

Инж.-мех. Н. М. ГЛАГОЛЕВ

Д Е П

ИСПЫТАНИЯ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

(ТЕОРИЯ И МЕТОДИКА)

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА БССР

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА БССР

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА БССР

кн 89, 1934

ОНТИ ГОСУДАРСТВЕННОЕ НКТП
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО УКРАИНЫ
Харьков 1934 Киев

СНО 1939 г.
Библиографическое описание
этого издания помещено в
„Летопись Укр. печати“, „Кар-
тоном резерв.“ и других ука-
зателях Укр. Мин. Печати.

35—3—2

Ответственный редактор А. П. Хмельницкий
Техоформление И. М. Скок

Типография Государственного научно-технического издательства Украины
Киев, ул. Воровского, 42.

Уполномоч. Главлита № 184(167). Зак. № 352.

Тираж 4000—28 лист.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Литература	12
Предисловие	13

Введение

§ 1. Обзор типичных случаев испытаний газомоторов	15
§ 2. Перечень и характеристика измерений при испытаниях газомоторов. Схема расстановки измерительных приборов на двигателе	16
§ 3. Схема теплового баланса газомоторов и парового котла на отходящих газах	28

Глава I. Анализ газов

§ 4. Простой анализ газов	33
§ 5. Анализ газа с применением дожигаания. Обычный метод вычислений. Применение номограмм для вычислений	35
§ 6. Исправление анализа газа, насыщенного водяным паром	40
§ 7. Контроль анализа газов при горении газообразного топлива	43
§ 8. Точный метод вычислений при анализе газа с применением дожигаания (с учетом изменений влажности в процессе анализа)	44
§ 9. Примерный подсчет с учетом влажности и углекислоты в воздухе	51
§ 10. Примерный подсчет с учетом влажности, но без учета углекислоты в воздухе	54
§ 11. Примерный подсчет для случая насыщенности водяным паром газа и воздуха и без учета углекислоты в воздухе	55
§ 12. Примерный подсчет по общепотребительным формулам	58
§ 13. Сравнение результатов вычислений по обычному и по точному методу	58
§ 14. Подсчет при температуре газа, меньшей чем температура в газоанализаторе	59
§ 15. Подсчет для случая, когда газ не насыщается водяным паром в газоанализаторе	61
§ 16. Оценка ошибки, делаемой при обычном методе подсчета в различных случаях	62
§ 17. Точность методов вычисления состава газа и причины появления отрицательных значений содержания отдельных газов	63
§ 18. Ход вычислений при практическом применении точного метода вычислений	64
§ 19. Заключение	67

Глава II. Определение коэффициента избытка воздуха при горении газообразного топлива

§ 20. Сравнение методов определения коэффициента избытка воздуха при горении различных топлив	68
§ 21. Введение обозначений. Сопоставление анализов горючего и выхлопного газов	68
§ 22. Определение объема выхлопных газов на 1 м ³ горючего газа в общем случае (при неполном сгорании)	70
§ 23. Вывод формул, связывающих элементы анализа выхлопного газа с элементами анализа горячего газа	72
§ 24. Вывод формул для определения коэффициента избытка воздуха	75
§ 25. Связь полученных формул с формулами для твердых и жидких топлив	77
§ 26. Исправление вычислением состава выхлопного газа, полученного анализом	78
§ 27. Численный пример	80
§ 28. Влияние неточностей анализа газов на результат вычисления коэффициента избытка воздуха по различным формулам	82

Глава III. Определение температур

§ 29. Способы измерения температур. Неточности и порядок введения поправок	83
§ 30. Введение поправки на температуру холодного спая термопары. Общие указания	84
§ 31. Введение поправки на температуру холодного спая для случая, когда температура проверена вместе с гальванометром в градусах	86
§ 32. Введение поправки на температуру холодного спая для случая, когда термопара проверена отдельно от гальванометра, который имеет шкалу в милливольтках	89
§ 33. То же для случая, когда термопара не проверена	90
§ 34. То же для случая, когда гальванометр имеет шкалу в градусах, а термопара не проверена	90
§ 35. Введение поправки на выступающий столбик при измерении ртутным термометром	90
§ 36. Явления теплопередачи и лучеиспускания в предохранительной трубке при измерении температур термопарами или термометрами. Общие соображения	93
§ 37. Тепловые процессы в погруженной части предохранительной трубки	97
§ 38. Численный пример	103
§ 39. Влияние глубины погружения предохранительной трубки на величину ошибки от тепловой утечки	117
§ 40. Указания о методе вычислений для различных встречающихся в практике случаев	120
§ 41. Случай отсутствия лучеиспускания	123
§ 42. Тепловые процессы в выступающей части предохранительной трубки	128
§ 43. Составление дифференциального уравнения зависимости температуры предохранительной трубки от расстояния до конца ее для выступающей части трубки	133
§ 44. Метод решения полученного дифференциального уравнения	140
§ 45. Заключение	145

Глава IV. Измерение расхода газа при испытании газовых двигателей

§ 46. Методы измерения расхода газа при испытаниях газомоторов	146
§ 47. Вывод уравнения движения газа	147
§ 48. Теория измерения расхода газа с помощью диафрагмы. Различные случаи расположения мест замера давлений. Учет влияния изменения удельного веса газа при прохождении через диафрагму. Учет влияния теплообмена с окружающей средой	148
§ 49. Стандартные методы расположения мест замера давлений до и после диафрагмы. Американский метод (Republik Flaw Meters) и германский метод (DIN)	157
§ 50. Численные значения скоростных коэффициентов для различных методов измерения по данным Republik Flaw Meters; по данным Jakob'a и Kretschmer'a и по данным правил Германской комиссии по паровым турбинам. Общие указания относительно других данных (Вейсенбах, Мюллер, Брандис, Зейферт)	160
§ 51. Соображения о выборе метода измерения и о выборе системы значения скоростных коэффициентов	166
§ 52. Численный пример. Определения удельного веса газа; определение вязкости газа; определение средней разности давлений. Выбор скоростного коэффициента. Введение поправки на изменение удельного веса	168
§ 53. Выбор размеров диафрагм; сравнение диафрагм острых с закругленными и с трубой Вентури	179
§ 54. Измерение газа напорной трубкой; сравнение с описанными ранее методами	180
§ 55. Теория измерения расхода газа напорной трубкой	182
§ 56. Определение средней по сечению скорости газа различными методами	186
§ 57. Измерение малых разностей давлений. Микроманометр, его теория и проверка. Пошлавковый тягомер	192
§ 58. Численный пример	199
§ 59. Косвенные методы определения расхода газа, различные методы определения объема камеры сжатия	204
§ 60. Четырехтактные машины без продувки. Методика и численный пример косвенного определения коэффициента подачи и расхода газа	208
§ 61. Четырехтактная машина с продувкой	214
§ 62. Двухтактная машина	220
§ 63. Вычисление расхода газа по расходу воздуха	222

Глава V. Определение теплотворной способности и теплосодержания газов

§ 64. Определение понятия о теплотворной способности	228
§ 65. Теплотворная способность высшая и низшая	245
§ 66. Определение теплотворной способности газа вычислением по составу	227
§ 67. Теория определения теплотворной способности газа в калориметре Юнкерса	230
§ 68. Определение теплосодержания газов. Общие соображения	238
§ 69. Выбор численных значений средних теплоемкостей при постоянном давлении от 0°C до t°C на основании данных различных исследователей	240
§ 70. Численные примеры	249

Глава VI. Определение мощности двигателя и исследование индикаторных диаграмм

§ 71. Методы определения средней электрической мощности газодинамо по показаниям электроизмерительных приборов	251
§ 72. Определение индикаторной мощности по числу оборотов, среднему индикаторному давлению и размерам двигателя	257
§ 73. Теория полярного планиметра	259
§ 74. Определение масштаба давлений индикаторной диаграммы	263
§ 75. Численный пример определения индикаторной мощности. Пользование компенсационным планиметром	266
§ 76. Определение среднего индикаторного давления с помощью делительной линейки	268
§ 77. Искажения индикаторной диаграммы по оси объемов: а) влияние растяжения индикаторного шнура; б) влияние провисания индикаторного шнура; в) влияние неправильности кинематической схемы индикаторного привода. Учет перечисленных влияний. Практические указания	270
§ 78. Искажение индикаторной диаграммы по оси давлений: а) влияние трения поршня индикатора; б) влияние неправильного масштаба пружины; в) влияние инерционных колебаний поршня и плунжера системы индикатора	279
§ 79. Определение мощности воздухоудвки по работе изотермического сжатия воздуха	282
§ 80. Номенклатура мощностей газодинамо и газозоудковод и определение коэффициентов полезного действия механического и изотермического	284
§ 81. Различные применения индикаторных диаграмм	286

Глава VII. Определение расхода воды и водяного пара

§ 82. Методы измерения расхода воды при испытаниях газомоторов	292
§ 83. Измерение расхода воды с помощью диафрагмы	293
§ 84. Измерение расхода воды с помощью напорных труб	297
§ 85. Измерение расхода водяного пара с помощью диафрагмы	305
§ 86. Численный пример на подсчет расхода перегретого пара по замерам с помощью диафрагмы	313
§ 87. Определение влажности водяного пара	315

Глава VIII. Обработка результатов испытаний и составление тепловых балансов

§ 88. Общие указания об обработке результатов испытаний двигателей	319
§ 89. Обработка отдельных измерений при испытании газодинамо на численном примере	321
§ 90. Составление протокола испытания и теплового баланса газодинамо	355
§ 91. Изучение результатов испытания газодинамо с целью выявления дефектов в работе машины	365
§ 92. Испытание газозоудковод	369
§ 93. Испытание парового котла на отходящих газах	378
§ 94. Определение коэффициентов теплопередачи в котельной установке и их анализ	387

