

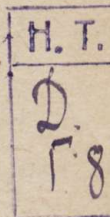
Расчет Работы Проводов

Гриневский



СО Д Е Р Ж А Н І Е.

Предварительныя замѣчанія	1
Общій ходъ расчета	5
Оцѣнка элементовъ расчета	11
Частные случаи расчета	15
Примѣры расчета	18
Графическій расчетъ рабочаго процесса	22
Заключение	25



Тепловой расчетъ рабочаго процесса.

Проф. В. Гриневецкій.

Предварительныя замѣчанія. Тепловой расчетъ позволяетъ найти наибольшее давленіе рабочаго процесса, среднее индикаторное давленіе, видъ индикаторной діаграммы, расходъ топлива и расходъ тепла на силовую или экономичность процесса. Этотъ расчетъ даетъ взаимную связь всѣхъ факторовъ рабочаго процесса съ достаточной наглядностью и полнотой. Для расчета требуется заданіе нѣкоторыхъ основныхъ элементовъ рабочаго процесса и оцѣнка другихъ его элементовъ. Степень точности оцѣнки послѣднихъ элементовъ можетъ быть признана практически удовлетворительной, благодаря пополненію необходимыхъ физическихъ данныхъ новѣйшими изслѣдованіями ¹⁾.

Важнѣйшей частью расчета является расчетъ процесса сгорания, относительно котораго полезно сдѣлать нѣкоторые предварительныя замѣчанія. Сгораніе представляетъ термодинамически необратимый процессъ, который, собственно, въ расчетъ не разсматривается. Расчетъ имѣетъ дѣло съ рабочей смѣсью — воздухомъ и топливомъ предъ началомъ сгорания и съ сгорѣвшими газами — послѣ его окончанія. Тепло, выдѣленное при химическихъ реакціяхъ сгорания, разсматривается какъ сообщенное газамъ извнѣ. Задачей расчета является опредѣленіе состоянія сгорѣвшихъ газовъ по окончаніи сгорания. Это состояніе зависитъ отъ состоянія и состава рабочей смѣси, отъ состава и теплоемкости сгорѣвшихъ газовъ, отъ измѣненія числа газовыхъ молекулъ при сгораніи, отъ количества выдѣленнаго при сгораніи тепла и отъ характера самаго процесса сгорания.

Составъ рабочей смѣси и сгорѣвшихъ газовъ удобно выражать въ килограммъ-молекулахъ (kgmol), беря за единицу число kg, рав-

¹⁾ Гюльднеръ относится весьма скептически къ тепловому расчету, см. стр. 183, съ тѣмъ, однако, нельзя согласиться безъ оговорокъ. Для ходовыхъ типовъ газовыхъ двигателей можно было бы ограничиться расчетомъ по рабочему воздуху и по нормальной діаграммѣ, какъ предлагаетъ Гюльднеръ. Въ случаѣ отклоненій рабочаго процесса отъ нормальной діаграммы тепловой расчетъ необходимъ, ибо безъ него нельзя оцѣнить сколько-нибудь точно наибольшаго давленія въ процессѣ. вмѣстѣ съ тѣмъ безъ теплового расчета не получается достаточной ясности въ количественныхъ представленіяхъ о связи всѣхъ факторовъ рабочаго процесса, что необходимо для основательнаго его проектированія. Замѣнить тепловой расчетъ въ этомъ отношеніи можетъ только наличность многочисленныхъ опытныхъ данныхъ по соотвѣстственному типу двигателя; но такія опытные данныя придаютъ полную надежность расчету и сами получаютъ въ немъ полное и весьма цѣнное освѣщеніе. Какъ видно будетъ изъ послѣдующаго изложенія и разобранныхъ въ концѣ примѣровъ, расчетъ легко произвести съ практически удовлетворительной точностью и притомъ довольно просто. Въ силу этихъ соображеній выполненіе теплового расчета слѣдуетъ признать всегда полезнымъ, а въ случаяхъ, отклоняющихся отъ нормальныхъ — необходимымъ.

ное молекулярному вѣсу газа. Такая единица заключаетъ въ себѣ, одинаковыя числа молекулъ для вѣхъ газовъ, а слѣдовательно, по закону Авогадро, представляетъ одинаковые объемы газовъ. Счетъ въ kgmol равносильнъ измѣренію объемами и очень практиченъ, давая простыя формулы и позволяя замѣнить простыми и легко запоминаемыми числами молекулярныхъ вѣсовъ выраженія удѣльных вѣсовъ. Теплоемкости и постоянныя въ характеристическихъ уравненіяхъ получаютъ при этомъ для вѣхъ двухатомныхъ газовъ, приближающихся къ совершеннымъ, одно числовое значеніе.

Газообразное топливо беремъ въ количествѣ 1 kgmol , а жидкое—въ количествѣ 1 kg . Горючія части жидкаго топлива, выражаемыя вѣсовыми долями, переводимъ въ kgmol (или kg -атомы для углерода), чтобы прямо найти число kgmol сгорѣвшихъ газовъ. По числу kgmol горючаго и реакціямъ сгоранія, находимъ необходимое для сгоранія число kgmol кислорода, а для послѣднее на 0,21, находимъ число kgmol теоретически необходимаго воздуха— L_0 .

Дѣйствительное количество рабочаго воздуха обозначимъ: L —въ kgmol на 1 kgmol газообразнаго топлива;

L' —въ kg на 1 kg жидкаго топлива;

дѣйствительное количество рабочаго воздуха на 1 kg жидкаго топлива въ kgmol будетъ $L = \frac{L'}{28,89}$, гдѣ 28,89—вѣсъ 1 kgmol воздуха. Имѣемъ:

$$\frac{L}{L_0} = \frac{L'/28,89}{L_0} = \alpha \quad (1)$$

гдѣ α —относительное количество рабочаго воздуха. По дѣйствительному количеству рабочаго воздуха находится общее число газовыхъ kgmol рабочей смѣси; для газообразнаго топлива это число будетъ: $1 + L$, а для жидкаго: $x + \frac{L'}{28,89}$, гдѣ x —число kgmol испарившейся части топлива. При вспрыскиваніи топлива предъ началомъ сгоранія можно положить $x = 0$; вообще же x —очень небольшая дробь, пренебрегая которой будемъ считать для жидкаго топлива общее число kgmol рабочей смѣси— $\frac{L'}{28,89}$.

Кромѣ свѣжей рабочей смѣси, въ цилиндрѣ двигателя находится нѣкоторое количество остаточныхъ газовъ отъ предыдущаго рабочаго процесса. Назовемъ остаточнымъ коэффиціентомъ γ отношеніе чиселъ kgmol остаточныхъ газовъ и рабочей смѣси или отношеніе ихъ объемовъ при равныхъ давленіяхъ и температурахъ. Подсчетъ коэффиціента γ будетъ указанъ далѣе; пока замѣтимъ, что въ четырехтактныхъ двигателяхъ γ зависитъ главнымъ образомъ отъ степени сжатія, въ двухтактныхъ же зависитъ отъ полноты продувки, и отчетливой продувкой можно довести γ до нуля. Общее число газовыхъ kgmol въ цилиндрѣ предъ началомъ сгоранія выразится такъ:

$$(1 + L)(1 + \gamma) \text{—для газообразнаго топлива} \quad (2)$$

$$\frac{L'}{28,89}(1 + \gamma) \text{—для жидкаго топлива} \quad (2 \text{ bis})$$

Такимъ образомъ, заданіемъ L (L') или заданіемъ α , а также оцѣнкой γ опредѣляется количество газовъ предъ сгораніемъ, а по нему и по реакціямъ сгоранія находится количество и составъ сгорѣвшихъ газовъ.

Теплоемкость газовъ по величинѣ и по характеру возрастанія съ температурой различна для разныхъ газовъ. Въ этомъ отношеніи въ рабочей смѣси и сгорѣвшихъ газахъ можно различать 3 главныя части:

простые газы (двухатомные, O_2 , N_2 , H_2 , CO , воздухъ);

углекислоту (CO_2);

водяные пары (H_2O);

числа kgmol этихъ трехъ частей сгорѣвшихъ газовъ, полученныхъ отъ 1 kgmol или 1 kg топлива, обозначимъ соотвѣтственно чрезъ M , M' и M'' .

Возрастание теплоемкости газовъ съ температурой можно считать, по крайней мѣрѣ для высокиѣ температуръ, твердо установленнымъ какъ прямыми, такъ и косвенными способами опредѣленія теплоемкостей ²⁾. Функциональная зависимость теплоемкости газовъ отъ температуры пока еще не можетъ считаться твердо установленной. Препятствуютъ: пробѣлы въ области изслѣдованныхъ температуръ—среднихъ и низкихъ, съ одной стороны, и высокиѣ—съ другой, различія въ методахъ изслѣдованій въ этихъ областяхъ и недостаточная многочисленность опытовъ. Обычно принимается наиболѣе простая—линейная зависимость теплоемкости отъ температуры, въ то же время наиболѣе согласующаяся съ результатами различныхъ опытовъ. Для теплового расчета рабочего процесса, имѣющаго дѣло съ высокими температурами, линейная зависимость теплоемкости отъ температуры достаточно подтверждается изслѣдованіями Лангена. Въ расчетъ, въ виду переменности теплоемкости, удобно вводить среднія теплоемкости, для измѣненій отъ 0°abs до данной температуры. По подсчетамъ Шребера ³⁾, изъ опытовъ Лангена получаютъ слѣдующія выраженія для молекулярныхъ среднихъ теплоемкостей при постоянномъ объемѣ:

$$\left. \begin{aligned} \text{для простыхъ газовъ: } c_v' &= 4,625 + 0,00053 \, T \\ \text{для углекислоты: } c_v'' &= 6,774 + 0,00189 \, T \\ \text{для водяного пара: } c_v''' &= 6,855 + 0,00116 \, T \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Молекулярныя среднія теплоемкости при постоянномъ давленіи найдутся изъ соотношенія:

$$c_p - c_v = AR_m, \text{ гдѣ } A = \frac{1}{428}, \text{ а } R_m \text{ для kgmol всѣхъ газовъ } \propto 846, \text{ откуда } c_p - c_v = 1,975 \text{ для kgmol. Имѣемъ:}$$

$$\left. \begin{aligned} \text{для простыхъ газовъ: } c_p' &= 6,600 + 0,00053 \, T \\ \text{для углекислоты: } c_p'' &= 8,749 + 0,00189 \, T \\ \text{для водяного пара: } c_p''' &= 8,830 + 0,00116 \, T \end{aligned} \right\} \quad (3 \text{ bis})$$

По теплоемкостямъ составныхъ частей удобно выразить суммарную теплоемкость сгорѣвшихъ газовъ — c_{mv} или c_{mp} , относя ее не къ 1 kgmol, а ко всей массѣ газовъ, образовавшейся отъ сгорания 1 kgmol или 1 kg топлива. Очевидно имѣемъ:

$$c_{mv} = M' \cdot c_v' + M'' \cdot c_v'' + M''' \cdot c_v''' \quad (4)$$

$$c_{mp} = M' \cdot c_p' + M'' \cdot c_p'' + M''' \cdot c_p''' \quad (4 \text{ bis})$$

²⁾ Обстоятельную сводку и критику всѣхъ современныхъ данныхъ по вопросу о теплоемкости газовъ можно найти въ работѣ Хабера—Haber. Thermodynamik technischer Gasreaktionen. Утвержденія Флигнера и Цейнера, приводимыя Гюльдиеромъ на стр. 129 и 130, потеряли свою убѣдительность послѣ изслѣдованій Лангена, подтвердившихъ отчасти результаты опытовъ Мальяръ и Лешателье.

³⁾ Schreiber. Zur Berechnung der Vorgänge in den Gasmotoren. Dingers P. J., Band 318, Heft 28, 29. Шреберъ далъ критическую оцѣнку и болѣе точный подсчетъ результатовъ весьма обстоятельныхъ опытовъ Лангена (Langen. Untersuchungen über die Drücke, welche bei Explosionen von Wasserstoff und Kohlenoxyd in geschlossenen Gefäßen auftreten. Mitteilungen über Forschungsarbeiten, V. d. I., Heft 8). Шреберъ нашелъ изъ данныхъ Лангена, что постоянныя въ теплоемкостяхъ CO_2 и H_2O надо считать больше, а приростъ теплоемкостей съ температурой—меньше, чѣмъ это вычислено Лангеномъ. Относя среднія теплоемкости къ 0°abs, Шреберъ даетъ выраженія ур. (3). Подставляя сюда $t + 273$ вмѣсто T , т.-е считая среднія теплоемкости отъ 0°C, получимъ: для простыхъ газовъ — $c_v' = 4,914 + 0,00053t$; для углекислоты — $c_v'' = 7,805 + 0,00189t$ и для водяныхъ паровъ — $c_v''' = 7,491 + 0,00116t$. Эти цифры интересно сравнить съ формулами Лангена, см. стр. 557. Какъ формулы Лангена, такъ и подавно формулы Шребера даютъ болѣе слабую зависимость теплоемкости отъ температуры, чѣмъ было принято Мальяръ и Лешателье, см. стр. 129. Такимъ образомъ, выводъ проф. Е. Мейера, сдѣланный изъ калориметрическаго изслѣдованія газоваго двигателя, см. примѣчаніе на стр. 130 о вѣроятной преувеличенности температурной зависимости теплоемкости по формуламъ Мальяръ и Лешателье, находитъ себѣ прямое опытное подтвержденіе. Установленные Лангеномъ и исправленные Шреберомъ величины теплоемкостей газовъ находятъ себѣ хотя и косвенное, но вѣское подтвержденіе сопоставленіемъ ихъ съ постоянными газовыхъ реакцій. Это сопоставленіе сдѣлано въ названной въ примѣчаніи (2) работѣ Хабера.

Подставляя въ ур. (4) или (4 bis) числовыя значенія M' , M'' и M''' и выраженія теплоемкостей изъ ур. (3) или (3 bis), приведемъ ур. (4) и (4 bis) къ виду:

$$c_{mv} \text{ или } c_{mp} = A + BI \quad (5)$$

гдѣ A и B — числовые коэффициенты, зависящіе отъ состава и теплоемкостей сгорѣвшихъ газовъ, которые легко вычислить для каждого даннаго случая по нѣкоторымъ общимъ приѣмамъ, указаннымъ ниже. Суммарная теплоемкость сгорѣвшихъ газовъ въ формѣ ур. (5) понадобится для подсчета конечной температуры сгорания.

