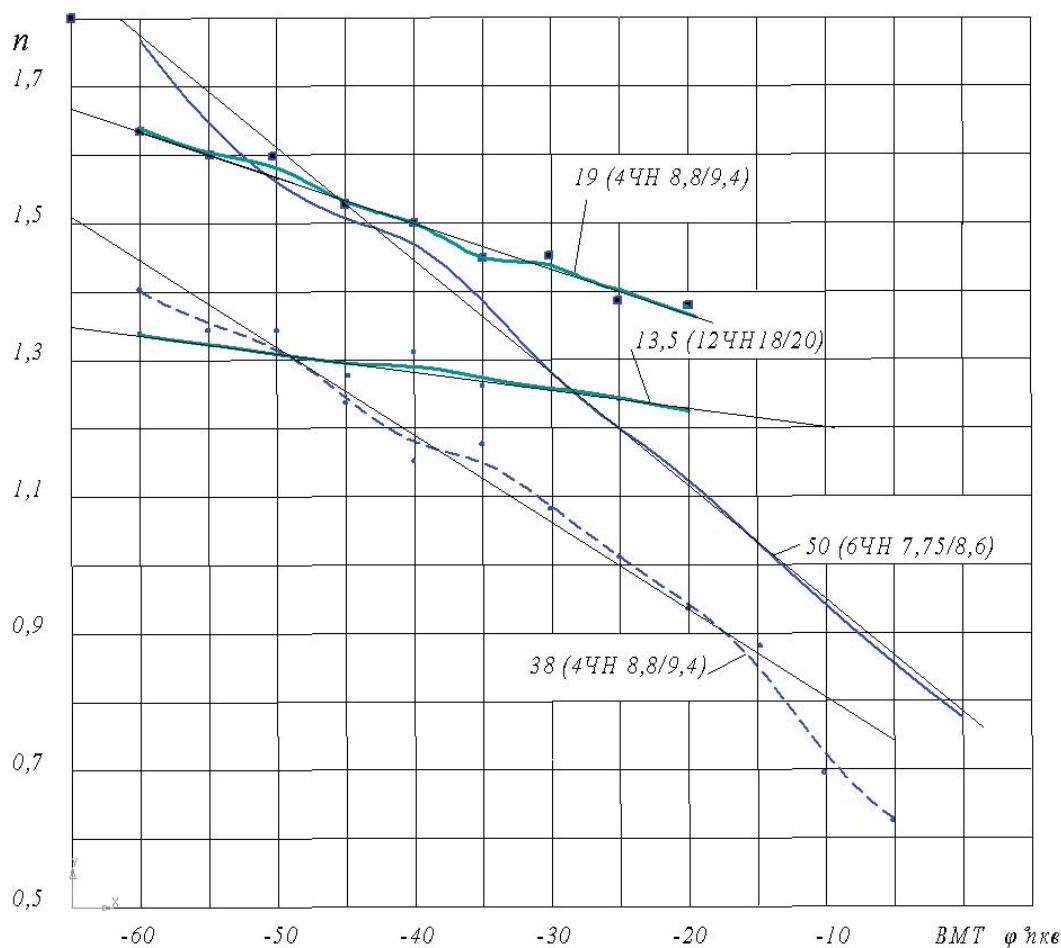


Рис. 7. Результаты вычислений истинной политропы сжатия по индикаторным диаграммам

Как видно из рисунка, в процессе сжатия происходит равномерное уменьшение политропы сжатия, причем интенсивность уменьшения пропорциональна степени сжатия. Режимы работы сравниваемых двигателей указаны в табл. 1.

Таблица 1

Режимы работы двигателей

Обозначение двигателя	Степень сжатия	Частота вращения, об/мин	Среднее индикаторное давление, МПа
12ЧН 18/20	13,5	1240	8,0
4ЧН 8,8/9,4	19	1690	6,8
4ЧН 8,8/9,4	38	1109	6,0
6ЧН 7,75/8,6	50	1112	3,2

Интенсивность уменьшения политропы характеризуется углом наклона кривой V , вычисляемой по формуле

$$V = \frac{n_{\phi 1} - n_{\phi 2}}{|\phi 1 - \phi 2|} \left(\frac{1}{\circ \text{нкв}} \cdot 10^{-3} \right). \quad (3)$$

Чем больше геометрическая степень сжатия, тем больше угол наклона политропы и, следовательно, больше интенсивность ее уменьшения V . Отмеченная закономерность прослеживается среди дизелей со штатной степенью сжатия $\epsilon = 13,5$ (судовой дизель 12ЧН 18/20) и $\epsilon = 19$ (автомобильный дизель «Ивеко» 4ЧН 8,8/9,4). Аналогичную закономерность можно заметить и среди дизелей с повышенной степенью сжатия: $\epsilon = 38$ (автомобильный дизель 4ЧН 8,8/9,4) и $\epsilon = 50$ (автомобильный дизель 6ЧН 7,75/8,6). Все отмеченные дизели имеют алюминиевые поршни.

На рис. 8 представлены результаты вычисления интенсивности уменьшения политропы V и средней политропы сжатия n_1 , рассчитанной по формуле (1).