§ 95. Определение и анализ потерь давления газов в котельной установке	393
§ 96. Зависимость коэффициента полезного действия котельной установки от паронапряжения поверхности нагрева	395
§ 97. Испытание двухтактного газомотора, приводящего в действие прокатный стан	396

Глава IX. Сравнение типов газомоторов и оценка влияния условий работы в производстве на технические и экономические показатели

§ 98. Предварительные указания и цель дальнейшего исследования	403
§ 99. Результаты испытаний шести газомоторов на заводах Енакиевском, Макеевском и Керченском	404
§ 100. Сравнение результатов испытаний с гарантийными данными фирм	407
§ 101. Выяснение причин невыполнения гарантий по различным показателям	409
§ 102. Выяснение неправильностей замера расхода газа для одной из машин	414
§ 103. Сводка данных, относящихся к сравнению с гарантиями	419
§ 104. Технические выводы о недостатках в работе газомоторов	420
§ 105. Экономические данные по испытанным машинам и их оценка	421

СПИСОК ТАБЛИЦ

I. Справочные таблицы численных значений

№ таблицы	Стр.
1. Удельный вес насыщенного водяного пара в зависимости от температуры от 20° С до 100°С через 1°	41
2. Давление насыщенного водяного пара в зависимости от температуры от 10°С до 50°С через 1°	42
13. Зависимость между температурой горячего спая железо-константановой термопары и напряжением тока от 0 до 55 милливольт через 5 милливольт.	88
15. Объемный коэффициент расширения ртути в термометре из иенского стекла 591111 от 50°С до 500°С через 50°	93
17. Коэффициенты формулы Sutherland'a для определения вязкости газов.	111
25. Поправочный коэффициент на расширение газа при протекании через диафрагму	151
26. Положение мест замера давлений при замере расхода газа острой диафрагмой по методу Republic Flaw Meters в зависимости от отношения сечений диафрагмы и трубопровода	158
27. То же при условии допущения ошибки в расходе газа до 0,25%	158
28. Таблица скоростных коэффициентов для острых диафрагм по данным Republic Flaw Meters, Jacob'a и Kretschmer'a	161
29. Таблица скоростных коэффициентов для острых диафрагм по данным правил Германской комиссии по паровым турбинам.	164
30. Таблица поправок к скоростным коэффициентам для острых диафрагм, по данным правил Германской комиссии по паровым турбинам, на малый диаметр и шероховатость труб	165
31. Таблица поправок к скоростным коэффициентам для острых диафрагм, по данным правил Германской комиссии по паровым турбинам на неострые края диафрагмы	165
32. Молекулярные и удельные веса (при 0°С и 760 мм рт. ст.) и газовые постоянные для употребительных газов	169
33. Значения коэффициентов формулы Sutherland'a для вязкости газов.	171
34. Вязкость водяного пара до $p=2$ атм. абс. при $t=$ от 0°С до 200°С	171
36. Истинные теплоемкости газов (C_p и C_v) от 0°С до 1000°С через 100°	178
37. Относительные радиусы колец для замера распределения скоростей по сечению напорной трубкой	189
42. Высшая теплотворная способность горючих газов	228
43. Низшая теплотворная способность горючих газов	229
44. C_p и $C_{рт}$ для CO_2 от 0° до 1200°С	242
45. C_p и $C_{рт}$ для O_2 , N_2 и CO от 0° до 1200°С	242
46. C_p и $C_{рт}$ для H_2 от 0° до 1200°С	243
47. C_p и $C_{рт}$ для CH_4 от 0° до 1200°С	243
48. C_p и $C_{рт}$ для C_2H_4 от 0° до 1200°С	244

49.	C_p и C_{pm} для NH_3 от 0° до $1200^\circ C$	244
50.	C_p и C_{pm} для H_2O от 0° до $1200^\circ C$	245
51.	C_p и C_{pm} для SO_2	245
52.	C_p и C_{pm} для H_2S	245
53.	C_p и C_{pm} для C_2H_6	246
54.	Таблица наилучших значений C_p и C_{pm}	247
57.	Вязкость воды в зависимости от температуры от 0 до $100^\circ C$	294
58.	Коэффициенты сжатия струй воды и газа при протекании через диафрагму (по Зейферту)	294
59.	Удельный вес воды в зависимости от температуры от $0^\circ C$ до $100^\circ C$	302
60.	Вязкость водяного пара от 1 до 10 атм. абс. и от 99 до $350^\circ C$	307
61.	Температура, удельный вес и удельный объем насыщенного водяного пара от 1 до 20 атм. абс.	308
62.	Удельный объем перегретого водяного пара от 1 до 20 атм. абс. и от 100° до $500^\circ C$	309
63.	Теплота жидкости и теплота парообразования для водяного пара от 1 до 20 атм. абс.	317
64.	Паросодержание в зависимости от давления (от 1 до 15 атм. абс.) и от теплосодержания (от 540 до 670 кал/кг) для водяного пара	318
81.	Термоэлектродвижущие силы в паре с платиной при температуре холодного спая $0^\circ C$	342
82.	Электродвижущие силы употребительных термопар в милливольт-тах при температуре холодного спая $0^\circ C$	343
100.	Средние теплоемкости воды от $0^\circ C$ до $t^\circ C$	386
101.	Средние теплоемкости перегретого водяного пара от $t_1^\circ C$ (температура кипения) до $t^\circ C$ при постоянном давлении на 1 кг.	387

II. Таблицы формы записей замеров и подсчетов

14.	Результаты проверки железо-константановой термопары от $200^\circ C$ до $700^\circ C$ через 100°	89
23.	Форма записи вычислений при численном решении дифференциального уравнения по методу Штермера	142
24.	Другая таблица к методу Штермера	144
35.	Запись замеров при измерении расхода газа диафрагмой и подсчет средней разности давлений	174
38.	Протокол проверки микроманометра Крелля	194
39.	Запись замеров при определении средней по сечению газопровода скорости газа	200
40.	Протокол проверки напорной трубки	201
41.	Подсчет средней по сечению газопровода скорости газа	203
65.	Данные, характеризующие испытываемый двигатель	321
66.	Запись общих замеров (атмосферные условия, число оборотов и пр.)	322
67.	Запись замеров при анализе доменного газа (с дожиганием)	324
68.	Вычисление состава газа при анализе с дожиганием	325
69.	Запись замеров при анализе выхлопного газа (без дожигания)	329
70.	Вычисление коэффициента избытка воздуха	329
71.	Вычисление полного состава выхлопных газов	332
72.	Вычисление удельного веса доменного газа	333
73.	Запись замеров при измерении расхода газа (с помощью диафрагмы)	334
74.	Вычисление расхода газа по замеру с помощью диафрагмы	335
75.	Вычисление теплотворной способности доменного газа	337
76.	Запись замеров при измерении температур выхлопных газов с помощью термоэлектрических пирометров	338
77.	Протокол проверки гальванометра	339
78.	Протокол проверки пирометра	339

79.	Протокол проверки термпар	340
80.	Вычисление температур выхлопных газов с поправкой на температуру холодного спая	341
83.	Вычисление теплоемкости газов	348
84.	Запись замеров при измерении электрической мощности	346
85.	Вычисление электрической мощности	347
86.	Сводная таблица значений средних индикаторных давлений	349
87.	Вычисление индикаторной мощности	350
88.	Запись замеров при измерении расхода воды с помощью напорных трубок	352
89.	Протокол проверки напорных трубок	353
90.	Вычисление расхода воды при измерении напорной трубкой	354
91.	Запись замеров при измерении температур охлаждающей воды ртутным термометром	355
92.	Протокол испытания газодинамо	356
96.	Измерение количества воздушного дутья диафрагмой	371
97.	Протокол испытания газозаводушки	373
98.	Данные, характеризующие испытываемый паровой котел на отходящих газах	378
99.	Протокол испытания парового котла на отходящих газах	382
104.	Данные, характеризующие испытываемый газомотор, приводящий в действие прокатный стан	396
105.	Запись режима прокатки при испытании газомотора	399
106.	Главные величины из протокола испытаний двухтактного газомотора с прокатным станом	400

III. Прочие таблицы

3.	Сопоставление анализа сухого газа в газоанализаторе и перед двигателем в численном примере § 9	54
4.	То же в § 10	55
5.	То же в § 11	56
6.	То же в § 12	57
7.	То же в § 14	60
8.	То же в § 15	62
9.	Сопоставление анализов газа, подсчитанных при условии одинаковых отсчетов, но при различных условиях насыщения влагой и при различных содержаниях углекислоты в воздухе	63
10.	Таблица для иллюстрации влияния условий газового анализа на отсчеты по газоанализатору	64
11.	Таблица обозначений состава газов горючего, выхлопного и воздуха	69
12.	Таблица для определения чувствительности различных формул для определения коэффициентов избытка воздуха к неточностям в анализе газов	82
16.	Результаты вычисления коэффициентов теплопередачи и температур стенок трубопровода при различных температурах выхлопного газа (к численному примеру)	110
18.	Таблица значений температур вдоль предохранительной трубки и другие вспомогательные значения (к численному примеру)	114
19.	Продолжение таблицы 18	115
20.	Таблица к численному примеру (аналогично таблице 18)	118
21.	То же (аналогично таблице 19)	118
22.	Таблица к теоретическому выводу § 42	138
55.	Таблица для сравнения методов вычисления электрической мощности	254
56.	Таблица к примеру определения искажения индикаторной диаграммы индикаторным приводом	277
93.	Сводка величин из индикаторных диаграмм	367
94.	Сводка температур в выхлопных патрубках	368