При сгораніи измѣняется, говоря вообще, число газовыхъ молекулъ, благодаря образованію трехатомныхъ CO_2 и H_2O , а при жидкомъ топливѣ — также и благодаря переходу жидкости въ газообразную форму. Соответственно измѣненію общаго числа молекулъ измѣняется объемъ 1 kg сгорѣвшихъ газовъ и постоянная характеристическаго уравненія R , отнесенная къ 1 kg сгорѣвшихъ газовъ, которая понадобится для опредѣленія ихъ состоянія.

Назовемъ коэффициентомъ молекулярнаго измѣненія β отношеніе общаго числа газовыхъ молекулъ сгорѣвшихъ газовъ къ общему ихъ числу въ рабочей смѣси, а постоянную для первыхъ — чрезъ R_2 , а для послѣдней чрезъ R_1 ; тогда получимъ:

$$R_2 = \beta R_1 \quad (6)$$

Измѣненіе общаго числа газовыхъ молекулъ при сгораніи обозначимъ чрезъ ΔM , причѣмъ знакъ и величина ΔM опредѣляются характеромъ реакцій сгорания. Находимъ на основаніи ур. (2) или (2 bis):

$$\beta = 1 + \frac{\Delta M}{(1 + L)(1 + \gamma)} \text{ для газообразнаго топлива} \quad (7)$$

$$\beta = 1 + \frac{\Delta M}{L' \cdot (1 + \gamma)} \text{ для жидкаго топлива} \quad (7 \text{ bis})$$

28,89

Тепло, выдѣленное при сгораніи рабочей смѣси, содержащей 1 kgmol или 1 kg топлива, обозначимъ чрезъ Q_1 . Располагаемымъ тепломъ будетъ рабочая теплопроизводительность H_u 1 kgmol или 1 kg топлива. Имѣемъ:

$$Q_1 = \zeta H_u \quad (8)$$

Здѣсь ζ назовемъ коэффициентомъ выдѣленія тепла, причѣмъ, очевидно, $\zeta < 1$, вслѣдствіе неполноты сгорания, теплоотдачи стѣнкамъ цилиндра во время сгорания, отчасти — догорания и диссоціаціи газовъ. H_u для жидкаго топлива дается непосредственно, а для газообразнаго, составляющаго смѣсь горючихъ газовъ, находится какъ сумма произведеній молекулярныхъ теплопроизводительностей на соответственныя доли kgmol всѣхъ горючихъ газовъ.

Для упрощенія всѣхъ расчетовъ въ слѣдующей таблицѣ А приведены практически важнѣйшія реакціи сгорания. Здѣсь составныя части взяты въ kgmol, причѣмъ обозначаютъ:

m_b — число газовыхъ kgmol горючаго;

m_o — число kgmol кислорода для сгорания;

m_k — число kgmol образовавшейся углекислоты;

m_w — число kgmol образовавшагося водяного пара;

Δm — измѣненіе общаго числа газовыхъ kgmol при сгораніи;

H_{um} — рабочая теплопроизводительность 1 kgmol горючаго.

Обозначим⁵⁾ чрез p давление газовъ въ ат, чрезъ P —давление въ kg/qm, чрезъ v —удѣльный объемъ газовъ въ cbm, а чрезъ V —общій объемъ въ cbm, и чрезъ T —абсолютную температуру газовъ для слѣдующихъ моментовъ: начала сжатія рабочей смѣси (или воздуха)— p_a, P_a, v_a, V и T_a ; конца сжатія (начала сгорания)— p_c, P_c, v_c, V_c и T_c ; конца сгорания (начала расширения)— p_z, P_z, v_z, V_z и T_z ; конца расширения— p_e, P_e, v_e, V и T_e ; для рабочей смѣси (или воздуха) передъ цилиндромъ— p_o, P_o, v_o и T_o . Далѣе обозначимъ:

$$\varepsilon = \frac{V}{V_c} \text{— степень сжатія;}$$

$$\delta = \frac{V}{V_z} \text{— степень расширения;}$$

n_1 —показатель политропы сжатія;

n_2 —показатель политропы расширения.

При расчетѣ задаются: ε , p_a , родъ и составъ топлива, L (L') или α ; оцѣниваются: T_a , n_1 , n_2 и ζ .

Для процесса сжатія имѣемъ изъ уравненія политропы соотношенія:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad (9)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} = T_a \cdot \left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{n_1-1}{n_1}} \quad (10)$$

которыми опредѣляется состояніе рабочей смѣси (или воздуха) предъ началомъ сгорания.

Для процесса сгорания находимъ помощью таблицы A по составу топлива и величинамъ L (L') или α количества M' , M'' и M''' , а также ΔM , какъ будетъ показано ниже для разныхъ случаевъ. Затѣмъ по ур. (4) или (4 bis) вычисляется c_{mv} или c_{mp} и подстановкой численныхъ значеній приводится къ виду ур. (5). Суммарныя теплоемкости c_{mv} или c_{mp} относятся къ сгорѣвшимъ газамъ, образовавшимся изъ 1 kgmol или 1 kg топлива, т.-е. къ $(1 + L + \Delta M)$ или $\left(\frac{L'}{28,89} + \Delta M \right)$ kgmol. Кромѣ того, въ цилиндрѣ имѣется еще добавочное количество тѣхъ же сгорѣвшихъ газовъ—остаточные газы $(1 + L)\gamma$ или $\frac{L'}{28,89}\gamma$ kgmol. Поэтому полная суммарная теплоемкость C_{mv} или C_{mp} , относящаяся къ общей массѣ газовъ, найдется умноженіемъ c_{mv} или c_{mp} на отношенія:

$$\frac{1 + L + \Delta M + (1 + L)\gamma}{1 + L + \Delta M} \text{ или } \frac{\frac{L'}{28,89} + \Delta M + \frac{L'}{28,89}\gamma}{\frac{L'}{28,89} + \Delta M}$$

Не трудно видѣть, что при помощи ур. (7) или (7 bis) эти отношенія преобразуются въ такое: $1 + \frac{\gamma}{\beta - \gamma(1 - \beta)}$, которое въ виду незначительности γ и близости β къ 1 можно замѣнить приближеннымъ болѣе простымъ отношеніемъ $1 + \frac{\gamma}{\beta}$. Отсюда имѣемъ для полной суммарной теплоемкости выраженіе:

$$C_{mv} \text{ или } C_{mp} = c_{mv} \cdot \left(1 + \frac{\gamma}{\beta} \right) \text{ или } c_{mp} \cdot \left(1 + \frac{\gamma}{\beta} \right) \quad (11)$$

ваніе кислородомъ. Полную теплопроизводительность 1 kg водорода въ жидкомъ топливѣ Менделѣевъ оцѣниваетъ около 30000 cal; отсюда $H_{um} = 2.30000 - 18.595 \sim 49300$ cal—эта цифра довольно гадательна, но въ расчетахъ она и не понадобится, ибо берется теплопроизводительность 1 kg жидкаго топлива, опредѣляемая калориметрически

⁵⁾ Въ обозначеніяхъ будемъ слѣдовать принятымъ Гюльдеромъ символамъ, чтобы не нарушать единства обозначеній.

Выделение тепла при сгорании замѣняется въ расчетѣ сообщеніемъ сгорѣвшимъ газамъ извнѣ того же количества тепла Q_1 .⁶⁾ Измѣненіе состоянія сгорѣвшихъ газовъ связывается съ тепломъ Q_1 слѣдующимъ разсужденіемъ. Сообщение тепла Q_1 измѣняетъ первоначальное состояніе газовъ при сохраненіи постояннаго объема или постояннаго давленія съ температуры T_c до температуры T_z . Очевидно, для обратнаго измѣненія сгорѣвшихъ газовъ отъ T_z до T_c при постоянномъ объемѣ или при постоянномъ давленіи отъ нихъ нужно отнять тепло Q_1 . Последнее измѣненіе выразится уравненіемъ: — $Q_1 = \left(1 + \frac{\gamma}{\beta}\right) \cdot (A + BT_c) T_c - \left(1 + \frac{\gamma}{\beta}\right) \cdot (A + BT_z) T_z$; замѣняя здѣсь Q_1 изъ ур. (8) и производя перестановку получимъ:

$$\zeta H_u + \left(1 + \frac{\gamma}{\beta}\right) \cdot (A + BT_c) T_c = \left(1 + \frac{\gamma}{\beta}\right) \cdot (A + BT_z) T_z \quad (12)$$

Изъ этого квадратнаго уравненія находится T_z общимъ приѣмомъ рѣшенія или, что практически удобнѣе, путемъ подстановокъ пробныхъ значеній T_z въ скобки и послѣдовательнаго опредѣленія T_z какъ изъ уравненія первой степени. Это ур. (12) является основнымъ для тепловаго расчета рабочаго процесса.

Пользуясь характеристическимъ уравненіемъ газовъ, имѣемъ для рабочей смѣси: $P_c v_c = 10000 p_c v_c = R_1 T_c$;

а для сгорѣвшихъ газовъ, помня ур. (6), найдемъ: $P_z v_z = 10000 p_z v_z = R_2 T_z = \beta R_1 T_z$

Отсюда найдемъ, дѣля нижнее уравненіе на верхнее: $\frac{p_z v_z}{p_c v_c} = \frac{T_z}{T_c}$

Полагая $v_z = v_c$ для сгорания при постоянномъ объемѣ, найдемъ:

$$p_z = \beta p_c \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (13)$$

Полагая $p_z = p_c$ для сгорания при постоянномъ давленіи, получимъ, замѣняя $\frac{v_z}{v_c}$ чрезъ $\frac{V_z}{V_c}$:

$$V_z = \beta V_c \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (13 \text{ bis})$$

По ур. (12) опредѣляется теоретическая конечная температура сгорания — T_z , а по ур. (13) или (13 bis) — теоретическое давленіе вспышки — p_z или теоретическій конечный объемъ сгорания — V_z .

Для процесса расширенія имѣемъ изъ уравненія политропы соотношенія:

$$p_c = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} \quad (14)$$

$$T_c = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}} \quad (15)$$

совершенно аналогичныя ур. (9) и (10) для сжатія, при чемъ въ двигатель быстрого сгорания $\delta = \epsilon$, а въ двигатель постепеннаго сгорания $\delta < \epsilon$, именно $\delta = \epsilon \cdot \frac{V_c}{V_z}$.

Ур. (9) — (15) опредѣляютъ теоретическую индикаторную діаграмму ⁷⁾ и позволяютъ подсчитать работу процесса и его экономичность. Обозначимъ:

⁶⁾ Последующее разсужденіе недостаточно строго. Получаемый на основаніи этого разсужденія результатъ совпалалъ бы съ истиннымъ при условіи одинаковости характеристическихъ постоянныхъ и теплоемкостей рабочей смѣси и сгорѣвшихъ газовъ, чего на дѣлѣ нѣтъ. Однако, величина ошибки вслѣдствіе несоблюденія этого условія практически незначительна. Научно-строгое разсмотрѣніе процесса сгорания съ точки зрѣнія термодинамики дано Цейнеромъ. Zeu n e r. Technische Thermodynamik. Band I, § 79 и 80). Изложеніе выводовъ Цейнера интересующіеся ими найдутъ въ курсѣ термодинамики проф. Мерцалова.

⁷⁾ Уравненія (9) — (15) представляютъ нѣкоторыя измѣненія по сравненію съ выведенными Гюльднеромъ. Для политропы сжатія и расширенія взяты разныя показатели n_1 и n_2 , а въ ур. (12), (13) и (13 bis), касающіяся сгорания, введены поправки. Ур. (58) и (62a) Гюльднера (стр. 154 и 155) соответствуютъ ур. (12), въ которомъ введена поправка на неполное выдѣленіе тепла и на возрастаніе теплоемкости съ температурой. Ур. (56) и (62) Гюльднера (стр. 154 и

V_h — рабочий объем цилиндра (объем, описанный поршнем за 1 ход) в см³;
 V_i — объем, описанный поршнем на 1 kgmol или 1 kg топлива, в см³;
 p_i — теоретическое среднее индикаторное давление в ат;
 p_i' — исправленное среднее индикаторное давление в ат;
 μ — поправочный коэффициент;
 Δp — средняя разность давлений выталкивания и всасывания;
 η_c — коэффициент подачи (отнесенный к p_o и T_o);
 η_i — индикаторный коэффициент;
 η_m — механический коэффициент;
 η_{ec} — экономический коэффициент;
 C_i — расход газа на индикаторный силочас в см³ при 0°С и 760 мм. рт. ст.;
 C_i' — расход жидкого топлива на индикаторный силочас в кг;
 C_e — расход газа на эффективный силочас в см³ при 0°С и 760 мм. рт. ст.;
 C_e' — расход жидкого топлива на эффективный силочас в кг;
 Q_i — расход тепла на индикаторный силочас в кал;
 Q_e — расход тепла на эффективный силочас в кал.

Теоретическое среднее индикаторное давление найдем, подсчитывая работу политропических изменений, а в двигателе постепенного сгорания — еще и работу сгорания при постоянном давлении. Алгебраическую сумму работ надо разделить на $V_h = V - V_c = \frac{V_c}{\varepsilon - 1}$, перевести давления в ат и отношения объемов замкнуть через ε и δ . Тогда получим теоретическое среднее индикаторное давление. Для двигателя быстрого сгорания найдем:

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left\{ \frac{p_z}{p_c} \cdot \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}}}{n_2 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}}{n_1 - 1} \right\} \quad (16)$$

Для двигателя постепенного сгорания найдем:

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left\{ \frac{V_z}{V_c} \cdot \frac{n_2 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}}{n_2 - 1} - \frac{n_1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}}{n_1 - 1} \right\} \quad (16 \text{ bis})$$

Непосредственное пользование ур. (16) или (16 bis) не вполне удобно; его можно облегчить составлением таблиц или графическим изображением входящих в их состав функций n_2 , n_1 , ε и δ . Полученные из ур. (16) или (16 bis) значения p_i больше истинных, вследствие замедления сгорания и предвращения выпуска, а в случае четырехтактного процесса и вследствие сопротивлений выталкивающего и всасывающего ходов. Вводя соответственные поправки найдем:

$$p_i' = \mu p_i - \Delta p \quad (17)$$

здесь μ — поправочный коэффициент — обычно от 0,95 до 0,85, причем первое значение относится к случаю весьма малого замедления сгорания по сравнению с теоретическим, а второе — к случаю сильного замедления сгорания. Δp можно считать от 0,15 до 0,25 ат, а для быстроходных двигателей с самодвижущим впускным клапаном — до 0,35 ат.