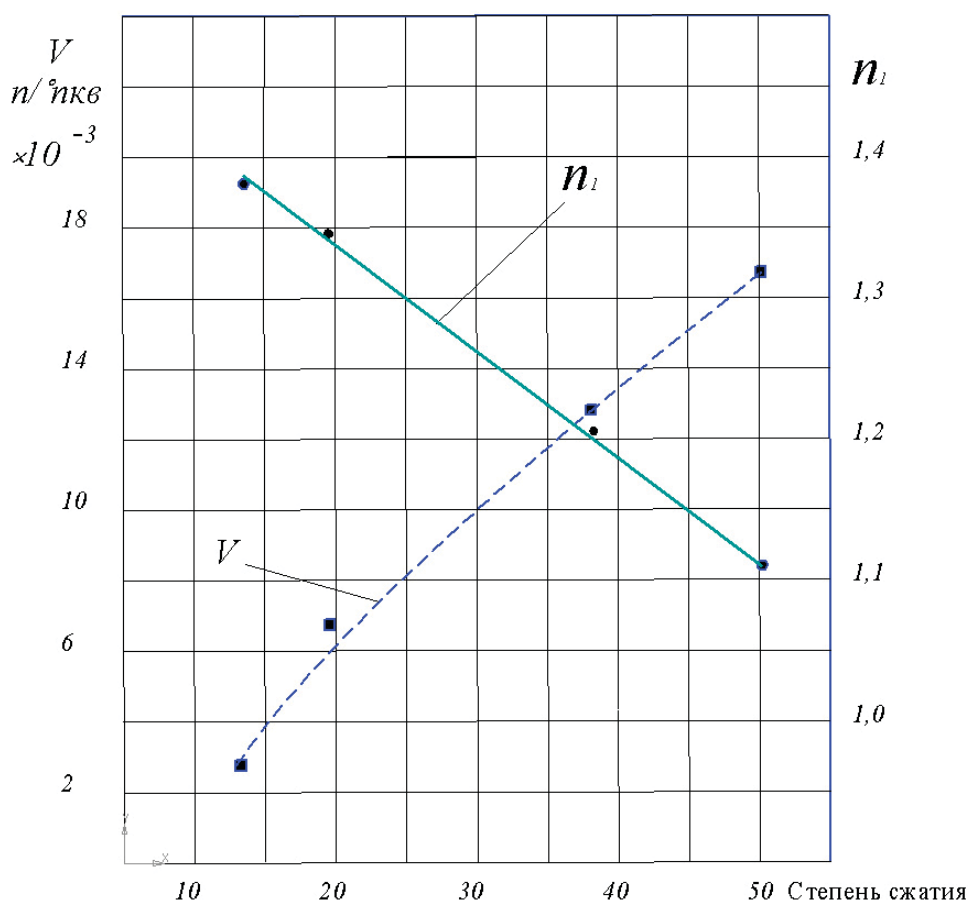


Рис. 8. Результаты вычисления интенсивности уменьшения политропы V и средней политропы сжатия

На этом рисунке хорошо видна отмеченная выше закономерность, а именно с увеличением геометрической степени сжатия увеличивается интенсивность снижения истинной политропы сжатия и одновременно уменьшается средняя политропа сжатия. Отмеченная закономерность хорошо аппроксимируется линейной функцией:

$$n_1 = 1,5 - \frac{\varepsilon}{128}. \quad (4)$$

Из формулы видно, что при степени сжатия 64:1 средний показатель политропы сжатия равен 1,0, то есть соответствует изотермическому процессу сжатия. Изотермический процесс, с одной стороны, снижает насосные потери, с другой — препятствует росту термического КПД. С увеличением степени сжатия температура газов в конце такта сжатия хотя и увеличивается, но, с другой стороны, приводит к более интенсивной теплоотдаче от газов в стенки цилиндра.

Таким образом, увеличение степени сжатия пропорционально снижает показатель политропы сжатия. По этой причине использование алюминиевых неохлаждаемых поршней (без тепловой защиты днища) с повышенной степенью сжатия нежелательно и потребуются переход на составные или композиционные поршни с уменьшенной теплопроводностью.

Выводы

Для экспериментального исследования влияния повышенной геометрической степени сжатия на политропу сжатия созданы моторные стенды с дизелем 4ЧН 8,8/9,4 с геометрической степенью сжатия 38 и с дизелем 6ЧН 7,75/8,6 со степенью сжатия 50. Отмеченные дизели имели вихрекамерное смесеобразование и алюминиевые неохлаждаемые поршни. Результаты проведенных исследований позволяют сделать следующие выводы:

- 1) предложена аппроксимация линейной зависимости, связывающей политропу сжатия с геометрической степенью сжатия;
- 2) экстраполяция кривой средней политропы сжатия показывает, что при геометрической степени сжатия 64 единицы достигается изотермическое сжатие;
- 3) при создании дизелей с повышенной степенью сжатия необходима тепловая защита алюминиевого поршня или переход на составные или композиционные поршни с уменьшенной теплопроводностью.

Список литературы

1. Денн Г. Ф. Опыты с двигателями Дизеля на заводе Л. Нобель / Г. Ф. Денн // Отдельные оттиски из журнала «Вестник общества технологов». — СПб., 1901. — 33 с.
2. Русинов Р. В. О некоторых проблемах организации теплового процесса быстроходных дизелей / Р. В. Русинов, И. М. Герасимов [и др.] // Двигателестроение. — 2006. — № 2. — С. 3–6.
3. Байков Б. П. Дизели: справ. / Б. П. Байков, В. А. Ваншейдт [и др.]. — 1977. — 480 с.
4. Решение о выдаче пат. на изобретение по заявке 2010141695/06(059823). Способ организации работы дизельного двигателя со сверхвысокой степенью сжатия / Седунов И. П. Заявл. 11.10.2010.