102.	Сводка анализов выхлопных газов	369
103.	Определение скоростей газов в газоходах	391
106.	Потери давления газов в зависимости от нагрузки котельной установки	391
107.	Сводная таблица результатов испытаний газомотора с прокатным станом	402
108.	Сводная таблица результатов испытаний шести газомоторов	404—405
109.	Таблица для сравнения результатов испытаний шести газомоторов старантийными данными фирм Эрхард и Земер и Тиссен	419
110.	Элементы стоимости 1000 м ³ воздушного дутья по заводским данным	422
111.	Исправленные элементы стоимости 1000 м ³ воздушного дутья	423
112.	Элементы стоимости 1000 м ³ воздушного дутья с учетом использования теплоты отходящих газов	494
113.	Элементы стоимости 1 киловатт-часа по одному заводу	425
114.	То же по другому заводу	426

Литература

для общего ознакомления с измерительными приборами и работой с ними

1. Грамберг. Технические измерения.
 2. Зейферт. Испытания паровых машин, котлов, турбин и двигателей внутреннего сгорания.
 3. Кнорре. Тепловые расчеты котельных установок по газовому анализу. 1928. (Описаны газоанализаторы Орса и Норзе и работа с ними).
 4. Кейнат. Электрические приборы для измерения температуры.
 5. Померанский. Руководство к лабораторным работам по техническому анализу для теплотехников. 1932.
(Описан калориметр Юнкера и работа с ним; рассматриваются и некоторые другие приборы).
 6. Темкин. Контроль работы котельных установок, ч. II — Контроль пары и воды.
-

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящая книга предназначается в качестве руководства при исследовании работы газомоторов для лиц, имеющих не только достаточную теоретическую подготовку, но и практическое знакомство с приборами, применяющимися при теплотехнических измерениях. Поэтому устройство и способы обращения с измерительными приборами мы здесь совершенно не рассматриваем, за исключением лишь случаев, когда некоторые подробности по этим вопросам тесно связаны с изложением теории измерений и вычислений.

В начале книги дан список литературы по измерительным приборам в том объеме, который необходим для наиболее ясного понимания содержания этой книги. Кроме того имеются ссылки на литературу в тексте.

Материал расположен в следующем порядке:

I. Общий обзор испытаний и измерений (введение).

II. Теория отдельных измерений (главы I—VII).

III. Обработка данных, полученных при испытании отдельных агрегатов (глава VIII).

IV. Техническая и экономическая оценка работы двигателей в эксплуатации (глава IX).

Изложение теории измерений ведется более углубленно, чем в существующих курсах, так как для достижения необходимой точности и для совершенно ясного представления о процессах, сопровождающих измерения, объем знаний, даваемых общими курсами измерений, недостаточен, а обращаться к специальной литературе в практике затруднительно из-за ее разбросанности.

Теоретические сведения у нас всюду сопровождаются численными примерами, причем весь цифровой материал, необходимый для практических вычислений, приводится в книге, что делает излишним обращение к справочникам. Для удобства чтения цифровой материал приводится не в конце книги, а непосредственно в тексте по ходу изложения; это тем более целесообразно, что почти во всех случаях каждый вид цифровых данных требуется лишь в одном месте текста. Для удобства нахождения необходимого справочного материала впереди текста приведен список таблиц.

Ряд вопросов, относящихся к теории измерений, проработан автором самостоятельно; сюда относятся, в частности:

1) теория газового анализа с дожиганием при учете влажности воздуха и газа в процессе анализа (§§ 8—19);

2) вычисление коэффициента избытка воздуха при горении газообразного топлива (§§ 20—28);

3) учет одновременного действия тепловой утечки и лучеиспускания при измерении температур выхлопных газов (§§ 36-45);

4) теория газометров поплавкового типа (§ 57);

5) способ вычисления коэффициента подачи в четырехтактном моторе без наддува (§ 60);

6) уточненная теория определения теплотворной способности газов в калориметре Юнкерса (§ 67) и некоторые другие вопросы.

Соответствующие материалы опубликовывались в разное время сокращенно—в виде журнальных статей (в журналах „Тепло и сила“, 1928 г. № 9, 1929 № 1; „Энергетика“ 1931 г. № 3-4, № 7-8, № 9-10; 1932 г. „Вестник металлопромышленности“ 1932 г., № 2 и № 7).

В двух последних главах использован численный материал, полученный при испытаниях, производившихся Украинским научно-исследовательским институтом двигателей внутреннего сгорания (теперь—Украинский научно-исследовательский авиодизельный институт).

Работы по испытаниям газомоторов, из которых только небольшая часть использована в главах VIII и IX, проводились под общим руководством директора института проф. Я. М. Майера и под непосредственным руководством автора группой сотрудников института, основное ядро которой составляли инженеры Степанюк М. В., Либерман Г. С., Мазиа А. М., Колесников П. В., Кацевич К. А., а также техники и лаборанты: Корольков Н., Резник А. И., Каневский М., Ластович Н., Кинаш А. и Шмаль.

Только благодаря исключительной настойчивости и сплоченности всей группы и особо добросовестному отношению к работе отдельных из перечисленных товарищей удалось провести работу в весьма трудных для ведения испытаний производственных условиях металлургических заводов.

В связи с тем, что предлагаемая книга представляет первый опыт руководства по испытаниям газовых машин и, к тому же, большая ее часть прорабатывалась тогда, когда автор в основном был занят, как сотрудник УНИАДИ, другой работой, не имеющей прямого отношения к затронутой здесь теме, в изложении возможны дефекты. Все указания о недочетах книги будут приняты с благодарностью.

Н. Глазоев

Харьков,
16-XI 1932

ВВЕДЕНИЕ

§ 1. ОБЗОР ТИПИЧНЫХ СЛУЧАЕВ ИСПЫТАНИИ ГАЗОМОТОРОВ

В зависимости от цели, с которой производится испытание газового двигателя, количество измеряемых величин и способы вычислений бывают различны. Укажем типичные случаи испытаний.

а) Измерение коэффициента полезного действия установки требует определения полезной мощности установки и количества теплоты, израсходованного в топливе.

б) Регулировка двигателя требует индиферентирования двигателя и анализа выхлопных газов из отдельных полостей (в патрубках после выхлопных клапанов).

в) Составление теплового баланса двигателя требует измерения количеств и температур всех входящих в двигатель и выходящих из него веществ; сюда относятся: горючий газ, воздух, выхлопной газ, охлаждающая вода; кроме того необходимо измерять полезную работу, произведенную установкой.

г) Приемно-сдаточные испытания двигателя, в зависимости от существующего договора, включают проверку численных значений различных величин. Обычно приемно-сдаточные испытания являются наиболее полными: при этих испытаниях производятся все измерения, входящие в предыдущие типы испытаний, а также ряд специальных измерений, например, — возможность перегрузки, степень неравномерности, отношение двигателя к внезапным изменениям нагрузки, минимальное число оборотов (для воздуходувок) и т. д.

В случаях, когда установка снабжена паровым котлом, использующим теплоту выхлопных газов двигателя, производится также испытание котла, одновременно с двигателем или самостоятельно.

При всех испытаниях производится, кроме указанных, ряд других замеров, а именно: измеряется температура окружающего воздуха, барометрическое давление, число оборотов двигателя и т. д.

Как видим, многие измерения повторяются при различных типах испытаний. С другой стороны, данная выше классификация испытаний не может считаться полной — перечислены лишь наиболее часто производящиеся типы испытаний, но, кроме

того, могут производиться испытания или отдельные измерения со специальными целями, возникающими в процессе эксплуатации двигателей или с научно-исследовательскими целями.

Поэтому в дальнейшем мы не будем придерживаться какой-либо классификации испытаний, а будем изучать измерения отдельных величин независимо от общей цели испытания, причем каждый род измерений будем рассматривать в объеме, достаточном для наиболее полных испытаний. Количество отдельных измерений также возьмем достаточное для полного испытания двигателя.

Для большей наглядности и для возможности общей ориентировки при изучении отдельных измерений, в следующем параграфе дан перечень измерений и общая характеристика каждого из них, причем указана связь его с другими измерениями и дана схема расположения измерительных приборов и мест замеров для газомоторной установки с использованием теплоты выхлопных газов.

Способы использования полученных данных для составления протокола испытания рассматриваются в конце книги после обзора методов отдельных измерений.

§ 2. Перечень и характеристика измерений при испытаниях газомоторов, схема расстановки измерительных приборов на двигателе

На фиг. 1 показана схема расположения измерительных приборов и мест измерения в газомоторной установке с паровым котлом на выхлопных газах.

В зависимости от цели испытания, можно пользоваться только частью приборов, указанных на фиг. 1, а в некоторых специальных случаях добавляют и другие приборы.

На трубопроводе, подводящем к двигателю газообразное топливо, производятся следующие измерения (нумерация та же, что на фиг. 1).