По найденному из ур. (17) исправленному среднему индикаторному давлению легко подсчитать экономичность рабочего процесса и расход топлива на

155) соответствуют ур. (13) и (13 bis), в которых введены поправки на изменение характеристической постоянной R в процессе сгорания. Всех этих поправок достаточно, чтобы результат подсчетов по ур. (12) и (13) или (13 bis) был близок к действительным соотношениям, определяемым из действительных индикаторных диаграмм. Примеры в конце статьи покажут приемы внесения поправок и близость результатов вычислений к действительности. Между тем подсчет по ур. (56), (58), (62) и (62a) при условии постоянной теплоемкости газов дает совершенно несообразные с действительностью результаты, и к этим то результатам относятся соображения, развитые Гюльдером на 183 стр. и упомянуты в примечании (1).

силочасъ. Для этого найдем индикаторную работу 1 kgmol или 1 kg топлива въ силочасахъ: $N'_i = \frac{10000 p'_i V_i}{270000} = \frac{p'_i V_i}{27}$. Опредѣлимъ V_i , для чего сперва найдемъ объемъ 1 kgmol при p_o и T_o . Для воздуха объемъ 1 kgmol при $0^{\circ}C$ и 760 mm рт. ст. будетъ $\frac{28,89}{1,293} = 22,34$ cbm; таковъ же будетъ объемъ 1 kgmol и для прочихъ газовъ. Приведенный къ p_o и T_o объемъ газовой kgmol будетъ $22,34 \cdot \frac{1,0334}{p_o} \cdot \frac{T_o}{273} = 0,0846 \cdot \frac{T_o}{p_o}$ cbm. Объемъ V_i получимъ, для приведенный къ p_o и T_o объемъ рабочей смѣси, относящийся къ 1 kgmol или 1 kg топлива, на коэффициентъ подачи η_e :

$$V_i = 0,0846 \frac{T_o}{p_o} \cdot \frac{(1+L)}{\eta_e} \text{ для 1 kgmol газа.} \quad (18)$$

$$V_i = 0,0846 \frac{T_o}{p_o} \cdot \frac{L'}{28,89 \eta_e} \text{ для 1 kg жидкаго топлива.} \quad (18 \text{ bis})$$

Подставляя эти значенія V_i въ выраженіе для N'_i и беря обратную величину $\frac{1}{N'_i}$ получимъ расходъ топлива въ kgmol или въ kg на индикаторный силочасъ. Для газа переводимъ этотъ расходъ въ cbm при $0^{\circ}C$ и 760 mm рт. ст., умножая его на 22,34. Получимъ C_i и C_i' , а для ихъ на η_m найдемъ C_e и C_e' :

$$\left. \begin{aligned} C_i &= 7130 \frac{p_o}{T_o} \cdot \frac{\eta_e}{p'_i(1+L)} \\ C_e &= 7130 \frac{p_o}{T_o} \cdot \frac{\eta_e}{\eta_m p'_i(1+L)} \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{въ cbm при } 0^{\circ}C \text{ и } 760 \text{ mm} \\ \text{рт. ст., для газа.} \end{array} \quad (19)$$

$$\left. \begin{aligned} C_i' &= 9220 \frac{p_o}{T_o} \cdot \frac{\eta_e}{p'_i L'} \\ C_e' &= 9220 \frac{p_o}{T_o} \cdot \frac{\eta_e}{\eta_m p'_i L'} \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{въ kg, для жидкаго топлива.} \end{array} \quad (19 \text{ bis})$$

Для принятаго Гюльднеромъ нормальнаго состоянія газа $-15^{\circ}C$ и 735,5 mm рт. ст. коэффициентъ 7130 въ ур. (19) измѣнится въ $7130 \cdot \frac{288}{273} \cdot \frac{760}{735,5} \sim 7500$.

Умножая C_i или C_e на теплопроизводительность 1 cbm $\dot{H}_u' = \frac{H_u}{22,34}$, а C_i' или C_e' на теплопроизводительность 1 kg — H_u , найдемъ:

$$\left. \begin{aligned} Q_i &= 320 \frac{p_o}{T_o} \cdot \frac{\eta_e H_u}{p'_i(1+L)} \\ Q_e &= 320 \frac{p_o}{T_o} \cdot \frac{\eta_e H_u}{\eta_m p'_i(1+L)} \end{aligned} \right\} \text{ для газа.} \quad (20)$$

$$\left. \begin{aligned} Q_i &= 9220 \frac{p_o}{T_o} \cdot \frac{\eta_e H_u}{p'_i L'} \\ Q_e &= 9220 \frac{p_o}{T_o} \cdot \frac{\eta_e H_u}{\eta_m p'_i L'} \end{aligned} \right\} \text{ для жидкаго топлива} \quad (20 \text{ bis})$$

Для опредѣленія η_i или η_m , характеризующихъ экономичность рабочаго процесса и экономичность машины, дѣлимъ термическій эквивалентъ 1 силочаса $\frac{270000}{428} = 631$ cal на Q_i или Q_e , найдемъ:

$$\left. \begin{aligned} \eta_i &= 1,975 \frac{T_o}{p_o} \cdot \frac{p'_i(1+L)}{\eta_e H_u} \\ \eta_m &= 1,975 \frac{T_o}{p_o} \cdot \frac{\eta_m p'_i(1+L)}{\eta_e H_u} \end{aligned} \right\} \text{ для газа} \quad (21)$$

$$\left. \begin{aligned} \eta_i &= 0,0684 \frac{T_o}{p_o} \cdot \frac{p'_i L'}{\eta_e H_u} \\ \eta_{ic} &= 0,0684 \frac{T_o}{p_o} \cdot \frac{\eta_m p'_i L'}{\eta_e H_u} \end{aligned} \right\} \text{ для жидкаго топлива} \quad (21 \text{ bis})$$

Ур. (19) — (21 bis) имѣютъ очень простую форму; въ нихъ L или L' задаются при расчетѣ; η_e и η_m оцѣниваются, а H_u опредѣляется родомъ и составомъ топлива. По вышеуказанному аналитическому способу или построениемъ исправленной индикаторной диаграммы опредѣляется p'_i . Тогда расходъ топлива и расходъ тепла на силочасъ или экономичность машины прямо вычисляются изъ ур. (19) — (21 bis). Другими словами, въ двигателѣ внутреннего сгорания достаточно опредѣлить исправленное среднее индикаторное давленіе, чтобы по нему и по оцѣниваемымъ для его опредѣленія величинамъ непосредственно подсчитать расходъ топлива и расходъ тепла на силочасъ или найти экономичность рабочего процесса. Въ непосредственной связи средняго индикаторнаго давленія съ расходомъ топлива и тепла или съ экономичностью рабочего процесса заключается крупное преимущество расчета двигателя внутреннего сгорания относительно расчета, напримѣръ, паровой машины.

Изъ ур. (19) — (21 bis) вытекаютъ непосредственно слѣдующія общія заключенія:

1) расходъ топлива и расходъ тепла на силочасъ стоятъ въ обратномъ отношеніи къ среднему индикаторному давленію и къ количеству рабочей смѣси на единицу топлива и въ прямомъ отношеніи къ коэффициенту подачи;

2) экономичность рабочего процесса или экономичность машины стоятъ въ прямомъ отношеніи къ среднему индикаторному давленію и къ количеству рабочей смѣси на единицу топлива и въ обратномъ отношеніи къ коэффициенту подачи.

Изъ заключеній (1) и (2) можно сравнить работу двухъ двигателей, дѣйствующихъ одинаковымъ топливомъ:

3) въ двухъ двигателяхъ, дѣйствующихъ одинаковымъ топливомъ, при одинаковомъ количестве рабочей смѣси на единицу топлива и одинаковомъ коэффициентѣ подачи расходъ топлива и расходъ тепла на силочасъ стоятъ въ обратномъ отношеніи къ среднему индикаторному давленію, а экономичность рабочего процесса и экономичность машины — въ прямомъ отношеніи къ нему же;

4) въ двухъ двигателяхъ, дѣйствующихъ одинаковымъ топливомъ, при одинаковомъ среднемъ индикаторномъ давленіи и одинаковомъ коэффициентѣ подачи расходъ топлива и расходъ тепла на силочасъ стоятъ въ обратномъ отношеніи къ количеству рабочей смѣси на единицу топлива, а экономичность рабочего процесса и экономичность машины стоятъ въ прямомъ отношеніи къ ней же.

Заключенія (3) и (4) позволяютъ весьма удобно сравнивать экономичность разныхъ двигателей. Для оцѣнки вліянія на экономичность разныхъ способовъ регулированія можно вывести изъ заключеній (1) и (2) еще слѣдующія:

5) при регулированіи наполненіемъ, съ постоянствомъ количества рабочей смѣси на единицу топлива, расходъ топлива и расходъ тепла на силочасъ стоятъ въ обратномъ отношеніи къ среднимъ индикаторнымъ давленіямъ и въ прямомъ къ коэффициенту подачи; экономичность рабочего процесса и экономичность машины стоятъ въ обратномъ отношеніи къ коэффициенту подачи и въ прямомъ отношеніи къ среднему индикаторному давленію;

6) при регулированіи составомъ, съ постоянствомъ коэффициента подачи, расходъ топлива и расходъ тепла на силочасахъ стоятъ въ обратномъ отношеніи къ среднему индикаторному давленію и къ количеству рабочей смѣси на единицу топлива; экономичность рабочего процесса и экономичность машины стоятъ въ прямомъ отношеніи къ нимъ.

Заключенія (5) и (6) позволяютъ легко оцѣнивать экономичность способовъ регулированія наполненіемъ и составомъ рабочей силы, помощью измѣреній p'_i и оцѣнки η_e или количества рабочей смѣси. Для изслѣдованія смѣшаннаго регулированія нужна одновременная оцѣнка η_e и количества рабочей смѣси.

Установленная выше схема расчета отличается простотой; формулы дают достаточно наглядно влияние всех факторов на экономичность рабочего процесса и указывают их взаимную связь. Точность расчета обуславливается точностью оценки η_e , T_a , γ , n_1 , n_2 и ζ . Удобство вычислений зависит от придания простой формы ур. (4) и (4 bis) для разных родов и составов топлива. Этими вопросами теперь и займемся.

Оценка элементов расчета представляет наиболее важную часть всего расчета, обуславливающую его точность. Здесь рассмотрим вкратце основания и практические данные для оценки η_e , T_a , γ , n_1 , n_2 и ζ .

Для оценки коэффициента подачи η_e можно пользоваться данными Гюльднера (стр. 152—153).

Температура T_a определяется помощью уравнения: $G_e = G_g + G_r$, где G_e — весь общей массы газов, G_g — весь рабочей смеси, а G_r — весь остаточных газов. Выражая эти все через объемы и удельные объемы, определяемые помощью характеристических уравнений и пренебрегая неодинаковостью характеристических постоянных, найдем: $\frac{VP_a}{T_a} = \eta_e \frac{V_h P_o}{T_o} + \frac{V_c P_r}{T_r}$. Отсюда, переводя давления в ат и заменяя $\frac{V}{V_c}$ через ε и $\frac{V_h}{V_c}$ через $\varepsilon - 1$, найдем:

$$T_a = T_o \cdot \frac{\varepsilon p_a}{\eta_e (\varepsilon - 1) p_o + \frac{T_o}{T_r} p_r} \quad (22)$$

Вообще T_a получается тем меньше, чем больше степень сжатия ε , чем меньше количество остаточных газов и влияние их высокой температуры. Точность определения T_a зависит от точности оценки η_e и T_r и не может быть особенно высокой. Однако, изменения T_a лишь слабо влияют на p_z или V_z , поэтому возможные ошибки в оценке T_a несущественны для точности расчета.

Остаточный коэффициент γ определяется следующим путем. Рабочая смесь, занимающая при p_o и T_o объем $V_h \eta_e = V \left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) \eta_e$, занимает в цилиндре при p_a и T_a объем $V_a = V \left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) \eta_e \cdot \frac{p_o}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_o}$; остаточные газы при p_a и T_a занимают в цилиндре дополнительный объем $V - V_a$. Отсюда находим $\gamma = \frac{V - V_a}{V_a}$; подставляя сюда значение V_a и заменяя в последнем отношении $\frac{T_a}{T_o}$ помощью ур. (22), после преобразований получим:

$$\gamma = \frac{1}{\eta_e (\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_r}{p_o} \cdot \frac{T_o}{T_r} \quad (23)$$

По ур. (23) легко подсчитать γ , при чем точность определения γ , как и T_a зависит от точности оценки η_e и T_r и не может быть особенно высокой. Влияние γ на p_z или V_z , а также на экономичность и расход топлива в современных двигателях не особенно велико, вследствие незначительности самой величины γ . Поэтому возможные ошибки в определении γ в своем конечном влиянии несущественны. При ε от 3,5 до 7 γ колеблется от 0,28 до 0,08, т.е. представляет небольшую дробь. В четырехтактных двигателях с частичной продувкой, напр. в газовом двигателе Гюльднера, надо брать γ значительно меньше, чем получается из ур. (23). В двухтактных двигателях с полной продувкой, напр. в двигателях Кертинга, Охельхейзера, надо положить $\gamma = 0$.

Показатели n_1 и n_2 можно оценить значительно точнее, чем указывается Гюльднером. Колебания этих величин в нормально работающих двигателях гораздо меньше указываемых Гюльднером предполов⁸⁾.