1. Отбор пробы газа для анализа. Анализ газа служит для следующих целей:

а) для определения коэффициента избытка воздуха (вместе с анализом выхлопного газа; см. подробно гл. II);

б) для определения теплотворной способности газа (нужно заметить, что теплотворная способность может быть определена непосредственно с помощью калориметра);

в) для определения удельного веса газа, что нужно для подсчета расхода газа (см. гл. IV); удельный вес также может быть определен непосредственным измерением различными способами, из которых наиболее распространено определение с помощью истечения в приборе Шилинга;

г) для определения отдельных составных частей, содержание которых представляет специальный интерес (например,

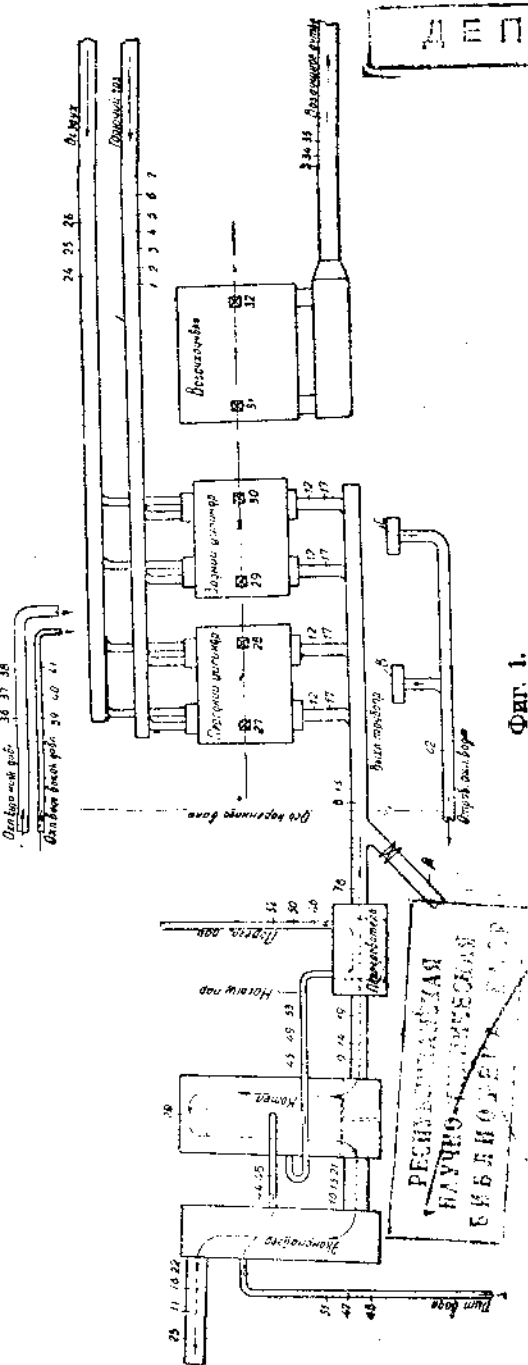
определение содержания
сернистых соединений
важно для оценки влия-
ния газа на разбедание
частей двигателя).

Изложение методов
определения состава газа
дано в гл. I.

2. Определение теп-
лотворной способности
газа. Это определение
далеко не всегда произ-
водится даже при ответ-
ственных испытаниях, во-
первых, вследствие своей
сложности, а во-вторых—
потому, что для газооб-
разного топлива тепло-
творная способность всег-
да может быть подсчита-
на по данным анализа га-
за, так как газ представ-
ляет собой простую смесь
отдельных горючих газов,
в отличие от твердого и
жидкого топлива, кото-
рые содержат горючие ве-
щества в разнообразных
соединениях, состав ко-
торых точно не известен.

Поэтому при подсчете
теплотворной способно-
сти по составу газа не
происходит ошибки от
неправильного учета теп-
лоты диссоциации раз-
личных соединений, что
бывает при подсчете теп-
лотворной способности по
анализу твердого и жид-
кого топлива.

Таким образом непосред-
ственное определение
теплотворной способности
газа, если производится
его анализ, играет роль
контрольного определе-
ния.



Фиг. 1.

3. Определение влажности газа. Такое определение необходимо производить во всех случаях, когда нет уверенности в том, что газ не содержит влаги во взвешенном состоянии и что газ насыщен водяным паром соответственно температуре в месте измерения. В практике чаще встречается наличие влаги во взвешенном состоянии, чем недостаток водяного пара до состояния насыщения. Это определение необходимо потому, что анализ газа в обычных приборах производится в соприкосновении с поверхностью воды, а следовательно газ при анализе всегда бывает насыщен водяным паром, в то время как в газопроводе газ может содержать пар в состоянии насыщенном, влажном или перегретом.

Определение взвешенной влаги необходимо производить и в случае непосредственного определения теплотворной способности; последнее объясняется тем, что для взятия средней пробы газа (вместе со взвешенной влагой) приходится пользоваться специальными приемами, применение которых затруднительно при определении теплотворной способности, которое и без того сложно; это вынуждает применять для определения теплотворной способности в калориметре газ, заведомо не содержащий взвешенной влаги.

Поправка на взвешенную влагу вводится затем вычислением.

4. Определение температуры газа. Оно необходимо для следующих целей:

- а) для определения удельного веса газа,
- б) для определения содержания влаги в газе,
- в) для определения количества физического тепла, вносимого газом в двигатель.

5. Определение относительного давления газа. Последнее (вместе с барометрическим давлением) служит для нахождения удельного веса газа; величина давления газа необходима также для вычисления процентного содержания водяного пара в газе (см. гл. I). Кроме того, наблюдение за давлением газа необходимо при обычной эксплуатации двигателя (независимо от испытания) для приблизительного суждения о правильном составе газозоудушной смеси, поступающей в двигатель.

Обычно каждый тип двигателей требует для нормальной работы поддержания давления газа в определенных границах для чего и устанавливаются распределительные органы двигателя.

6. Определение расхода газа—обычно производится с помощью диафрагм или напорных трубок. (Этому вопросу посвящена глава IV).

7. Определение пыльности газа. Это определение всегда (кроме специальных испытаний) может быть произведено отдельно от испытания, чтобы не усложнять его. Содержание пыли в газе не отражается на построении теплового баланса двигателя и влияет на него лишь косвенно, а именно:

- а) большое содержание пыли вызывает занос газопроводов и расстройство регулировки двигателя; различные рабочие полос-

ти цилиндров оказываются при этом не одинаково нагруженными, вследствие неодинакового состава поступающей в них газовой воздушной смеси;

б) при большом содержании пыли внутри цилиндра могут образовываться нагары, которые, находясь в раскаленном состоянии, могут вызывать несвоевременное воспламенение смеси и тем нарушать процесс сгорания, что отражается на индикаторной диаграмме;

в) частицы пыли, попадающие между клапанами и их седлами, вызывают неплотное закрытие впускного и выпускного клапанов, что также ухудшает работу двигателя.

Очевидно, что описанные явления вызываются не столько той пылью, которая поступает в двигатель в течение испытания (оно, вообще говоря, бывает кратковременным, не превышая 2-3 часов), сколько пылью, попавшей в двигатель еще до испытания; поэтому то и можно считать необязательной одновременность определения пыльности с испытанием, тем более что пыльность обычно не сильно колеблется со временем и, наконец, важна не ее точная величина, которая не входит ни в какие подсчеты, а лишь приблизительная оценка.

Точность и одновременность с испытанием в определении пыльности могли бы понадобиться, например, при специальных испытаниях, имеющих целью выяснение влияния пыли, взвешенной в газе, на процесс горения (на скорость распространения пламени и т. д.).

Общезвестно влияние пыли в газе на износ трущихся поверхностей двигателя, как, например, во втулке цилиндра, в седле и тарелках клапанов и в золотниках распределения, если таковые имеются.

Иногда засорение пылью поверхности запальной свечи исключает всякую возможность образования искры. Влияние пыли на износ и на запал требует лишь приблизительной оценки пыльности газа.

В виду того, что пыльность газа, как видим, не отражается в подсчетах результатов испытания двигателя и в виду того, что техника определения пыльности до настоящего времени не имеет установленных надежных методов ее определения, мы в дальнейшем не будем касаться этого вопроса.

Переходим к рассмотрению измерений, производимых на выпускном трубопроводе.

8. Отбор пробы выпускного газа из сборного коллектора для анализа.

Анализ выпускного газа требуется главным образом для определения коэффициента избытка воздуха, если таковой не определяется непосредственным измерением расхода воздуха на подводящем воздухопроводе, что применяется сравнительно редко. Методика определения коэффициента избытка воздуха по анализам газов изложена в гл. II.

Определение коэффициента избытка воздуха (кроме характеристики газа воздушной смеси) дает возможность вычислить количество выхлопных газов, что необходимо для вычисления теплоты, уносимой выхлопными газами из двигателя (одна из статей теплового баланса), и для исследования работы первого котла на отходящих газах. Определение количества тепла, заключенного в газе, изложено в гл. V.

Анализ выхлопных газов выявляет также наличие неполноты сгорания и количество каждого из несгоревших газов, что дает возможность вычислить потерю теплоты вследствие химической неполноты сгорания газа в двигателе. Иногда присутствие несгоревших газов в выхлопном газе объясняется не полнотой сгорания, а потерей части горючего газа через выхлопной клапан еще при зарядке рабочей полости свежей газозадушной смесью. Для установления истинной причины наличия несгоревших газов при анализе выхлопных газов необходимо производство специальных исследований.

9, 10 и 11. Отбор проб выхлопного газа для анализа после перегревателя, после котла и после экономайзера. Изменения в составе газа по сравнению с местом отбора пробы, обозначенным цифрой „8“, может произойти в следующих случаях:

а) если где-либо между местами 8 и 11 в трубопроводе имеется разрежение, то возможен присос воздуха из атмосферы, что и обнаруживается добавочными анализами;

б) если выхлопной газ имеет по выходе из двигателя несгоревшие составные части, то возможно догорание этих частей в пределах перегревателя котла или экономайзера.

В обоих указанных выше случаях происходящие изменения влияют на составление тепловых балансов перегревателя, котла, экономайзера и всей котельной установки в целом.

Если в стенках перегревателя, котла или экономайзера имеется течь, то вода или водяной пар попадает в газопровод и насыщает газ водяным паром или взвешенными частицами воды, которые непрерывно испаряются, так как температура газа в пределах всей котельной установки всегда выше 100°C (кроме случаев работы двигателя с малой нагрузкой, и то лишь в последней части газохода экономайзера). Чтобы обнаружить изменение влажности газа, необходимо продельывать в точках 9, 10, 11 специальные измерения влажности, так как анализ газа не указывает содержания водяного пара в газе. Пенадание пара, и особенно воды, в газоходы значительно изменяет тепловые балансы котельной установки и отдельных ее частей. Протекание воды в газопровод, если оно происходит в значительном количестве, может явиться препятствием для ведения испытания котельной установки.