⁸⁾ Основательные данные для оценки n_2 получены Хербергом (Herberg. Untersuchungen über die Exponenten der Ausdehnungslinie im Gasmotorendiagramme). Данные Slaby, которые дали повод Гюльднеру указать значения n_2 до 1,50 и даже до 1,70, относятся к устаревшему двигателю с очень малым сжатием и малой удельной мощностью и никакого

Можно полагать n_1 около 1,35 и n_2 от 1,28 до 1,35, беря меньшія значенія для большихъ сжатій, а большія для малыхъ сжатій, малыхъ нагрузокъ и замедленнаго хода. Ошибки въ оцѣнкѣ n_1 измѣняютъ p_c , p_2 и T_2 , но практически возможныя ошибки вліяютъ незначительно. Ошибки въ оцѣнкѣ n_2 отзываются только на формѣ линіи расширения и на величинѣ среднего индикаторнаго давления практически возможныя величины ошибокъ въ нормально работающихъ двигателяхъ даютъ не особенно сильное вліяніе на p_i .

Коэффициентъ выдѣленія тепла ζ можно оцѣнивать для разныхъ случаевъ отъ 0,75 до 0,92. Въ этомъ коэффициентѣ обнаруживается вліяніе трехъ факторовъ, 1) неполноты сгорания, 2) теплоотдача стѣнкамъ въ періодъ видимаго сгорания, 3) диссоціаціи газовъ и догорания.

Потерю тепла отъ неполноты сгорания можно оцѣнить для нормально работающихъ двигателей отъ 0,03 до 0,15 располагаемаго тепла H_u , въ зависимости отъ нагрузки двигателя и состава рабочей смѣси ⁹⁾. Большія значенія потери надо

отношенія къ современнымъ двигателямъ не имѣютъ. Результаты опытовъ различныхъ авто-ровъ, сопоставленные Хербергомъ въ началѣ его работы, даютъ n_2 отъ 1,26 до 1,43. Собственные многочисленныя опыты Херберга надъ лабораторнымъ газовымъ двигателемъ Кертинга въ 8 HP_e выяснили зависимость n_2 отъ многихъ факторовъ. Изъ этихъ опытовъ слѣдуетъ, что наиболѣе сильна зависимость n_2 отъ степени сжатія:

$$\begin{aligned} \text{при } p_c &= 16 - 10 - 8 - 6 - 4 - 3 \text{ at.} \\ n_2 &= 1,285 \ 1,295 \ 1,305 \ 1,335 \ 1,395 \ 1,430. \end{aligned}$$

Для силового и свѣтильнаго газа n_2 мало разнятся, но для второго вообще получаются нѣсколько выше; для бензина n_2 еще нѣсколько выше. Колебанія n_2 въ зависимости отъ нагрузки и состава газа оказались довольно слабыми, для свѣтильнаго газа въ предѣлахъ отъ 1,28 до 1,33, и лишь при очень малой нагрузкѣ, близкой къ холостому ходу, n_2 повышалось до 1,38. Колебанія n_2 въ зависимости отъ числа оборотовъ оказались нѣсколько сильнѣе, въ предѣлахъ отъ 1,34 до 1,39 при измѣненіи числа оборотовъ отъ 230 до 160.

Было бы неосмотрительно полученные Хербергомъ для одного двигателя данныя цѣлкомъ распространять на всякіе двигатели и всякія условія работы. Однако, данныя Херберга обнаруживаютъ хорошую закономерность всѣхъ измѣненій n_2 , притомъ вполне совпадающую съ теоретическими выводами. вмѣстѣ съ тѣмъ, они даютъ лишь небольшія колебанія n_2 для разныхъ случаевъ. Къ этимъ даннымъ можно присоединить подсчеты n_2 , приводимые Клеркомъ (D. Clerk. Internal-combustion motors. Proceedings Inst. Civil Engineers. Vol. CLVIII) и дающіе n_2 въ предѣлахъ отъ 1,43 до до 1,20, а также результаты нѣкоторыхъ другихъ изслѣдованій. На основаніи всѣхъ опытныхъ данныхъ можно заключить, что для практически употребительныхъ давленій p_c отъ 6 до 16 at n_2 колеблется отъ 1,35 до 1,28, т.-е. близко къ 1,30 и притомъ измѣненія n_2 имѣютъ достаточно закономерный характеръ.

Для освѣщенія закономерности измѣненій n_2 поучительно сопоставленіе n_2 съ показателями адиабаты, которые при переменной теплоемкости не постоянны, но зависятъ отъ температуры, уменьшаясь съ возрастаніемъ p_2 и T_2 . Для адиабаты получаются при выраженіяхъ теплоемкостей $c_v = c + \delta T$ и $c_p = c_v + AR = c_1 + \delta T$ слѣдующія уравненія:

$$c \ln \frac{T_2}{T_1} + AR \ln \frac{v_2}{v_1} + \delta (T_2 - T_1) = 0 \quad (a)$$

$$c \ln \frac{P_2}{P_1} + c_1 \ln \frac{v_2}{v_1} + \frac{\delta}{R} (P_2 v_2 - P_1 v_1) = 0 \quad (b)$$

гдѣ значки 1—относятся къ началному, а 2—къ конечному состоянію. При $\delta = 0$ эти уравненія принимаютъ обычную форму для c_v и $c_p = \text{const.}$ Ур. (a) ясно показываетъ вліяніе δ и T на теченіе адиабаты расширения; чѣмъ сильнѣе зависимость теплоемкости отъ температуры и чѣмъ выше начальная температура расширения, тѣмъ отлогѣе опускается адиабата. Для условій, отвѣчающихъ линіи расширения въ двигателяхъ, адиабата имѣетъ показатель, измѣняющійся отъ 1,25 до 1,28, т.-е. гораздо меньшій, чѣмъ принимается для случая постоянной теплоемкости—1,41—1,38, смотря по составу смѣси. Отсюда слѣдуетъ, что показатели n_2 , найденные Хербергомъ, указываютъ именно на отдачу тепла при расширеніи, и вопросъ о „догораніи“ можетъ не возбуждаться для объясненія опытныхъ величинъ n_2 , хотя нѣкоторые, а между ними и такой авторитетный моторостроитель, какъ Клеркъ, продолжаютъ объяснять теченіе линіи расширения догораніемъ (см. D. Clerk Internal-combustion motors). Увеличеніе размазъровъ цилиндра должно приближать n_2 къ показателю адиабаты, ослабляя вліяніе стѣнокъ. Поэтому распространеніе данныхъ Херберга относительно n_2 на болѣе крупныя двигатели надежно.

⁹⁾ Потеря отъ неполноты сгорания изучена экспериментально проф. Е. Мейеромъ (Meyer. Untersuchungen am Gasmotor. Mitteilungen über Forschungsarbeiten, V. d. I. Heft 8.) Мейеръ нашелъ эту потерю отъ 1,9 до 15,4% для свѣтильнаго газа въ разныхъ случаяхъ и отъ 2,9 до 13,1% для силового газа (выключая изъ послѣдней серіи опытовъ одинъ съ очень большою величиною потери).

брать для болѣе бѣдныхъ смѣсей. Для особенно бѣдныхъ смѣсей, получающихся для малыхъ нагрузокъ при регулировании составомъ эта потеря можетъ еще увеличиться. Увеличение этой потери, и при томъ значительное, возможно для случаевъ неправильнаго образования смѣси, при плохихъ регулирующихъ устройствахъ.

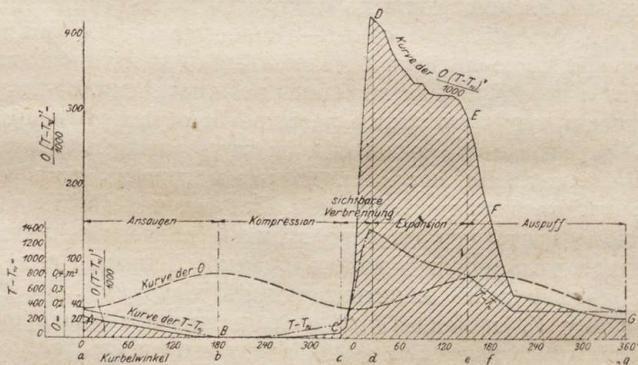
Потерю теплоотдачи стѣнкамъ въ періодъ видимаго сгорания можно оцѣнить отъ 0,03 до 0,08 располагаемаго тепла H_u . Меньшія значенія слѣдуетъ брать для двигателей съ хорошими формами пространства сжатія и незначительной его поверхностью и для двигателей болѣе крупныхъ ¹⁰⁾.

¹⁰⁾ Потеря теплоотдачей изслѣдована проф. Е. Мейеромъ въ работѣ, указанной въ примѣчаніи (9). Подсчеты теплоотдачи стѣнкамъ за разные періоды рабочаго процесса сдѣланы здѣсь въ предположеніи одинаковаго закона обмѣна тепла за всѣ періоды. Для сравнительно короткаго періода видимаго сгорания теплоотдача подсчитана въ размѣрѣ 4,3—4,7% располагаемаго тепла, т.-е. является ничтожной, несмотря на малые размѣры экспериментальнаго двигателя, мощностью въ $8HP_c$. Съ увеличеніемъ размѣровъ двигателя эта ничтожная теплоотдача должна еще уменьшиться, ибо объемы газа растутъ съ кубомъ линейнаго размѣра, отнимающія тепло поверхности—только съ квадратомъ его, а время видимаго сгорания—растетъ медленно, чѣмъ съ линейнымъ размѣромъ, благодаря повышенію скорости поршня. Въ крупныхъ двигателяхъ относительная теплоотдача должна быть меньше чѣмъ въ мелкихъ. Довольно существенно вліяетъ на теплоотдачу и форма пространства сжатія. Наиболѣе благоприятной формой представляется простая цилиндрическая форма въ двигателяхъ Дизеля, Гюльдера или Охельхейзера; въ этихъ двигателяхъ величины теплоотдачи должны быть еще менѣ определенныхъ Мейеромъ.

Для подсчета теплоотдачи стѣнкамъ отъ газовъ во всѣ періоды рабочаго процесса Мейеръ принимаетъ:

$$dq = c \cdot F \cdot \Delta T^n \cdot dt \quad (c)$$

въ этомъ уравненіи dq — теплоотдача за время dt ; F — поверхность стѣнокъ; ΔT — разность температуръ газовъ и стѣнки, c — постоянный коэффициентъ. Изъ сравненія теплоотдачъ при высокой и низкой температурахъ сгорания Мейеръ нашелъ, что показатель $n \sim 1,9$ и принявъ для надежности $n = 2$, т.-е. принявъ теплоотдачу пропорціональной квадрату разности температуръ. Считая t въ sec, F въ qm , получаемъ $c \sim 0,00004 \text{ cal.}$ (Мейеръ даетъ для c значенія въ 10 разъ больше: между тѣмъ, по его даннымъ для опыта 57 время сгорания $t = 0,033''$; $F \sim 0,196 \text{ qm}$; ΔT^2 среднее по времени для этого періода сгорания ~ 940000 ; отсюда $q \sim 2,47 \text{ cal.}$, при принятомъ Мейеромъ значеніи $c = 0,00041$; тогда какъ въ результатѣ подсчета Мейеръ даетъ $q = 0,247 \text{ cal.}$) Пользуясь ур. (с), можно подсчитать теплоотдачу въ любой періодъ рабочаго процесса, при чѣмъ въ виду одновременной перемѣнности F и ΔT по времени, проще вести подсчетъ графически, какъ дѣлаетъ Мейеръ на фиг. 3.



Фиг. 3.

Зависимость теплоотдачи отъ квадрата разности температуръ, необычная для теплопередачи отъ газовъ, наводитъ на предположеніе, что въ періодѣ сгорания доминируетъ не теплопередача, а лучеиспусканіе. Если это такъ, то теплоотдача въ періодѣ сгорания должно еще сильнѣе зависеть отъ температуры газовъ, чѣмъ принимаетъ Мейеръ, и должна быть больше, чѣмъ получается по его расчетамъ. Зато для остальныхъ періодовъ зависимость теплоотдачи отъ ΔT должна быть болѣе слабой, а величина теплоотдачи меньшей, чѣмъ получается по расчетамъ Мейера. Совершенно надежно можно знать только общую теплоотдачу отъ газовъ стѣнкамъ—по теплу, уносимому охлаждающей водой. Въ раздѣленіи теплоотдачи на разные періоды остается извѣстная гадательность.

Диссоциация газов и последующее догорание влияют на коэффициент ζ ничтожно. Нернст ¹¹⁾ дает следующие величины диссоциации H_2O и CO_2 для различных парциальных давлений их, считаемых в ат, и для различных абсолютных температур.

Таблица В. Диссоциация водяного пара в %.

T	10	1,0	0,1	0,01 ат
1000	$1,4 \cdot 10^{-5}$	$3,1 \cdot 10^{-5}$	$6,7 \cdot 10^{-5}$	$1,4 \cdot 10^{-4}$
1500	$1,1 \cdot 10^{-2}$	$2,2 \cdot 10^{-2}$	$4,8 \cdot 10^{-2}$	0,11
2000	0,26	0,56	1,2	2,6
2500	1,6	3,4	7,2	14,7

Таблица С. Диссоциация углекислоты в %.

T	10	1	0,1	0,01 ат
1000	$9,8 \cdot 10^{-6}$	$2,1 \cdot 10^{-5}$	$4,5 \cdot 10^{-5}$	$9,8 \cdot 10^{-5}$
1500	$1,9 \cdot 10^{-2}$	$4,0 \cdot 10^{-2}$	$8,6 \cdot 10^{-2}$	0,19
2000	0,74	1,6	3,5	7,3
2500	6,2	11,3	25,5	46,0

Из таблиц В и С видно, что для T от 1500 до 2000° и для парциальных давлений CO_2 и H_2O от 3 до 1,5 ат, обычных для конца сгорания в двигателях, диссоциация H_2O —менее 0,5% и диссоциация CO_2 —менее 1,5% в худших случаях. Эти величины настолько малы, что в расчет их не стоит вводить.

Кроме трех выше рассмотренных факторов на коэффициент ζ влияет в двигателях быстрого сгорания еще один—замедление сгорания. Поправку на замедление сгорания уменьшением ζ делать было бы неудобно, во-первых, в силу гадательности и переменности величины этой поправки, во-вторых, в силу необходимости вносить тогда в линию расширения обратную поправку. Поэтому p_2 и T_2 следует определять на основании вышеуказанных данных, не принимая во внимание замедления сгорания, но рассматривать так определенные величины p_2 и T_2 только как теоретические. Для получения исправленного давления вспышки p_2 надо взять его с исправленной наклоном линии сгорания и скруглением верхнего угла индикаторной диаграммы. Поправки надо делать, пользуясь образцами аналогичных действительных диаграмм. По исправленному p_2' и соответственному V_2' помощью уравнения политропы расширения легко подсчитать T_2' —исправленную конечную температуру сгорания.

Не прибегая к построению индикаторной диаграммы, следует вычислять исправленные p_2' и T_2' из уравнения политропы расширения, задаваясь объемом $V_2' > V_c$, соответственно предполагаемому замедлению сгорания и наклону линии впуска. На площадь диаграммы, на течение линии расширения, на расход топлива и

¹¹⁾ Z. d. V. d. I. 1905. Nernst. Physikalisch-chemische Betrachtungen über den Verbrennungsprozess in den Gasmotoren. Эти данные получены проф. Нернстом совместно с д-ром Вартенбергом, различными, взаимно контролирующимися путями и считаются Нернстом вполне надежными. С установлением этих данных весь вопрос об диссоциации газов в цилиндре двигателя внутреннего сгорания, игравший ранее крупную роль в рассмотренных рабочего процесса, теряет всякое практическое значение и сходится со сцены.

расходъ тепла, эта поправка имѣетъ мало вліянія. Нѣкоторая гадательность этой поправки отражается преимущественно на возможныхъ ошибкахъ въ подсчетъ p_2' и T_2' .

Таковы условія оцѣнки элементовъ расчета рабочего процесса. Эти условія позволяютъ достигать практически достаточной точности всего расчета, какъ будетъ видно изъ нижеприведенныхъ примѣровъ.

Частные случаи расчета. Разсмотримъ примѣненія общихъ формулъ къ различнымъ родамъ топлива и къ рабочимъ процессамъ двигателей быстрого и постепеннаго сгорания. Сперва разсмотримъ примѣненіе къ двигателямъ быстрого сгорания и къ важнѣйшему топливу—силовому газу. Составъ газа выражаемъ въ объемныхъ доляхъ, что равносильно счету въ kgmol. Обозначаютъ:

$$\left. \begin{array}{l} CO — \text{окись углерода;} \\ H_2 — \text{водородъ;} \\ CH_4 — \text{метанъ;} \\ CO_2 — \text{углекислота;} \\ N_2 — \text{азотъ.} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{въ доляхъ kgmol на 1 kgmol} \\ \text{силового газа (или въ объ-} \\ \text{емныхъ доляхъ на 1 cbm).} \end{array}$$

По столбцу m_o таблицы *A* находимъ теоретически необходимое число kgmol кислорода — $\frac{1}{2}(CO + H_2) + 2CH_4$, а такъ какъ кислородъ составляетъ по объему 0,21 воздуха, то:

$$L_o = \frac{\frac{1}{2}(CO + H_2) + 2CH_4}{0,21} \quad (24)$$

На основаніи ур. (1) имѣемъ:

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \left\{ \frac{1}{2}(CO + H_2) + 2CH_4 \right\} \quad (25)$$

$$\alpha = \frac{0,21L}{\frac{1}{2}(CO + H_2) + 2CH_4} \quad (26)$$

Изъ ур. (26) или (25) можно найти α , если дано L , или наоборотъ.

По столбцамъ m_k , m_w и Δm таблицы *A* получаемъ:

$$M'' = CO_2 + CO + CH_4 \quad (27)$$

$$M''' = H_2 + 2CH_4 \quad (28)$$

$$\Delta M = -\frac{1}{2}(CO + H_2) \quad (29)$$

Изъ соотношенія: $M' + M'' + M''' = (1 + L) + \Delta M$ находимъ M' при помощи ур. (27), (28) и (29):

$$M' = (1 + L) - CO_2 - \frac{3}{2}(CO + H_2) - 3CH_4 \quad (30)$$

Подставляя значенія M' , M'' и M''' изъ ур. (30), (27) и (28) въ ур. (4) и приводя все члены относительно составныхъ частей газа, получимъ:

$$c_{mv} = (1 + L)c'_v + CO_2(c''_v - c'_v) + CO(c'''_v - \frac{3}{2}c'_v) + H_2(c'''_v - \frac{3}{2}c'_v) + CH_4(2c'''_v + c''_v - 3c'_v) \quad (31)$$

подставляя сюда числовыя значенія c'_v , c''_v , c'''_v изъ ур. (3), получимъ окончательную формулу суммарной теплоемкости для рабочей смѣси на силовомъ газѣ:

$$c_{mv} = \{4,625(1 + L) + 2,15 CO_2 - 0,16 CO + 0,08 H_2 + 6,61 CH_4\} + \\ + \{0,53(1 + L) + 1,36 CO_2 + 1,09 CO + 0,36 H_2 + 2,63 CH_4\} \frac{T}{1000} \quad (39)$$

здѣсь c_{mv} представляетъ функцію дѣйствительнаго количества рабочаго воздуха и состава силового газа, а при данномъ составѣ легко приводится къ виду ур. (5).

Для теплопроизводительности 1 kgmol силового газа имѣемъ:

$$H_u = 68090. CO + 57670. H_2 + 190570. CH_4 \quad (33)$$

Изъ ур. (7) и (29) находится:

$$\beta = 1 - \frac{CO + H_2}{2(1 + L)(1 + \gamma)} \quad (34)$$

Въ ур. (32), (33) и (34) имѣются всѣ данныя для расчета рабочаго процесса быстрого сгорания при силовомъ газѣ по общимъ приемамъ.

Сдѣлаемъ измѣненія формулъ для случаевъ доменнаго и свѣтильнаго газа.

Доменный газъ сверхъ частей, имѣющихся въ силовомъ газѣ, содержитъ еще водяные пары, долю которыхъ въ kgmol обозначимъ чрезъ H_2O . Въ ур. (28) для M''' войдетъ еще членъ $+H_2O$, а въ ур. (30) для M' — членъ $-H_2O$. Соответственно этому въ ур. (31) войдетъ добавочный членъ $+H_2O(c_v''' - c_v')$, а ур. (32) приметъ видъ:

$$c_{mv} = \{4,625(1+L) + 2,15 CO_2 + 2,23 H_2O - 0,16 CO + 0,08 H_2 + 6,61 CH_4\} + \\ + \{0,53(1+L) + 1,36 CO_2 + 0,63 H_2O + 1,09 CO + 0,36 H_2 + 2,63 CH_4\} \frac{T}{1000} \quad (35)$$

Выраженія H_u и β сохранять видъ ур. (33) и (34).

Свѣтильный газъ сверхъ частей, имѣющихся въ силовомъ газѣ, содержитъ еще тяжелые углеводороды состава $C_n H_{2n}$, преимущественно этиленъ $C_2 H_4$, долю котораго въ kgmol обозначимъ чрезъ $C_2 H_4$. Пользуясь таблицей А, найдемъ, что въ ур. (24) войдетъ въ числитель еще членъ $+3 C_2 H_4$, который перейдетъ также въ ур. (25) и (26). Въ ур. (27) для M'' и въ ур. (28) для M''' войдутъ еще члены $+2 C_2 H_4$, а въ ур. (30) для M' войдетъ еще членъ $-4 C_2 H_4$. Соответственно этому въ ур. (31) войдетъ добавочный членъ: $+C_2 H_4(2c_v'' + 2c_v''' - 4c_v')$, а ур. (32) приметъ видъ:

$$c_{mv} = \{4,625(1+L) + 2,15 CO_2 - 0,16 CO + 0,08 H_2 + 6,61 CH_4 + 4,38 C_2 H_4\} + \\ + \{0,53(1+L) + 1,36 CO_2 + 1,09 CO + 0,36 H_2 + 2,63 CH_4 + 3,99 C_2 H_4\} \frac{T}{1000} \quad (36)$$

Въ ур. (33) для H_u войдетъ еще добавочный членъ $+311990 C_2 H_4$, а ур. (34) для β сохранить свой видъ. При болѣе сложномъ составѣ свѣтильнаго газа ур. (36), (33) и (34) получать соответственныя дополненія, которыя нетрудно сдѣлать при помощи таблицы А.

Жидкое топливо (нефть, керосинъ, бензинъ, спиртъ и т. д.) или въпрыскиваніе воды въ рабочую смѣсь усложняетъ расчетъ рабочаго процесса двигателя быстрого сгорания. Въ расчетъ надо брать 1 kg топлива, надо перевести C и H топлива въ kg —атомы и kgmol и опредѣлять M'' и M''' по двумъ нижнимъ строкамъ таблицы А. Количество воздуха задается или вѣсомъ L' на 1 kg топлива или относительнымъ количествомъ α и легко можетъ быть переведено въ kgmol . Испареніемъ нѣкоторой части топлива при подсчетѣ общей массы газовъ и коэффициента β можно пренебречь, какъ указано въ началѣ статьи.

Кислородъ топлива, представляющій иногда, напримѣръ въ спиртѣ, значительную часть топлива, надо считать соединеннымъ съ соответственной частью водорода въ конституціонную воду. Число kgmol конституціонной воды получается дѣленіемъ вѣсовой части кислорода въ 1 kg топлива на 16. На ряду съ конституціонной водой въ рабочей смѣси можетъ быть вода гигроскопическая, вспырнутая въ нее извнѣ или содержащаяся въ топливѣ, напримѣръ въ спиртѣ. Число kgmol гигроскопической воды найдется дѣленіемъ на 18 ея вѣсовой части, приходящейся на 1 kg топлива. Переведенная такимъ образомъ въ kgmol вода войдетъ въ выраженіе для c_{mv} совершенно такъ же, какъ она введена для доменнаго газа.

Тепло парообразованія топлива или гигроскопической воды слѣдовало бы вычесть изъ H_u . Вслѣдствіе невозможности точно оцѣнить это тепло, можно, не дѣлая этой поправки, взаимно того нѣсколько уменьшить коэффициентъ ζ .

На основаніи всѣхъ этихъ указаній весьма просто перестроить выведенныя ранѣе формулы для случая жидкаго топлива. Однако здѣсь дѣлать этого не будемъ, относя примѣненіе выводовъ къ практически болѣе важному случаю сгорания жидкаго топлива при постоянномъ давленіи.

Разсмотримъ приложеніе выводовъ къ расчету двигателя постепеннаго сгорания при работѣ нефтью. Составъ нефти выразимъ въ вѣсовыхъ доляхъ.

$$\left. \begin{array}{l} C — \text{углеродъ} \\ H — \text{водородъ} \\ o — \text{кислородъ} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{въ вѣсовыхъ доляхъ} \\ \text{на 1 kg топлива.} \end{array}$$

Въ двухъ нижнихъ строкахъ таблицы A по столбцу m_o находимъ теоретическое необходимое число kgmol кислорода — $\left(\frac{C}{12} + \frac{H-0,8}{4}\right)$ и далѣе:

$$L_o = \left(\frac{C}{12} + \frac{H-0,8}{4}\right) \frac{1}{0,21} \quad (37)$$

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H-0,8}{4}\right) = \frac{L'}{28,89} \quad (38)$$

$$\alpha = \frac{L'}{11,5 [C + 3 (H-0,8)]} \quad (39)$$

Изъ ур. (39) или (38) находимъ α , если дано L' , или наоборотъ.

По столбцамъ m_k , m_w и Δm таблицы A получаемъ:

$$M'' = \frac{C}{12} \quad (40)$$

$$M''' = \frac{H}{2} \quad (41)$$

$$\Delta M = + \frac{H}{4} \quad (42)$$

Изъ соотношенія: $M' + M'' + M''' = \frac{L'}{28,89} + \Delta M$ находимъ M' при помощи ур. (40), (41) и (42):

$$M' = \frac{L'}{28,89} - \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4}\right) \quad (43)$$

иначе помощью ур. (38) находимъ:

$$M' = \left[\frac{\alpha}{0,21} - 1\right] \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4}\right) - \frac{\alpha o}{1,68} \quad (43 \text{ bis})$$

Подставляя значенія M' , M'' и M''' изъ ур. (43) или (43 bis), (40) и (41) въ ур. (4 bis) и приводя всѣ члены относительно составныхъ частей нефти, получимъ:

$$c_{mp} = \left\{ \frac{L'}{28,89} c_p' + C \left(\frac{c_p'' - c_p'}{12} \right) + H \left(\frac{2c_p''' - c_p'}{4} \right) \right\} \quad (44)$$

или:

$$c_{mp} = \left\{ \left(\frac{\alpha}{0,21} - 1 \right) \frac{c_p'}{12} + \frac{c_p''}{12} \right\} C + \left\{ \left(\frac{\alpha}{0,21} - 1 \right) \frac{c_p'}{4} + \frac{c_p'''}{4} \right\} H - \frac{\alpha c_p' o}{1,68} \quad (44 \text{ bis})$$

Подставляя сюда числовыя значенія c_p' , c_p'' и c_p''' изъ ур. (3 bis), получимъ окончательную формулу суммарной теплоемкости рабочей смѣси на нефти:

$$c_{mp} = \left\{ 0,229 L' + 1,179 C + 2,76 H \right\} + \left\{ 0,018 L' + 0,113 C + 0,150 H \right\} \frac{T}{1000} \quad (45)$$

или:

$$c_{mp} = \left\{ (2,62 \alpha + 0,179) C + (7,86 \alpha + 0,557) H - 3,93 \alpha \cdot o \right\} + \left\{ (0,213 \alpha + 0,113) C + (0,690 \alpha + 0,157) H - 0,320 \cdot o \right\} \frac{T}{1000} \quad (45 \text{ bis})$$

Здѣсь c_{mp} представляетъ функцію вѣсового дѣйствительнаго количества воздуха или относительнаго количества воздуха и состава топлива, а при данномъ составѣ легко приводится къ виду ур. (5).

Теплопроизводительность 1 kg топлива дается непосредственно въ формѣ рабочей теплопроизводительности.