12. Отбор пробы газа для анализа из патрубков между корбками выхлопных клапанов и сборным выхлопным коллектором. Эти анализы дают возможность определить коэффициент

избытка воздуха и неполноту сгорания для каждой полости цилиндра в отдельности. Ни та, ни другая величины не могут быть определены, если через выхлопной клапан выходит газ непостоянного по времени (за один процесс) состава. Тогда нет никакой уверенности в том, что взятая проба газа представляет среднюю, так как проба отбирается непрерывно, не исключая того времени, когда выхлопной клапан закрыт. В течение периода, когда клапан закрыт, отбирается газ того состава, который соответствует последней части периода открытия клапана. Получается проба газов, средняя за весь период отбора, но не средняя по отношению к выхлопному газу.

В последнюю часть периода открытия выхлопного клапана может происходить потеря части газа или воздуха, уже начинающих поступать в цилиндр. В машинах с продувкой (в двухтактных и в четырехтактных) потери значительного количества воздуха обязательна, а потому при испытаниях таких машин анализ газа в местах 12 дает совершенно искаженные результаты. В таких случаях результаты анализов в местах 12 не могут служить для определения коэффициента избытка воздуха и неполноты сгорания; они могут быть использованы лишь для сравнения между собой работы отдельных цилиндров в качественном, но не в количественном смысле, а именно для определения, в какой полости коэффициент избытка воздуха больше, и наоборот. Но и это может быть сделано лишь при расположении мест отбора пробы, подобном для всех патрубков, и при предположении, что отсутствует забрасывание газов из сборного коллектора в патрубок—к месту отбора пробы.

Приблизительным критерием для обнаружения существования потерь газа или воздуха в процессе зарядки цилиндра служит сравнение анализа газа из сборного коллектора с анализом, полученным как средний арифметический анализ из всех патрубков. Совпадение обеих величин показывает, что потерь газа и воздуха через выхлопной клапан нет, если, конечно, не происходит потери газа и воздуха одновременно и притом в том же состоянии, в каком они поступают в цилиндр в среднем за весь период зарядки; такой случай мало вероятен.

Потери газа отсутствуют, если анализом не обнаружены неогоревшие составные части выхлопного газа. Сравнение анализов из сборного коллектора и среднего из патрубков затрудняется при существовании догорания между местами отбора пробы в точках 12 и в точке 8.

Тогда сравнение связано с соответствующими подсчетами. Указанный метод сравнения неприменим, если из каждой полости выходят неодинаковые количества выхлопных газов, что бывает в плохо отрегулированных машинах. В этом случае нужно брать не среднюю арифметическую из анализов во всех патрубках, а вычислять среднюю с учетом количеств; практически этого обычно не удается сделать, так как замер газообразного топлива,

поступающего в каждую полость, обычно невозможен из-за отсутствия длинного прямого участка на патрубках, подводящих газ к выпускным клапанам. Поэтому возможен лишь подсчет количеств газа на каждой полости косвенными методами, как изложено в главе IV.

Ясно, что при испытании машины с одной полостью (или с отдельными выхлопными трубами от каждой полости) изложенные исследования упрощаются и становятся более надежными.

В этом случае путем сравнения анализов выхлопных газов в различных местах по длине выхлопной трубы определенно можно установить существование потерь газа и воздуха и выбрать на трубопроводе место отбора пробы, в котором газы достаточно перемешаны. Если выхлопная труба не достаточно длинная, то вследствие потерь газа или воздуха при машине простого действия делается невозможным получение правильного анализа выхлопного газа.

13. Определение температуры выхлопных газов необходимо для составления тепловых балансов двигателя и котельной установки. При значительном расстоянии между двигателем и котельной установкой, а также при отсутствии изоляции выхлопного газопровода на этом участке, необходимо производить замер температуры на этом участке в двух местах—в начале его (но не слишком близко к двигателю) и в конце—то-есть около перегревателя.

14, 15 и 16. Определение температур газов после перегревателя, после котла и после экономайзера. Такое определение необходимо для составления тепловых балансов каждой из этих частей котельной установки. При установке пирометров или термометров необходимо обращать внимание на предотвращение обмена теплоизлучением между измерительным прибором и поверхностью нагрева. Самый газоход должен быть также тщательно изолирован. (Этот вопрос подробно разобран в главе III).

17. Определение температур выхлопных газов в патрубках между коробками выхлопных клапанов и сборным выхлопным коллектором. О замеренных здесь температурах можно повторить то, что говорилось выше об анализах газов в этих местах (в смысле сравнения с температурой 13). В случае существования потерь газа или воздуха через выхлопной клапан, температура в месте 17 оказывается всегда меньше температуры в месте 13 (если, конечно, в местах 17 взять температуру среднюю для всех патрубков). Выше при рассмотрении анализа газов в местах 12 было сказано, что одновременная потеря газа и воздуха в той же пропорции, в какой они поступают во впускные клапаны в среднем за период зарядки цилиндра, не искажает анализов газа в местах 12, а потому не может быть обнаружена. Теперь же мы видим, что измерение температур в местах 17 обнаруживает это явление, если не происходит сгорания теряемого газа и воздуха в коробке выхлопного клапана, что далеко не всегда возможно.

Таким образом мы видим, что совместное изучение анализов температур выхлопных газов в местах 8, 12, 13, 17 дает ценные указания о процессах, происходящих в двигателе.

18, 19, 20, 21 и 22. Определение относительных давлений. Оно служит главным образом для определения потерь давления газа в отдельных частях котельной установки: в перепускателе, в первом газоходе котла, во втором газоходе котла, в экономайзере.

Если невозможно остановить работу котельной установки и выяснения степени заноса газоходов пылью (что особенно важно при запыленном газе), то сравнение результатов измерения потерь давления с результатами теоретических подсчетов потерь давления (по размерам газоходов и по скорости газа) дает единственный критерий для суждения о заносе газоходов пылью. Для большей убедительности результаты, полученные путем сопоставления потерь давления, могут быть подкреплены вычислением коэффициентов теплопередачи и сравнением их с таковыми для заведомо чистых поверхностей при прочих равных условиях. Недостаточное количество опытного материала по обоим этим вопросам не позволяет придавать подобного рода изысканиям слишком большое значение для изучения испытываемой установки, но зато тем большее значение приобретают эти изыскания как путь к накоплению недостающего опытного материала по котельным установкам на отходящих газах газомоторов.

В эксплуатации котельной установки постоянное наблюдение за изменением потерь давления газа должно давать ценные для цехового персонала указания о наступлении момента, когда необходима чистка газотходов. При этом, конечно, сравнение потерь давления необходимо вести при одинаковых нагрузках машины, ибо при различных нагрузках будут получаться различные объемы отходящих газов (как в зависимости от их различного количества, так и в зависимости от их различной температуры), различные скорости газов и, следовательно, различные потери давления. Так как эти изменения потерь давления не зависят от заноса пылью газоходов, то понятна необходимость сравнения потерь давления при одинаковых нагрузках двигателя.

23. Измерение объема выхлопного газа. Это измерение на практике обычно не производится, но несомненна польза этого измерения как контрольного по отношению к результатам вычисления объема выхлопных газов, что делается обычно. Если принять во внимание сложность и не всегда достаточную надежность измерения количеств газов вообще, а в особенности пыльных и влажных, то ясна целесообразность всякого контрольного замера. В другом месте замер выхлопного газа обычно нельзя осуществить вследствие малой длины прямых участков выхлопного газопровода на всем его протяжении, кроме участка после экономайзера (отвод в атмосферу), а также вследствие высоких температур газа в остальных частях выхлопного газопровода.

Безусловно необходим самостоятельный замер объема газов, проходящих через котельную установку, в том случае, когда часть выхлопного газа выпускается через ответвление А непосредственно в атмосферу, не проходя через котельную установку (при малой потребности в паре, вырабатываемом котельной установкой, или при специальных испытаниях).

Желателен самостоятельный замер газа, проходящего через котельную установку, тогда, когда нет надобности в одновременном испытании двигателя.

Переходим к рассмотрению замеров, производимых на трубопроводе, подводящем воздух к полостям цилиндров двигателя.

На фиг. 1 показана схема воздухопровода для двигателя без продувки и наддувки, но с всасыванием всего воздуха из атмосферы.

В случае применения наддувки воздух подается в цилиндры под давлением — весь или частично; в последнем случае остальной воздух всасывается из атмосферы.

24. Измерение давления всасываемого воздуха.

25. Измерение температуры всасываемого воздуха. Температуру можно измерять вместо трубопровода также в помещении, из которого засасывается воздух, или в атмосфере, если воздух забирается снаружи помещения; в случае подачи воздуха под давлением необходимо замерять температуру в трубопроводе после компрессора, так как воздух повышает свою температуру при сжатии в компрессоре.

Относительно цели измерений 24 и 25 можно сказать то же, что и относительно измерений 4 и 5, но в применении к воздуху.

26. Измерение количества воздуха. Это измерение обычно не производится, так как количество воздуха получается вычислением по количеству газа, его составу и по коэффициенту избытка воздуха. Непосредственное измерение воздуха желательно как контрольное, а в случае невозможности измерения расхода газа или коэффициента избытка воздуха (по анализу выхлопных газов) остается только непосредственное измерение расхода воздуха.

В случаях, когда часть воздуха подается под давлением и часть засасывается из атмосферы, измерение количества воздуха приобретает самостоятельный интерес для определения соотношения между обеими частями всего количества воздуха.

В некоторых машинах непосредственное измерение количества воздуха невозможно вследствие особенностей в расположении воздухопроводов, например в новых машинах с наддувкой фирмы Эрхард и Земмер; в этом случае остается для непосредственного определения количества воздуха только подсчет по волюметрическому коэффициенту продувочного компрессора, но самый метод определения этого коэффициента по индикаторной диаграмме не дает уверенности в правильности результата, особенно при неплотностях в клапанах и в поршневых кольцах компрессора.