Изъ ур. (7 bis) и (42) находимъ:

$$\beta = 1 + \frac{7,22 H}{L'(1 + \gamma)} \quad (46)$$

или

$$\beta = 1 + \frac{0,21}{\alpha} \cdot \frac{1}{\left(\frac{C}{3H} + 1 - \frac{o}{8H}\right)(1 + \gamma)} \quad (46 \text{ bis})$$

Разсмотримъ еще вліяніе вдуванія топлива добавочнымъ воздухомъ, по способу Дизеля на коэффициентъ β . Пусть добавочный воздухъ составляютъ долю ν относительно общаго количества воздуха L' ; тогда въ цилиндрѣ предъ началомъ сгорания находится $\frac{L'}{28,89} (1 - \nu)$ kgmol, а послѣ сгорания: $\left(\frac{L'}{28,89} + \Delta M \right)$ kgmol. Отсюда, отбрасывая малыя величины, найдетъ для β приблизительное выраженіе:

$$\beta \sim 1 + \nu + \frac{7,22 H}{L' (1 + \nu)} \quad (47)$$

Коэффициентъ ν можетъ быть приблизительно опредѣленъ по размѣру воздушнаго насоса двигателя.

Формулы выведенныя для нефти годятся также для бензина, керосина и спирта.

Неполнота сгорания въ сущности должна внести нѣкоторыя измѣненія въ выведенныя формулы. Однако, эти измѣненія будутъ довольно гадательны, ибо невозможно установить въ отдѣльности неполноту сгорания всѣхъ составныхъ частей топлива. Вмѣсто этихъ измѣненій надо компенсировать ихъ вліяніе назначеніемъ соответственнаго коэффициента ζ , что и указано въ предыдущемъ отдѣлѣ¹²⁾.

Теперь мы располагаемъ всѣми необходимыми данными для расчета рабочаго процесса двигателей быстрого и постепеннаго сгорания. Примѣненіе этихъ данныхъ къ общимъ уравненіямъ расчета, развитымъ во второмъ отдѣлѣ, покажемъ ниже на примѣрахъ.

Примѣры расчета помогутъ уяснить весь ходъ расчета, внесеніе поправокъ въ вычисленные результаты и разные случаи оцѣнки элементовъ расчета.

Задача I. Сдѣлать повѣрочный расчетъ рабочаго процесса экспериментальнаго двигателя въ опытѣ № 36а на силовомъ газѣ (Meyer. Untersuchungen am Gasmotor).

Сперва найдемъ T_a и γ ; для даннаго опыта имѣемъ $\epsilon = 4,98$; $\eta_0 = 0,82$; оцѣниваемъ $p_a = 0,9$ at; $p_a = 1,03$ at; $p_r = 1,05$ at; $T_0 = 2900$; $T_r = 800$. Изъ ур. (22) имѣемъ:

$$T_a = 290 \cdot \frac{4,98 \cdot 0,9}{0,82 (4,98 - 1) 1,03 + \frac{290}{800} \cdot 1,05} = 290 \cdot \frac{4,48}{3,74} = 348^\circ.$$

$$\text{Изъ ур. (23) имѣемъ: } \gamma = \frac{1}{0,82 (4,98 - 1)} \cdot \frac{1,05 \cdot 290}{1,03 \cdot 800} = 0,11.$$

Далѣе подсчитаемъ c_{mv} , H_u и β . По анализу составъ силового газа слѣдующій: $CO = 0,25$; $H_2 = 0,13$; $CH_4 = 0,01$; $CO_2 = 0,06$; $N_2 = 0,55$. Изъ опыта найдено, что дѣйствительное количество воздуха составляетъ 1,235 cbm на 1 cbm газа, т.-е. $L = 1,235$.

Отсюда по ур. (32) имѣемъ: $c_{mv} = \left\{ 4,625 (1 + 1,235) + 0,165 \right\} + \left\{ 0,53 (1 + 1,235) + 0,43 \right\} \frac{T}{1000} = 10,50 + 1,61 \frac{T}{1000}$. По ур. (33) находимъ: $H_u = 26425$ cal. Теплопроизводительность 1 cbm газа при $0^\circ C$ и 760 mm рт. ст. $H_u' = \frac{26425}{22,34} = 1184$ cal—близко сходится съ опредѣ-

¹²⁾ Поправки на неполноту сгорания можно представить въ слѣдующемъ видѣ. Обозначая чрезъ y' долю несгорѣвшаго метана, чрезъ y'' —несгорѣвшей окиси углерода, а чрезъ y''' —несгорѣвшаго водорода, мы должны въ ур. (29), (30), (31), (32), (33) и (34) взять: вмѣсто CH_4 — $CH_4 (1 - y')$, вмѣсто CO — $CO (1 - y'')$, вмѣсто H_2 — $H_2 (1 - y''')$. Въ случаѣ образованія сажи при жидкомъ топливѣ, при чемъ ея доля относительно всего углерода будетъ y , надо взять во всѣхъ уравненіяхъ вмѣсто $\frac{C}{12}$ — $\frac{C}{12} (1 - y)$. На дѣлѣ лишь весьма тонкій анализъ продуктовъ сгорания позволяетъ опредѣлить соответственныя доли несгорѣвшаго топлива, но и при этомъ раздѣльное опредѣленіе ихъ весьма затруднительно, почему довольствуются опредѣленіемъ общей доли несгорѣвшаго углерода и несгорѣвшаго водорода. Поэтому доли y , y' , y'' и y''' могли бы быть оцѣнены только гадательно, что лишаетъ поправку практическаго значенія.

ленной въ калориметрѣ Юнкера теплопроизводительностью $H_u' = 1168$ cal. По ур.

$$(34) \text{ находимъ: } \beta = 1 - \frac{0,25 + 0,13}{2(1 + 1,235)(1 + 0,11)} \sim 0,92.$$

Оцѣниваемъ: $n_1 = 1,35$ — нормально; $n_2 = 1,30$ — нормально для полной нагрузки на силовомъ газѣ при $p_c \sim 8$ at; $\zeta = 0,85$ — нормально для небольшого двигателя при полной нагрузкѣ.

Для процесса сжатія имѣемъ изъ (ур. (9)): $\lg \frac{p_c}{p_a} = 1,35 \lg 4,98 = \lg 8,73$; $p_c = 0,9 \cdot 8,73 = 7,86$ at — почти совпадаетъ съ наблюдаемой изъ опыта величиной $p_c = 7,8$ at. Изъ

$$\text{ур. (10) находимъ: } \lg \frac{T_c}{T_a} = 0,35 \lg 4,98 = \lg 1,75; T_c = 348 \cdot 1,75 = 609^\circ.$$

Для процесса сгорания изъ ур. (12) имѣемъ:

$$0,85 \cdot 26425 + \left(1 + \frac{0,11}{0,92}\right) \left(10,50 + 1,61 \cdot \frac{609}{1000}\right) 609 = \left(1 + \frac{0,11}{0,92}\right) \left(10,50 + 1,61 \cdot \frac{T_z}{1000}\right) T_z;$$

или

$$22460 + 1,12 \cdot 11,48 \cdot 609 = 1,12 \left(10,50 + 1,61 \cdot \frac{T_z}{1000}\right) T_z; \text{ или: } 30290 = \left(11,76 + 1,80 \cdot \frac{T_z}{1000}\right) T_z.$$

Это уравненіе удобно рѣшить послѣдовательными приближеніями; положимъ въ скобкахъ правой части $T_z = 2000^\circ$; тогда $T_z = \frac{30290}{11,76 + 1,80 \cdot \frac{2000}{1000}} = 1973^\circ$; подставивъ

скобки $T_z = 1973^\circ$, найдемъ очень близкое къ настоящему значеніе:

$$T_z = \frac{30290}{11,76 + 1,80 \cdot \frac{1973}{1000}} \sim 1976^\circ.$$

$$\text{По ур. (13) найдемъ: } p_z = 0,92 \cdot 7,86 \cdot \frac{1976}{609} \sim 23,4 \text{ at}$$

Сюда надо внести поправку на замедленное сгораніе. Здѣсь $V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = 0,25 V_h$. Можно положить $V_z' - V_c = 0,07 V_h$ въ соотвѣтствіи съ аналогичными индикаторными диаграммами; тогда $V_z' = 0,32 V_h$. Изъ уравненія политропы расширенія найдемъ:

$$\lg \frac{p_z}{p_z'} = 1,30 \lg \frac{0,32}{0,25} = \lg 1,38; p_z' = \frac{23,4}{1,38} = 16,9 \text{ at.}$$

Наблюдаемая изъ опыта величина $p_z' = 16,6$ at — почти совпадаетъ съ вычисленной, но такое близкое совпаденіе надо признать случайнымъ, ибо небольшое измѣненіе V_z' можетъ внести разницу p_z' въ 2—3 at. Изъ уравненія политропы имѣемъ для T_z' : $\lg \frac{T_z}{T_z'} = 0,30 \lg \frac{0,32}{0,25} = \lg 1,08$; $T_z' = \frac{1976}{1,08} \sim 1820^\circ$, или $t_z' \sim 1550^\circ \text{C}$ — представляетъ весьма вѣроятный результатъ.

Для процесса расширенія находимъ изъ ур. (14): $\lg \frac{p_z}{p_e} = 1,30 \lg 4,98 = \lg 8,06$; $a_e = \frac{23,4}{8,06} \sim 2,9$ at; $\lg \frac{T_z}{T_e} = 0,30 \lg 4,98 = \lg 1,62$; $T_e = \frac{1976}{1,62} = 1220^\circ$ или $\sim 950^\circ \text{C}$.

По ур. (16) определяемъ:

$$p_i = \frac{7,86}{4,98 - 1} \left\{ \frac{23,4}{7,86} \cdot \frac{1 - \frac{1}{4,980,30}}{0,30} - \frac{1 - \frac{1}{4,980,35}}{0,35} \right\}$$

или $p_i = \frac{7,86}{3,98} \left(\frac{2,34}{7,86} \cdot 1,28 - 1,22 \right) = 5,14 \text{ at.}$

Оцѣниваемъ $\mu = 0,87$ и беремъ $\Delta p = 0,17$ at — согласно опыту, тогда изъ ур. (17) имѣемъ: $p_i' = 0,87 \cdot 5,14 - 0,17 = 4,30$ at, очень близко къ наблюдаемой величинѣ $p_i' = 4,31$ at.

Опредѣляемъ изъ ур. (19) расходъ газа:

$$C_i = 7130 \cdot \frac{1,03}{290} \cdot \frac{0,82}{4,30(1 + 1,235)} \approx 2,15 \text{ cbm},$$

весьма близко къ наблюдаемому расходу 2,11 cbm. Изъ ур. (20) находимъ: $Q_i \sim 2545 \text{ cal}$ —довольно близко къ опредѣленной изъ опыта величинѣ $Q_i = 2470 \text{ cal}$.

Въ общемъ расчетъ даетъ удовлетворительное согласованіе съ опытными данными при принятой оцѣнкѣ всехъ элементовъ, далекой отъ натяжекъ или искусственности.

Задача II. Расчитать рабочій процессъ газового двигателя Гюльднера номинально въ 100 HP при полной нагрузкѣ на силовомъ газѣ.

Положимъ $p_c = 12 \text{ at}$; тогда, оцѣнивъ $n_1 = 1,35$ и $p_a = 0,9 \text{ at}$, найдемъ изъ ур. (9) $z = 6,82$. Оцѣнимъ $\eta_a = 0,9$ въ виду частичной продувки, $p_o = 1,0 \text{ at}$; $p_r = 1,05 \text{ at}$; $T_o = 290^\circ$; $T_r = 800^\circ$.

Находимъ T_a и γ ; изъ ур. (22) имѣемъ $T_a = 316^\circ$; изъ ур. (23) получимъ $\gamma = 0,07$. Вслѣдствіе частичной продувки двигателя примемъ $\gamma = 0,04$.

Далѣе подсчитаемъ c_{mv} , H_u и β . Пусть составъ коксового силового газа будетъ: $H_2 = 0,070$; $CH_4 = 0,020$; $CO = 0,276$; $CO_2 = 0,048$; $N_2 = 0,586$. Положимъ для полной нагрузки $\alpha = 1,08$, тогда изъ ур. (25) находимъ $L = 1,10$. Изъ ур. (32) найдемъ

$c_{mv} = \{4,625(1 + 1,10) + 0,197\} + \{0,53(1 + 1,10) + 0,44\} \frac{T}{1000} = 9,90 + 1,55 \cdot \frac{T}{1000}$. По ур. (34) находимъ $H_u = 26640 \text{ cal}$; $H_u' = 1193 \text{ cal/cbm}$. По ур. (34) находимъ $\beta = 0,92$.

Оцѣниваемъ $n_2 = 1,28$ и $\zeta = 0,90$, соответственно хорошимъ формамъ пространства сжатія и довольно крупному размѣру двигателя.

Для процесса сжатія ур. (10) находимъ $T_o = 620^\circ$. Для процесса сгорания изъ ур. (12) имѣемъ: $0,90 \cdot 26640 + \left(1 + \frac{0,04}{0,92}\right) \left(9,90 + 1,55 \cdot \frac{620}{1000}\right) \cdot 620 =$

$$\left(1 + \frac{1,04}{0,92}\right) \left(9,90 + 1,55 \cdot \frac{T_z}{1000}\right) T_z$$

или $30980 = \left(10,30 + 1,61 \cdot \frac{T_z}{1000}\right) T_z$. Последовательными приближеніями найдемъ

$T_z \sim 2230^\circ$. Изъ ур. (13) найдемъ $p_z = 0,92 \cdot 12 \cdot \frac{2230}{620} \sim 40 \text{ at}$.

Внося поправку на замедленіе сгорания, беремъ $V'_z - V_c = 0,03 V_h$; $V_c = 0,172 V_h$; отсюда $p'_z = \frac{40}{1,22} \sim 33 \text{ at}$ —довольно близко къ давленію вспышки на дѣйствительныхъ діаграммахъ двигателя Гюльднера при полной нагрузкѣ. Изъ уравненія политропы расширенія находимъ $T'_z \sim 2120^\circ$ или $t'_z \sim 1850^\circ \text{ C}$. Для процесса расширенія находимъ изъ ур. (14) и (15) $p_e \sim 3,4 \text{ at}$; $T_e \sim 1315^\circ$ или $t_e \sim 1040^\circ \text{ C}$.

По ур. (16) опредѣляемъ

$$p_i = \frac{12}{6,82 - 1} \left\{ \frac{40}{12} \cdot \frac{1 - \frac{1}{6,82^{0,28}}}{0,28} - \frac{1 - \frac{1}{6,82^{0,35}}}{0,35} \right\} = 7,5 \text{ at}.$$

Полагаемъ $\mu = 0,95$ въ виду хорошихъ очертаній діаграммы и $\Delta p = 0,15 \text{ at}$; тогда изъ ур. (17) $p'_i \sim 7,0 \text{ at}$ —нѣсколько ниже получаемого въ двигатель Гюльднера на силовомъ газѣ при полной нагрузкѣ.

По ур. (19) и (20) находимъ:

$C_i = 7130 \cdot \frac{1,0}{290} \cdot \frac{0,90}{7,0 \cdot 2,1} \sim 1,48 \text{ cbm}$ и $Q_i \sim 1760 \text{ cal}$. Пусть $\eta_m \sim 0,85$, тогда $Q_e \sim 2075 \text{ cal}$. Эти цифры довольно близко подходят къ получавшимся изъ опытовъ.

Для опредѣленія размѣровъ двигателя предположимъ, что полная нагрузка $= 125 \text{ HP}$; число оборотовъ $n = 160$; а $\frac{S}{D} = 1,47$. Тогда найдемъ $D = 47,2 \text{ cm}$; $S \sim 69,5 \text{ cm}$ —вполнѣ близко къ выполняемымъ дѣйствительно размѣрамъ— $D = 47,5 \text{ cm}$ и $S = 70 \text{ cm}$.

Задача III. Расчитать рабочий процесс двухтактного доменно-газового двигателя Охельхэйзера при полной нагрузке.

Положим $p_c = 11$ ат. Оценим $n_1 = 1,35$ — нормально и $p_a = 1,0$ ат — в виду повышения давления всасывания насосами при двухтактном процессе; по ур. (9) найдем $\varepsilon = 5,90$.

Оценим $\eta_c = 1,05$; $p_o = 1,05$ ат и $T_o = 310^\circ$, в виду двухтактности рабочего процесса и полной продувки, причем p_o и T_o относятся к предварительно сжатой рабочей смеси в резервуар; затем возьмем, как обычно $p_r = 1,05$ ат и $T_r = 700^\circ$.

В ур. (22) в виду полной продувки надо положить соответствующий остаточным газам член $p_r \frac{T_o}{T_r} = 0$; находим $T_a = 334^\circ$. В виду полной продувки можно положить $\gamma = 0$.

Далее подсчитаем c_{mv} , H_u и β . Пусть состав доменного газа будет: $H_2 = 0,030$; $CH_4 = 0,005$; $CO = 0,260$; $H_2O = 0,050$; $CO_2 = 0,095$; $N_2 = 0,560$. Находим по ур. (24) $L_o = 0,74$ и полагаем $L = 1,10$. Из ур. (35) найдем:

$$c_{mv} = \left\{ 4,625 (1 + 1,10) + 0,308 \right\} + \left\{ 0,53 (1 + 1,10) + 0,467 \right\} \frac{T}{1000} = 10,02 + 1,68 \cdot \frac{T}{1000}.$$

Из ур. (33) найдем $H_u = 20385$ cal и $H_u' = 910$ cal/cbm. Из ур. (34) найдем $\beta \sim 0,93$.

Оцениваем $n_2 = 1,30$ и $\zeta = 0,90$, компенсируя в ζ значительную неполноту сгорания доменных газов очень малой теплоотдачей стенок в виду невыгоднейшей формы пространства сжатия и крупных размеров двигателя.

Для процесса сжатия из ур. (10) находим $T_c = 620^\circ$. Для процесса сгорания из ур. (21) имеем: $0,90 \cdot 20385 + 1 \cdot \left(10,02 + 1,68 \cdot \frac{620}{1000} \right) 620 = 1 \cdot \left(10,02 + 1,68 \cdot \frac{T_z}{1000} \right) T_z$

или: $25190 = \left(10,02 + 1,68 \cdot \frac{T_z}{1000} \right) T_z$. Находим $T_z \sim 1900^\circ$. Из ур. (13) найдем $p_z = 0,93 \cdot 11 \cdot \frac{1900}{620} \sim 31,3$ ат.

Внося поправку на замедленное сгорание, берем $V'_z - V_c \sim 0,05 V_h$; $V_c = 0,204 V_h$; отсюда $p'_z = \frac{31,3}{1,33} \sim 23,5$ ат — довольно хорошо согласуется с обычным. Находим

из уравнения политропы расширения $T'_z \sim 1780^\circ$ или $t'_z \sim 1510^\circ C$. Для процесса расширения находим из ур. (14) и (15) $p_e \sim 3,0$ ат и $T_e \sim 1120^\circ$ или $t_e \sim 850^\circ C$.

По ур. (16) определяем

$$p_i = \frac{11}{5,90 - 1} \left\{ \frac{1 - \frac{1}{5,90^{0,30}}}{0,30} - \frac{1 - \frac{1}{5,90^{0,35}}}{0,35} \right\} = 5,8 \text{ ат.}$$

Полагаем $\mu = 0,90$ в виду значительного замедления сгорания и большого предварения выпуска и при $\Delta p = 0$, получим из ур. (17): $p'_i \sim 5,20$ ат весьма близко к получаемым из опыта при полной нагрузке.

Из ур. (19) и (20) найдем $C_i \sim 2,09$ cbm и $Q_i \sim 1900$ cal, причем расход тепла и расход топлива отнесены к индикаторной работе цилиндра без учета работы воздушного и газового насосов. Эти цифры довольно близки к действительным.

Задача IV. Расчитать рабочий процесс двигателя Дизеля при полной нагрузке на нефти.

Полагаем $\varepsilon = 15,4$. Оцениваем $p_a = 0,87$ ат, на 3% меньше истинного, принимая во внимание питание воздушного насоса из рабочего цилиндра, уменьшающее сжатие в последнем. Затем оцениваем $p_o = 1,0$ ат; $p_r = 1,05$ ат, $T_o = 290^\circ$ и $T_r = 800^\circ$.

Оцениваем $\eta_c = 0,85$. По ур. (22) находим $T_a \sim 296^\circ$ — вероятно несколько меньше истинного значения. По ур. (23) находим $\gamma \sim 0,03$.

Далее подсчитываем c_{mv} и β . Пусть состав нефти будет: $C = 0,86$; $H = 0,13$

и $\alpha = 0,01$ при $H_u = 10000$ cal/kg. Полагаем $L' = 25$, что по ур. (39) дает $\alpha \sim 1,74$ — нормально для полной нагрузки. Из ур. (45) находим:

$$c_{mp} = \left\{ 0,229 \cdot 25 + 0,513 \right\} + \left\{ 0,018 \cdot 25 + 0,12 \right\} \frac{T}{1000} = 6,24 + 0,57 \frac{T}{1000}.$$

Оцениваем $\nu = 0,03$ и по ур. (47) находим $\beta \sim 1,07$.

Оцениваем $n_1 = 1,35$ и $n_2 = 1,35$ — соответственно меньшей зависимости теплоемкости рабочей смеси от температуры, благодаря более бедной смеси чем в газовом двигателе. Оцениваем $\xi = 0,92$ — соответственно весьма полному сгоранию и наивыгоднейшей форме пространства сжатия, характеризующим двигатель Дизеля.

Для процесса сжатия из ур. (9) находим $p_c \sim 35$ at — вполне подходящее значение, и $T_c \sim 750^\circ$ или $t_c \sim 480^\circ C$.

Для процесса сгорания из ур. (12) имеем:

$$0,92 \cdot 10000 + \left(1 + \frac{0,03}{1,07} \right) \left(6,24 + 0,57 \cdot \frac{750}{1000} \right) 750 = \left(1 + \frac{0,03}{1,07} \right) \left(6,24 + 0,57 \cdot \frac{T_z}{1000} \right) T_z$$

$$\text{или } 14350 = \left(6,43 + 0,59 \cdot \frac{T_z}{1000} \right) T_z.$$

Отсюда находим $T_z \sim 1900^\circ$ или $t_z \sim 1630^\circ C$. Поправка на замедленное сгорание, понижающее фактически T_z , значения для расчета не имеет. Эту поправку удобно делать лишь при построении индикаторной диаграммы соответственным скруглением угла между линиями сгорания и расширения. По ур. (13 bis) находим:

$$V_s = 1,07 V_c \cdot \frac{1900}{750} \sim 2,70 V_c$$

Отсюда находим $\delta = \frac{\varepsilon V_c}{V_s} \sim 5,7$. По ур. (14) и (15) находим для линии расширения $p_e \sim 3,3$ at и $T_e \sim 1020^\circ$ или $t_e \sim 850^\circ C$ — довольно подходящие значения.

Из ур. (16 bis) определяем

$$p_i = \frac{35}{15,4 - 1} \left\{ 2,7 \cdot \frac{1,35 - \frac{1}{5,7^{0,35}}}{0,35} - \frac{1,35 - \frac{1}{15,4^{0,35}}}{0,35} \right\} = 8,4 \text{ at.}$$

Полагаем $\mu = 0,88$ и $\Delta p = 0,2$ at, тогда из ур. (17) $p_i' \sim 7,2$ at — довольно близко к действительному.

Из ур. (19 bis) и (20 bis) найдем: $C_i' \sim 0,150$ kg и $Q_i \sim 1500$ cal. — величины подходящие к получаемым из опыта.

Графический расчет рабочего процесса. Наравне с вышеизложенным аналитическим способом расчет может быть с большим удобством и наглядностью произведен графически. Нетрудно было бы дать чисто-графический способ расчета, в котором все вычисления замещены построениями. Однако это непрактично, ибо некоторые построения трудно выполнить с требуемой точностью, а другие получаются не проще вычислений. Практичнее сочетать графический способ для более сложных и многократно повторяемых частей расчета с аналитическим подсчетом простейших выражений.

Общий ход расчета при этом таков. Вычисляется T_a , коэффициенты β и γ , суммарная теплоемкость рабочей смеси в форме $c_{mp} = A + BT$ и теплопроизводительность H_u по соответственным уравнениям. Остальная часть расчета ведется графически.

На фиг. 4 (таблица D позади текста) справа строим оси — объемов OV и давлений Op для построения индикаторной диаграммы. Выбираем:

$$\begin{aligned} \text{масштаб объемов } V_c &= u; \\ \text{масштаб давлений } 1 \text{ at} &= m; \end{aligned}$$

Продолжаем ось OV влево от Q — по OW , считая ее осью тепла, а ось Op считаем также осью температур. По оси OW отсчитываем суммарную теплоемкость

и выделяемое при сгорании тепло. По оси Op (OT) отсчитываем абсолютные температуры.

Выбираем:

масштаб теплоемкости $1 \text{ cal/}^{\circ}\text{C} = w$;

масштаб температур $1^{\circ}\text{C} = b$;

единицу построения $1 = 1000^{\circ}\text{C} = 1000 b$,

причем в масштаб этой единицы откладываем отрезки $Oj = Ok = \beta$; $kk' = \gamma$.

Проводя прямую ik и затым ik'/ik находим отрезок $ii' = \frac{\gamma}{\beta}$.

Для построения полной суммарной теплоемкости C_{mv} откладываем в масштаб $w - Od = A$ и $dd' = 1000B$. Проводим прямые id и id' и затым $i'C'/id$ и id''/id' , тогда находим $oc' = \left(1 + \frac{\gamma}{\beta}\right)A$ и $cd'' = \left(1 + \frac{\gamma}{\beta}\right)1000B$. Точка c' принадлежит линии полной суммарной теплоемкости. Проводя из точек i и d'' параллели осям OT и OW , найдем в точке их пересечения f другую точку линии полной суммарной теплоемкости. Через точки c' и f проводим прямую $c'c''$, представляющую линию полной суммарной теплоемкости, абсциссы которой в масштаб w дают, очевидно, выражение $\left(1 + \frac{\gamma}{\beta}\right)(A + BT) = C_{mv}$.¹³⁾

Строим относительно осей OT и OW — кривую тепла, абсциссы которой представляют $C_{mv} \cdot T$ — тепло газов, считая от 0° abs.

Выбираем масштаб тепла $1 \text{ cal} = q = \frac{w}{1000}$.

При таком масштаб для $T = 1000^{\circ}$ отрезок $C_{mv} \cdot T$ совпадает с C_{mv} , т.е. изображается отрезок fi . Строим кривую тепла, проектируя полную суммарную теплоемкость для каждой температуры на линию fi , проводя из центра O лучи через эти точки линии fi до пересечения с параллелями оси OW , проведенными на высоте T . Не трудно видеть, что эти точки пересечения принадлежат кривой тепла.

Для любой температуры, например T_c , имеем: $go = g'x = g''x \cdot \frac{Ox}{Oi}$; но $g''x = C_{mv} \cdot w$ для температуры T_c ; $Ox = T_c \cdot b$, а $Oi = 1000b$; отсюда $g'x = C_{mv} \cdot T_c \cdot \frac{w}{1000} = C_{mv} T_c \cdot q$, т.е. представляет абсциссу кривой тепла.¹⁴⁾

Строим индикаторную и температурную диаграммы для двигателя быстрого сгорания. Политропы строим по способу Брауера (см. Гюльднер стр. 503) помощью вспомогательных осей ON , ON_1 и ON_2 . Сперва строим начало сжатия — точку a с координатами V и p_a , а затым помощью вспомогательных осей ON и ON_1 — политропу сжатия ac . По этой линии строим соответственную кривую температуру при помощи уравнения:

$$pV = R_1' T \quad (48)$$

где V — объем газов, а R_1' — графически представленная постоянная, пропорциональная характеристической постоянной рабочей смеси — R_1 и относящаяся к общей массе, а не к 1 kg газов. Отрезок, представляющий R_1' , находим, строя ур. (48) для точки a , для которой известны p_a , V и T_a . Проводя прямую aa''/OW и луч a_1O до пересечения с aa'' , найдем $r_1O = R_1'$, ибо $r_1O = oa_2 \cdot \frac{a''r_1}{a_2a_1} = \frac{V p_a}{T_a}$. Затым проводим r_1c''/Cp на расстоянии R_1' и повторяя указанное построение, найдем по точкам кривую температур a_1c_1 .