В машинах с наддувкой указанная на фиг. 1 схема воздухопровода, а следовательно и схема расположения измерительных приборов — соответственно изменяется.

27, 28, 29, 30. Индикаторы на полостях газовых цилиндров. Индикаторные диаграммы служат для определения индикаторной мощности и для регулировки двигателя. Для регулировки двигателя приходится снимать как полные диаграммы, так и диаграммы со слабой пружинной, дающие изменения давлений в течение ходов выталкивания и всасывания.

Сложность процесса зарядки газового двигателя, объясняемая необходимостью одновременного введения газа и воздуха и при этом в определенном соотношении, приводит к тому, что полная идентичность индикаторных диаграмм различных полостей не гарантирует идентичности рабочего процесса в этих полостях.

Поэтому в процессе регулировки газового двигателя необходимо пользоваться, кроме полных индикаторных диаграмм, также и диаграммами, снятыми со слабой пружинной, а кроме того, — учитывать результаты анализа выхлопных газов из отдельных полостей и значения температур выхлопных газов из тех же полостей (на фиг. 1 — места 12 и 17). В дальнейшем мы не будем затрагивать вопроса о регулировке двигателя. Что же касается определения индикаторной мощности, то оно разобрано в гл. VI.

31, 32 — индикаторы на полостях воздуходувного цилиндра. Индикаторные диаграммы воздуходувного цилиндра служат для определения индикаторной мощности воздуходувного цилиндра и для определения его волюметрического коэффициента. Обычно имеется возможность снимать диаграммы также с камер после нагнетательных клапанов. Сравнение давлений в этих камерах с давлением в цилиндре во время нагнетания показывает величину сопротивления протеканию воздуха через нагнетательные клапаны.

33. Определение давления воздушного дутья.

34. Определение температуры воздушного дутья. Измерения 33 и 34 требуются для определения удельного веса воздуха. Кроме того эти величины характеризуют работу воздуходувки; наблюдение за давлением дутья и его регулирование составляют главную задачу ухода за машиной.

Давление и температуру воздуха необходимо знать для вычисления работы сжатия воздуха. Вследствие довольно быстрого охлаждения воздуха, температура его обычно замеряется также вблизи самого воздуходувного цилиндра. Замер же в месте 34 предназначается для определения удельного веса воздуха, нужного для вычисления объема воздушного дутья.

35. Измерение объема воздушного дутья, подаваемого воздуходувкой. Измерение производится так же, как и измерение расхода всякого газа, что изложено в гл. IV.

Рассмотрим измерения, производящиеся на водопроводах двигателя.

36. Измерение температуры свежей охлаждающей воды низкого давления (до 2 атм. абс.), идущей на охлаждение всех деталей, кроме поршней и штоков. Указанная температура требуется для определения количества тепла, унесенного из двигателя охлаждающей водой (вместе с измерением количества воды).

37. Измерение давления охлаждающей воды низкого давления. Эта величина нужна лишь для наблюдения за режимом подачи воды к двигателю.

38. Измерение количества подаваемой в двигатель воды низкого давления.

39. Измерение температуры свежей охлаждающей воды высокого давления (до 6-7 атм.), идущей на охлаждение поршней и штоков.

40. Измерение давления охлаждающей воды высокого давления.

41. Измерение количества подаваемой в двигатель воды высокого давления.

42. Измерение температуры отработанной охлаждающей воды в сборной сливной трубе. Если требуется вычислить количество унесенного тепла отдельно из поршней и из прочих частей машины, то замер 42 заменяется (или дополняется) замерами температур в отдельных сливных трубках, обычно отводящих воду в воронки В и С. (фиг. 1). Разделение потерь тепла с охлаждающей водой может быть проведено еще дальше (в зависимости от схемы водяного охлаждения), если замерить расход воды и температуры в отдельных спускных трубках перед воронкой, что обычно выполняется с помощью мерных баков.

Замер отходящей воды с помощью мерных баков может применяться, как контрольный по отношению к замерам 38 и 41 на трубопроводах свежей воды.

На водопроводах и паропроводах котельной установки производятся следующие измерения:

43. Измерение температуры питательной воды, подаваемой в экономайзер.

44. Измерение температуры воды, подогретой в экономайзере.

45. Измерение температуры водяного пара, выходящего из парового котла. Этот замер является контрольным по отношению к измерению давления пара в котле, так как по давлению также можно определить температуру насыщенного или влажного пара из таблиц. Часто измерение температуры пара из котла поэтому не производится.

46. Измерение температуры перегретого пара необходимо для определения удельного веса (при замере расхода пара) и для составления тепловых балансов.

47. Измерение давления в питательном водопроводе.

48. Измерение давления в водопроводе между экономайзером и котлом. Часто этого замера не производят совсем.

49. Измерение давления пара, выходящего из котла. Обычно измерение производится на самом котле с помощью установленно-го на котле манометра или с помощью контрольного манометра.

50. Измерение давления перегретого пара. Это измерение производится в месте измерения расхода пара. Сравнение его с давлением в котле показывает потерю давления при проходе пара через перегреватель. Эта потеря может достигать значительной величины.

51. Измерение расхода питательной воды. Обычно оно производится водомером-счетчиком, так как питательная вода подается с перерывами и применение обычных для испытаний указывающих приборов здесь было бы затруднительно.

52. Измерение количества выработанного пара. Это измерение производится на паропроводе перегретого пара и лишь в случае отсутствия перегревателя—на паропроводе насыщенного пара.

Измерения 51 и 52 являются контрольными одно по отношению к другому, а потому можно ограничиться только одним из них. Однако оба замера должны применяться одновременно в том случае, когда во время работы котла в течение испытания производятся спуски воды из него (продувка) или выпуск пара через предохранительные клапаны. Если при испытании производится одновременно и спуск воды и выпуск пара, то для возможности составления теплового баланса должен быть еще добавлен замер спускаемой воды. Тогда количество потерянного через предохранительный клапан пара определяется по разности.

53. Измерение влажности пара, выходящего из котла и поступающего в перегреватель, необходимо для составления тепловых балансов котла и перегревателя в отдельности.

Рассмотрим еще те замеры, места которых не показаны на фиг. 1. Сюда относятся следующие:

54. Определение числа оборотов двигателя. В воздуходувках оно производится обычно и указывающим прибором (тахометр) и суммирующим (счетчик). Для газодинамо ограничиваются тахометром. Вследствие тихоходности больших газовых машин число оборотов может быть определено подсчетом и секундомером.

55. Определение барометрического давления. Его величина необходима для перехода к абсолютным давлениям от относительных, которые получаются по показаниям всех измерительных приборов для измерения давлений в трубопроводах. Особое значение имеет барометрическое давление при испытаниях воздуходувных машин.

56. Определение температуры воздуха в машинном зале. Оно характеризует одно из условий, в которых работает двигатель.

57. Определение температуры воздуха в помещении котельной—имеет то же значение по отношению к котельной установке.

58. Определение относительной и абсолютной влажности воздуха, поступающего в двигатель и участвующего в горении. Оно

имеет значение главным образом вследствие влияния на подсчет коэффициента избытка воздуха, как показано в гл. II.

59. Во время испытания регистрируется положение всех вентилей (воздушных, газовых), включение и выключение камер дополнительного расширения воздухоподводящего цилиндра, положение регулирующих органов, опережение зажигания.

60. До или после испытания регистрируются во время остановки машины моменты открытия и закрытия впускных и выпускных клапанов и их подъем в характерных положениях (в мертвых точках максимальный подъем).

Выше мы рассмотрели измерения, производящиеся при испытании газовоздуходувки.

При испытании газодинамо разница будет заключаться в том, что отсутствуют: индигирование воздухоподводящего цилиндра и измерения на трубопроводе воздушного дутья, а вместо них вводятся следующие измерения:

а) Измерение мощности электрического тока по ваттметру.

б) То же по счетчику электрической работы.

в) То же путем вычисления по показаниям амперметра и вольтметра при постоянном токе или по показаниям амперметра вольтметра и фазометра при переменном токе.

Контрольные измерения всеми способами следует считать особенно необходимыми при быстрых колебаниях нагрузки газодинамо, что затрудняет отсчеты и делает их недостаточно надежными.

г) В случае газодинамо требуется еще определение степени неравномерности двигателя.

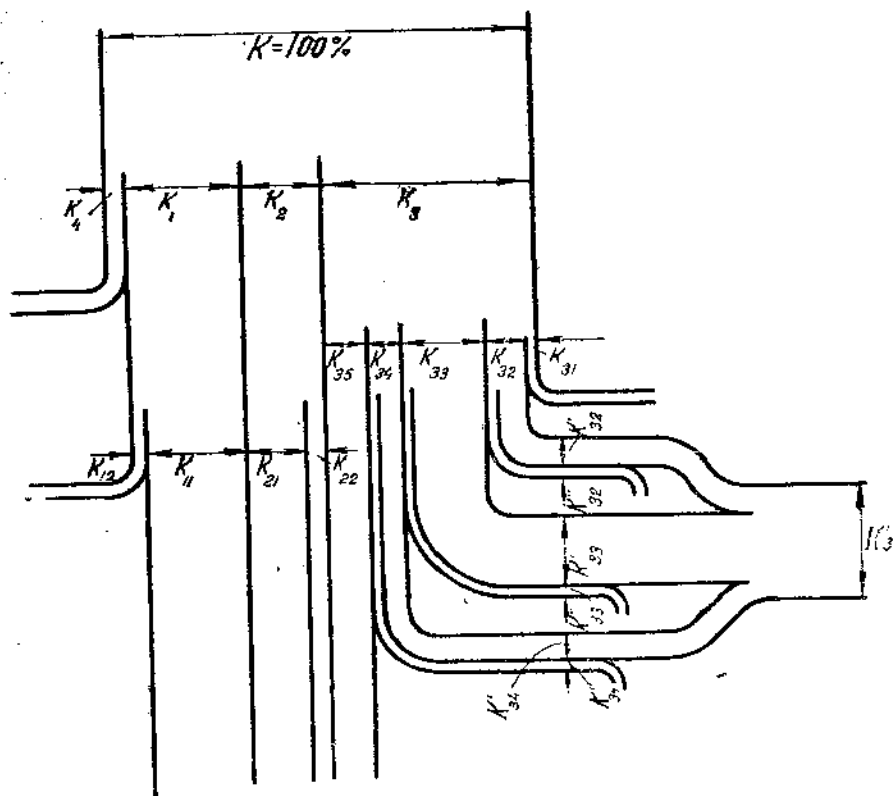
При индивидуальных насосах для испытываемого двигателя, как при газовоздуходувках, так и при газодинамо, замеряются мощности: а) наддувочных воздушных насосов, б) водяных насосов, в) питательных насосов котельной установки и т. д.

Если пар, полученный в котельной установке на отходящих газах, поступает в общую сеть с другими котлами, то испытание одного агрегата ограничивается схемой фиг. 1. Если же потребитель пара от этого котла не получает пара из других источников, то его испытание также должно входить в объем испытания данного агрегата. Обычно турбинные установки, работающие паром из котлов на отходящих газах, получают пар от всей газомоторной станции, а иногда и от других котельных, а потому их испытания производятся независимо от испытания газовых двигателей. Поэтому мы здесь не рассматриваем испытаний паровых турбин, хотя они и составляют с газомоторами одну целую теплосиловую систему.

§ 3. Схема теплового баланса газомотора и парового котла на отходящих газах

Как указывалось выше, испытания двигателя могут иметь различные цели, в соответствии с которыми производятся и измерения и обработка результатов испытания.

В большинстве случаев обработанные результаты испытания представляются в виде теплового баланса, который составляется полностью или в какой-либо части теплового баланса. В соответствии с целями испытания из этих данных делаются выводы, отвечающие на те или другие вопросы. В дальнейшем мы будем доводить изложение до составления теплового баланса и лишь на некоторых примерах покажем связь различных данных теплового баланса с особенностями в работе машины.



Фиг. 2.

Схема теплового баланса показана на фиг. 2 для двигателя вместе с паровым котлом на отходящих газах.

Тепловой баланс может быть дан в результате испытания в более детальной форме, чем на фиг. 2. (Например, потери с охлаждающей водой K_2 могут быть разбиты на большее число составных частей). Схема фиг. 2 представляет лишь наиболее употребительную форму теплового баланса.

На фиг. 2 введены следующие обозначения.

K —количество теплоты, введенное в машину топливом, причем принимается во внимание только тепло, выделяющееся при горении топлива, то-есть его теплотворная способность, и не берется во внимание физическое тепло, вносимое газом и воздухом в машину. Теплотворная способность обычно принимается низшая, то-есть за вычетом из полной (или высшей) теплотворной способности теплоты всего водяного пара, образовавшегося при сгорании при 100°C и 1 атм. абс. Если газ содержит взвешенную влагу, то вес этой влаги присоединяется к пару, образовавшемуся при сгорании. Пар же, содержащийся в свежих газе и воздухе в парообразном виде, не входит в состав влаги, образовавшейся при сгорании. Об определении теплотворной способности и о вычислении K говорится в гл. V.

Если тепловой баланс вычисляется не в калориях за какой либо промежуток времени, а в процентах, то величина K всегда принимается за 100 проц.

K_1 —тепло, эквивалентное произведенной двигателем полезной работе; в случае газодинамо—это работа на валу двигателя, а в случае газовоздуходувки—индикаторная работа воздуходувного цилиндра. В последнем случае правильнее было бы, по аналогии с первым, считать работой двигателя ту работу, которая передается штоком от газовых цилиндров к воздуходувному цилиндру, но, вследствие невозможности определения этой работы, считают полезной работой индикаторную работу воздуходувного цилиндра.

Величина K_1 , выраженная в процентах, является коэффициентом полезного действия двигателя.

Коэффициент полезного действия агрегата— K_{11} составляет лишь часть K_1 , отличаясь от последнего на величину K_{12} ; K_{12} представляет в случае газодинамо потери в динамо, а K_{11} —определяется по показаниям электроизмерительных приборов.

В случае газовоздуходувки K_{11} —определяется как теоретическая работа сжатия воздуха от состояния его в атмосфере (температура и давление) до состояния его в начале нагнетательного трубопровода воздушного дутья; но чаще K_{11} определяется как теоретическая работа изотермического сжатия воздуха от состояния его в атмосфере до давления в начале нагнетательного трубопровода воздушного дутья; применение последнего метода определения K_{11} оправдывается тем, что нагрев воздуха, полученный им в воздуходувном цилиндре, все равно теряется по пути к доменной печи, а потому он нежелателен, тем более что нагрев воздуха вызывает увеличение затраты работы на сжатие того же количества воздуха. Кроме того нагрев воздуха нежелателен и потому, что, увеличивая объем воздуха, приводит к увеличению потерь давления в воздухопроводах к доменной печи. Поэтому энергию, заключенную в теплоте нагрева дутья, нельзя считать целесообразно использованной.

K_{12} в этом случае определяется как разность между K_1 и K_{11} .
 K_2 — потери теплоты, унесенной из двигателя охлаждающей водой.

Обычно эти потери разбиваются на теплоту, унесенную водой, охлаждающей поршни и штоки (вода высокого давления) — K_{22} ; и на теплоту, унесенную водой, охлаждающей остальные части двигателя (вода низкого давления) — K_{21} ; возможно и более детальное подразделение.

K_3 — количество тепла, заключенное в выхлопных газах; принимается во внимание тепло, заключенное в выхлопных газах сверх того (физического) тепла, которое было внесено газом и воздухом, поступившим в машину.

K_3 состоит из физического тепла и из потерь от химической неполноты сгорания газа в двигателе, если таковая имеется.

При прохождении газа через котельную установку возможно полное или частичное догорание несгоревших газов, что отражается на тепловых балансах котельной установки и отдельных ее частей. Соответствующая часть теплового баланса фиг. 2 тогда уточняется.

K_{31} — тепло, теряемое выхлопным газом между двигателем и котельной установкой в окружающую среду.

K_{32} — тепло, отданное газами при прохождении через перегреватель, причем

K'_{32} — использовано полезно, а K''_{32} — потеряно в окружающую среду;

K'_{33} — тепло, отданное газами при прохождении через котел, причем K'_{33} — использовано полезно, а K''_{33} — потеряно в окружающую среду.

K_{34} — тепло, отданное газами при прохождении через экономайзер, причем K_{34} — использовано полезно, а K_{34}'' — потеряно в окружающую среду.

K_{35} — тепло, унесенное выхлопными газами в атмосферу после прохода через всю котельную установку.

Величина K' представляет все тепло, полезно использованное в котельной установке. K' не может быть непосредственно прибавлено к величине K''_{11} для вычисления полного полезного теплоиспользования всего агрегата, так как из тепла K' только часть может быть превращена в механическую работу. Только в тех редких случаях, когда тепло K' используется без преобразования в механическую энергию, оно может прибавляться полностью к величине K_{11} с соответствующей оговоркой.

K_4 — представляет остаток теплового баланса, объяснимый потерями тепла в окружающую среду в пределах двигателя (в пределах котельной установки потери в окружающую среду определяются отдельно, как мы видели выше), а также некоторыми неточностями в измерениях, неизбежными при каждом испытании.

Необходимо обратить внимание на то, что если в тепловой баланс вводится для газодинамо не работа на валу двигателя (соот-

ветственно для воздуходуховок — не работа воздуходуховного насоса), а индикаторная работа газовых цилиндров (иногда это приходится делать по условиям испытания), то остаток K_4 может сделаться отрицательным. Это объясняется тем, что часть индикаторной работы газовых цилиндров переходит в охлаждающую воду и в выхлопные газы (именно часть потерь трением в различных частях двигателя), а потому некоторые величины оказываются учтенными дважды, а именно: а) либо в теплоте, эквивалентной индикаторной работе, и в тепле, унесенном охлаждающей водой, б) либо в тепле, эквивалентном индикаторной работе, и в тепле, унесенном выхлопными газами.

На этом мы закончим предварительное описание измерений, производящихся при испытаниях газовых двигателей, и распределения тепловых потоков в этих двигателях. Перейдем теперь к изложению теоретических оснований измерений и подсчетов различных величин.

Практические указания о способах пользования измерительными приборами будут даваться лишь в связи со всем изложением, заменяясь ссылками на существующую литературу.

ГЛАВА I

АНАЛИЗ ГАЗОВ

§ 4. Простой анализ газов

При испытаниях газовых двигателей приходится производить анализ газообразного топлива и выхлопных газов. В случае полного сгорания при анализе выхлопных газов достаточно применять обычные типы газоанализаторов, действие которых основано только на поглощении газов. При неполном сгорании и при анализе горючих газов неизбежно использование газоанализаторов, основанных на применении и поглощения, и дожигания.

Не останавливаясь на описании измерительных приборов (газоанализаторы Орса Орса-Гана, Норзе и др.), устройство которых предполагается известным, рассмотрим лишь процессы, происходящие при анализе газов, а также подсчеты состава газа по данным анализа.

Одной из особенностей простого анализа, равно как и анализа с дожиганием, является то, что в измерительной бюретке применяется водяной затвор, так что анализируемый газ всегда находится под поверхностью воды и, следовательно, насыщен водяным паром соответственно барометрическому давлению (величина последнего имеет значение, если содержание водяного пара пересчитывается на объемные проценты).