По найденной из линии a_1c_1 температур T_c получаем на кривой тепла

¹³⁾ Если предположить, что теплоемкость находится не в линейной, а иной зависимости от температуры, мы получим вместо прямой $c'c''$ некоторую иную линию полной суммарной теплоемкости.

¹⁴⁾ Построение кривой тепла можно производить и иначе, см. Гриневецкий. Графический расчет парового котла. Известия Механического Института И. М. Т. У. Выпуск II.

абсциссу gO , представляющую член $\left(1 + \frac{\gamma}{\beta}\right) (A + B T_c) T_c$ въ лѣвой части ур. (12).

Къ gO прибавляемъ отръзокъ hg , представляющій ξH_u въ масштабѣ q ; тогда Oh представляетъ всю лѣвую часть ур. (12), поэтому ордината hh'' представляетъ T_z . Ур. (12) рѣшается, такимъ образомъ, графически очень удобно.

Далѣе находимъ p_z . Проводя ir_1 и затѣмъ ir_2/ir_1 , находимъ $Or_2 = Or_1 \cdot \beta = R'_2$ — постоянной для сгорѣвшихъ газовъ. Проводимъ $r_2 z''/Or$ и построениемъ ур. (48) для $p_z V_c = R'_2 T_z$, какъ видно изъ фиг. 4, находимъ p_z .

Затѣмъ изъ точки z строимъ политропу расширения помощью вспомогательныхъ осей ON и ON_2 , а по этой линіи—соотвѣтственную кривую температуръ $z_1 e_1$.

Соотвѣтственно дѣйствительнымъ діаграммамъ вносимъ поправки въ индикаторную и температурную діаграммы, какъ показано на фиг. 4¹⁵⁾. Индикаторная и температурная діаграммы даютъ давленія и температуры (абсолютныя отъ оси OV и отъ O^0C —отъ оси OO') для любого момента сжимающаго и рабочаго ходовъ.

Планиметрированиемъ теоретической и исправленной индикаторныхъ діаграммъ находимъ среднія ординаты h_m и h'_m обѣихъ, а по масштабу m получаемъ: $p_i = \frac{h_m}{m}$ и $p_i' = \frac{h'_m}{m} - \Delta p$. Изъ ур. (19)–(21 bis) вычисляемъ обычнымъ путемъ расходъ топлива, расходъ тепла и экономичность.

Этимъ расчетъ заканчивается. Настоящій способъ имѣетъ практическія преимущества предъ аналитическимъ—нѣкоторое упрощеніе и гораздо болѣе наглядность результатовъ, благодаря построенію индикаторной и температурной діаграммъ.

Для иллюстраціи примѣненія способа разсмотримъ примѣръ.

Задача V. Разсчитать графически рабочій процессъ доменно-газоваго четырехтактнаго двигателя при полной нагрузкѣ.

Фиг. 4 представляетъ этотъ расчетъ, при чемъ клише уменьшено линейно до $\frac{2}{3}$ оригинальной діаграммы.

Полагаемъ $\varepsilon = 6,5$ и оцѣнимъ: $\eta_e = 0,88$; $p_a = 0,9$ at; $p_o = 1,03$ at; $p_r = 1,08$ at; $T_o = 290^0$ и $T_r = 700^0$.

По ур. (22) находимъ $T_a = 322^0$, а по ур. (23) получаемъ $\gamma = 0,09$.

Составъ газа беремъ такой же, какъ въ задачѣ III. Полагаемъ $L = 1,0$ —меньше чѣмъ въ двухтактномъ двигателѣ соотвѣтственно разжиженію смѣси остаточными газами. Находимъ $c_{mv} = 9,56 + 1,63 \cdot \frac{T}{1000}$ и $H_u = 20385$. По ур. (34) вычисляемъ $\beta \sim 0,93$.

Располагая всѣми этими данными, приступаемъ къ графическому расчету. Удобство построений довольно сильно зависитъ отъ выбора практичныхъ масштабовъ всѣхъ величинъ. Въ оригинальной діаграммѣ взять масштабы:

$$\begin{aligned} V_c &= u = 20 \text{ mm;} \\ 1 \text{ at} &= m = 5 \text{ mm;} \\ 1 \text{ cal/}^0C &= w = 5 \text{ mm;} \\ ^0C &= b = \frac{1}{20} \text{ mm.} \end{aligned}$$

Отсюда получается $1 \text{ cal} = q = \frac{1}{200} \text{ mm}$; $V = 6,5 V_c = 130 \text{ mm}$; $A = 9,56 \cdot 5 = 47,8 \text{ mm}$; и $1000 B = 1,63 \cdot 5 = 8,15 \text{ mm}$.

Строимъ вышеуказанными способами линію полной суммарной теплоемкости и кривую тепла.

Для построения индикаторной діаграммы проводимъ вспомогательныя оси, при чемъ въ уравненіяхъ: $(1 + \operatorname{tg} \varphi_1) = (1 + \operatorname{tg} \varphi)^{n_1}$ и $(1 + \operatorname{tg} \varphi_2) = (1 + \operatorname{tg} \varphi)^{n_2}$ полагаемъ $\operatorname{tg} \varphi = 0,25$. Оцѣнивая $n_1 = 1,35$ и $n_2 = 1,30$ по таблицѣ 139 (Гюльднеръ, стр. 503)

¹⁵⁾ Эти поправки на линіи $c_1 z'_1$ нѣсколько неточны, ибо построены по постоянной R'_2 , тогда какъ на дѣлѣ для линіи $c_1 z'_1$ постоянная измѣняется постепенно отъ R'_1 до R'_2 ; неточность эта практически ничтожна.

найдем $\operatorname{tg} \varphi_1 = 0,352$ и $\operatorname{tg} \varphi_2 = 0,337$ ¹⁶⁾; по этим тангенсам строим оси ON , ON_1 и ON_2 . Строим по масштабам m и b точки a и a_1 . Из точки a строим политропу сжатия ac и находим $p_c \sim 11,20$ at (вычислением получается $p_c = 11,25$ at). Затем строим отрезок R_1' и с его помощью—кривую температур a_1c_1 , находя на ней $T_c \sim 620^\circ$ (вычислением получается $T_c = 618^\circ$).

По T_c помощью кривой тепла находим точку g . Оцениваем $\zeta = 0,85$, меньше чем в двигателе Охельхейзера соответственно менее благоприятной формы пространства сжатия. Откладывая по оси OW от g отрезок $gh = \frac{0,85 \cdot 20385}{200} = 86,7$ mm, находим точку h , а по ней получим $hh' = T_s \sim 1780^\circ$.

Строим R_2' по R_1' и проводя луч oz_1 до пересечения с $r_2 z''$, получаем $z''r_2 = p_z$, ибо $z''r_2 = z_1 s \cdot \frac{or_2}{os} = T_s \cdot \frac{R_2'}{V_s} = T_s$, что по ур. (48) и дает $z''r_2 = p_z = 30$ at. Далее строим политропу расширения ze , а по ней—кривую температур— z_1e_1 . Находим $p_e \sim 2,7$ at и $T_e \sim 1030^\circ$.

Вносим поправки в индикаторную диаграмму, исправляя соответственно и температурную. Получаем $p'_s \sim 22,5$ t—хорошо согласуется с опытными данными и $T'_s \sim 1600^\circ$ или $t'_s \sim 1320^\circ C$ —значительно меньше, чем получается обыкновенно из аналитического подсчета, ибо, как видно из диаграмм, в действительности p'_s не совпадает с T'_s .

Планиметрированием диаграмм находим $h_m = 24,8$ mm и $h'_m = 22,8$ mm. Отсюда получаем $p_i = 4,96$ at а $p'_i \sim 4,4$ at при $\Delta p = 0,15$ at; и $\mu = \frac{22,8}{24,8} = 0,92$ —довольно близко к тому, как оно оценивалось в расчетах. Значение p'_i —довольно близко к практическим, хотя в хороших двигателях при больших ε и значительно меньшем избытке воздуха при наибольшей мощности получается p'_i ; до 5,5 и даже выше 6 at.

По ур. (19) и (20) находим $C_i = 2,34$ cbm и $Q_i \sim 2125$ cal, весьма близко к практическим значениям. В хороших двигателях получается Q_i несколько меньше за счет больших значений ε и ζ . По сравнению с двигателем задачи III Q_i значительно выше, но в том двигателе Q_i относится к индикаторной работе рабочего цилиндра, а не всей машины; последняя работа составляет от 0,90 до 0,92 первой. Уменьшая Q_i задачи III в этом отношении, получим величину весьма близкую к настоящей.

Этот пример показывает, что графический расчет обладает достаточной точностью и производится весьма просто. В то же время результат его нагляден, чем в аналитическом расчете, и позволяет скорее получать всевозможные дополнительные выводы.

Заключение. Для полноты и практической ценности расчета недостаточно ограничиваться расчетом при одной нагрузке, нужно продвигать расчеты при нескольких нагрузках и при различных изменениях в составе рабочей смеси. В задачах I—V этого не сделано, потому что целью этих задач было лишь выяснение метода и иллюстрация его приложимости к разным случаям.

Продолженные примеры касаются самых разнообразных по условиям рабочего процесса двигателей. Во всех случаях результаты расчета и данные опыта довольно близки между собой. Такое согласование расчета и опыта достигается, конечно, за счет надлежащей оценки всех элементов расчета. Самое согласование показывает, что способ расчета обладает достаточной гибкостью для того, чтобы охватывать весьма разнообразные условия рабочего процесса. Оценка элементов расчета при наличии практических данных и некотором навыке может быть сделана с удовлетворительной степенью точности.

¹⁶⁾ Точность построения политропы по способу Брауэра существенно зависит от выбора $\operatorname{tg} \varphi$. Чем меньше $\operatorname{tg} \varphi$, тем чаще получают точки, но тем больше неточности их построения, ибо каждая последующая точка строится по предыдущей, все ошибки построения которой отзываются на ней. Здесь выбрана практически наиболее удобная величина $\operatorname{tg} \varphi$. Построение весьма облегчается при помощи угольника с 45° углами.

При отсутствіи подходящихъ практическихъ данныхъ въ оцѣнкѣ элементовъ расчета возможны ошибки, отзывающіяся болѣе или менѣе на точности результатовъ.

Для полной надежности расчета необходимо пополненіе опытныхъ данныхъ, при чемъ развитый здѣсь способъ расчета указываетъ и направленія для изслѣдованій.

Однимъ изъ важнѣйшихъ элементовъ расчета является коэффициентъ подачи. Приводимыя Гюльднеромъ данныя для коэффициента подачи нельзя считать достаточно полными и вполне надежными. Опытныя изслѣдованія въ этомъ направленіи встрѣчаются съ трудностью измѣреній большихъ расходовъ газа, съ громоздкостью, дороговизной и неудобствомъ измѣрительныхъ приспособленій. Разработка динамическихъ способовъ измѣренія расходовъ газа и конструированіе удобныхъ, по возможности регистрирующихъ приборовъ для этого измѣренія составляетъ очередную задачу опытнаго изслѣдованія двигателей. Кромѣ научнаго значенія, эта задача имѣетъ и очень крупное практическое, ибо измѣреніе расхода газа въ крупныхъ двигателяхъ примѣняется пока чрезвычайно рѣдко, вслѣдствіе неимѣнія соотвѣтственныхъ измѣрительныхъ приспособленій. Опредѣленія коэффициента подачи желательны не только въ лабораторной обстановкѣ, но и въ практической, для самыхъ разнообразныхъ типовъ двигателей, не исключая и самыхъ крупныхъ.

Данныя по расходу топлива и дѣйствительныя индикаторныя діаграммы составляютъ весьма важное подспорье расчета. Желательно значительно большее, чѣмъ до сихъ поръ, вниманіе къ полученію индикаторныхъ діаграммъ при испытаніяхъ, къ построенію среднихъ индикаторныхъ діаграммъ опытовъ и къ помѣщенію среднихъ и характерныхъ діаграммъ въ отчетахъ объ испытаніяхъ. Это желательно не только въ отношеніи чисто лабораторныхъ, но и практическихъ испытаний самыхъ разнообразныхъ двигателей. Такія данныя позволяютъ точнѣе оцѣнивать показатели политропъ n_1 и n_2 и коэффициентъ μ , точнѣе дѣлать поправки на замедленное сгораніе. Вмѣстѣ съ тѣмъ эти данныя позволяютъ посредствомъ расчета опредѣлять значенія коэффициента ζ для разныхъ случаевъ. Очень желательно указаніе во всѣхъ отчетахъ объ испытаніяхъ степени сжатія ε или относительной величины пространства сжатія $\frac{1}{\varepsilon - 1}$.

Наконецъ, желательны изслѣдованія лабораторнаго характера по вопросамъ о неполнотѣ сгоранія и объ теплоотдачѣ за разные періоды рабочего процесса, а также о догораніи. Изслѣдованія этого рода представляютъ весьма тонкія экспериментальныя задачи и почти не могутъ производиться внѣ лабораторій. Практическое значеніе подобныхъ изслѣдованій, однако, довольно велико, независимо отъ ихъ цѣнности для расчета рабочего процесса. Вопросы о неполнотѣ сгоранія и объ теплоотдачѣ стѣнкамъ представляются весьма важными для конструктора, которому ихъ приходится рѣшать до сихъ поръ ощупью.

Здѣсь намѣчены обширныя области экспериментальнаго изслѣдованія, разработка которыхъ важна не только для расчета, но и для построенія и отчасти для примѣненія двигателей. Нельзя ожидать, чтобы современные пробѣлы въ этихъ областяхъ пополнились очень быстро. Однако ростъ пракческаго значенія двигателей внутренняго сгоранія и интересъ къ нимъ въ технику въ связи съ достаточно ясными представленіями задачъ изслѣдованій позволяютъ надѣяться, что эти пробѣлы будутъ постепенно заполняться. Вмѣстѣ съ этимъ расчетъ и конструированіе двигателей будутъ пріобрѣтать подъ собою болѣе твердую научную почву.