Итак, анализируемый газ насыщен водяным паром в течение всего процесса анализа; при поглощении какого-либо газа (CO_2 , O_2 , C_2H_4 , CO) объем остающегося газа уменьшается; следовательно, часть водяного пара должна выделиться из анализируемой пробы газа, и в результате отсчет, который делается по окончании поглощения, дает уменьшение объема, складывающееся из двух частей:

A — объема поглощенного газа,

B — объема сконденсировавшейся части
водяного пара.

Отсчет окажется равным

$$C = A + B.$$

При определении следующего газа получим его содержание

$$C_1 = A_1 + B_1,$$

где A_1 — его действительное содержание, а B_1 — соответствующая часть сконденсировавшегося водяного пара. Если поглощением определялось только два газа (CO_2 и O_2), то получится остаток

$$C_2 = A_2 + B_2,$$

также состоящий из действительного содержания азота — A_2 и из оставшегося несконденсированным водяного пара B_2 .

Объем первоначально забранной пробы газа.

$$C_0 = C + C_1 + C_2 = (A + A_1 + A_2) + (B + B_1 + B_2) = A_0 + B_0,$$

где A_0 — объем сухих газов и B_0 — объем водяного пара. Если температура в измерительной бюретке остается постоянной в течение всей продолжительности анализа (это обязательно при производстве анализа), то объем водяного пара, насыщающего анализируемый газ, пропорционален только объему, занимаемому газом, то-есть смесью газа с паром:

$$\frac{B + B_1 + B_2}{C + C_1 + C_2} = \frac{B_2}{C_2} = \frac{B_2 + B_1}{C_2 + C_1},$$

откуда

$$\frac{B_2}{C_2} = \frac{B_1}{C_1} = \frac{B}{C},$$

то-есть объемы конденсирующегося пара пропорциональны уменьшению объема пробы газа. Исключая отсюда все B_1 , получим:

$$\frac{C_2 - A_2}{C_2} = \frac{C_1 - A_1}{C_1} = \frac{C - A}{C},$$

откуда

$$\frac{A_2}{C_2} = \frac{A_1}{C_1} = \frac{A}{C} = \frac{A_0}{C_0},$$

то-есть отсчеты, получаемые по делениям измерительной бюретки, пропорциональны действительным содержаниям отдельных газов.

Величины C , C_1 , C_2 всегда пересчитываются на проценты по отношению к объему пробы C_0 , принимаемому за 100%. Если мы сделаем то же с величинами A , A_1 , A_2 по отношению к объему сухих газов A_0 , принимаемому за 100%, то получим равные величины:

$$\frac{A}{A_0} 100 = \frac{C}{C_0} 100$$

$$\frac{A_1}{A_0} 100 = \frac{C_1}{C_0} 100$$

$$\frac{A_2}{A_0} 100 = \frac{C_2}{C_0} 100,$$

то-есть анализ в аппарате Орса и ему подобных (с водяным ватвором) дает состав анализируемого газа в объемных процентах по отношению к общему объему всех „сухих газов“, принимаемому за 100%.

Эти процентные содержания получаются непосредственно, если объем взятой для анализа пробы был равен 100 см³.

Содержание водяного пара совсем не определяется анализом газа. Для его определения производится специальное измерение влажности газа или же содержание водяного пара определяется вычислением, когда можно считать, что анализируемый газ в месте взятия пробы насыщен водяным паром. Предположение о насыщении паром может быть сделано только в применении к горючему газу, поступающему в машину при температуре меньшей 100° С. Поэтому соответствующие подсчеты мы рассмотрим после рассмотрения анализа горючего газа, требующего применения метода дожигания (§ 5).

§ 5. Анализ газа с применением дожигания. Обычный метод вычислений. Применение номограмм для вычислений

Как мы видели, при простом анализе газов можно считать, что анализируемый газ сухой (не содержит водяного пара); при этом допущении получаются совершенно правильные результаты, если условимся относить их к сухому газу.

Обычно делают такое же допущение и относительно анализа с дожиганием и получают результаты, пригодные для большинства практических требований, но здесь такое допущение является теоретически неправильным.

Изложение процесса вычислений, при котором учитываются явления, происходящие во время анализа с водяным паром, дано в §§ 8—18; но предварительно изложим обычный метод вычислений при производстве анализа с дожиганием. Существенным преимуществом упрощенного метода является его простота, так что применение сложного теоретически точного метода не всегда оправдывается и во всяком случае целесообразно лишь в случае особо точного проведения всего анализа, ибо неточности анализа часто настолько значительны, что ошибка от них много больше, чем ошибка в результате применения упрощенного метода вычислений.

Пусть взята для анализа проба газа объемом в 100 см³ (100%) и определены посредством простого поглощения следующие составные части:

Углекислый газ — CO₂ %

Тяжелые углеводороды — C_n H_m %

Кислород — O₂ %

В измерительной бюретке осталось:

$$A \text{ см}^3 = 100 - (CO_2 + C_n H_m + O_2).$$

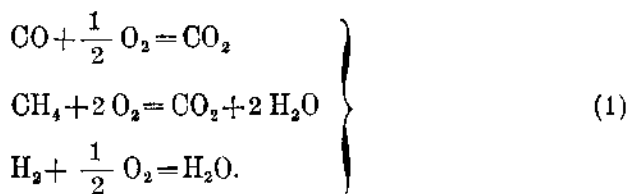
В этих 4 см^3 содержится инертный азот (N_2), а также газы, всегда содержащиеся в газообразных топливах:

Окись углерода	— $\text{CO}^0/\text{о}$
Метан	— $\text{CH}_4^0/\text{о}$
Водород	— $\text{H}_2^0/\text{о}$

(в процентах—по отношению к первоначальному объему всей пробы газа, а не по отношению к 4 см^3).

Общее свойство этих трех газов—способность гореть, соединяясь с кислородом.

Горение происходит по известным реакциям:



Эти соотношения показывают, что каждый из трех газов при горении ведет себя различно в следующем смысле:

а) CO , соединяясь с вдвое меньшим объемом кислорода, дает в результате горения объем CO_2 , равный первоначальному объему CO , то-есть объем продуктов сгорания оказывается меньшим, чем первоначальный объем участвующих в реакции газов.

б) CH_4 дает такой же объем продуктов сгорания, как и газы, участвующие в горении; последнее видно из того, что суммы коэффициентов в левой и в правой частях соответствующего уравнения равны между собой.

в) H_2 дает такое же сокращение объема, как и CO .

Сокращение объема продуктов сгорания по сравнению с первоначальным объемом газов (найденное сравнением сумм коэффициентов), то-есть сокращение вследствие молекулярных изменений, увеличивается еще тем, что образовавшийся при горении водяной пар конденсируется полностью; поэтому горение каждого из трех газов приводит к различному сокращению объема относительно объема анализируемых газов (CO дает сокращение $50^0/\text{о}$; CH_4 — $200^0/\text{о}$; H_2 — $100^0/\text{о}$).

Для возможности сжигания газа нужно смешать его с воздухом, но оставшийся свободным объем измерительной бюретки (после поглощения CO_2 , O_2 , C_nH_m), то-есть $(100 - A \text{ см}^3)$ обычно оказывается достаточным для воздуха лишь при анализе весьма бедных газов (выхлопные газы с небольшим количеством недогоревших частей) и всегда недостаточен при анализе газообразных топлив. Поэтому в общем случае приходится часть оставшегося в измерительной бюретке газа выпустить в атмосферу или в специальный запасный сосуд для того, чтобы освободившийся объем измерительной бюретки мог вместить столько воздуха, сколько необходимо для сжигания горючих газов, с неко-

ним избытком воздуха. Пусть в измерительной бюретке остается см^3 и выпущено из нее $(A-K)$ см^3 газа.

Добавлено воздуха из помещения, в котором производится анализ— V см^3 . Общий объем газовой смеси $B=(K+V)$ см^3 .

После сжигания и охлаждения газа до первоначальной температуры измеряется: а) сокращение объема газовой смеси, б) содержание CO_2 , образовавшегося при сгорании, в) содержание O_2 , оставшегося после сгорания из кислорода, введенного воздуха.

Измерение этих трех величин даст возможность определить три неизвестных величины с помощью трех уравнений. Имеем: Сокращение объема:

$$a = (0,5 \text{ CO} + 2 \text{ CH}_4 + 1,5 \text{ H}_2) \frac{K}{A},$$

объем CO_2 , образовавшегося при сгорании

$$b = (\text{CO} + \text{CH}_4) \frac{K}{A}, \quad (2)$$

объем O_2 оставшегося после сгорания,

$$c = mV - (0,5 \text{ CO} + 2 \text{ CH}_4 + 0,5 \text{ H}_2) \frac{K}{A},$$

где m — коэффициент, показывающий относительное содержание кислорода в воздухе, забранном в бюретку для сжигания (обычно $m=0,21$, но каждый раз нуждается в определении, так как возможны отклонения при загрязнении воздуха CO_2 и пр.).

Множитель $\frac{K}{A}$ введен потому, что в процессе горения участвует объем анализируемого газа K , оставленный от бывшего в бюретке объема A ; обозначения же CO , CH_4 , H_2 относятся к объему A см^3 и выражают содержание соответствующих газов в процентах по отношению к пробе газов, взятой для анализа (100%).

Решение уравнений (2) относительно искоемых величин дает:

$$\text{H}_2 = \frac{A}{K} (a + c - mV)$$

$$\text{CH}_4 = \frac{A}{K} \frac{3mV - 3c - b - a}{3} \quad (3)$$

$$\text{CO} = \frac{A}{K} b - \text{CH}_4 = \frac{A}{K} \cdot \frac{4b + a + 3c - 3mV}{3}$$

Определим, например, состав газа по следующим данным, полученным во время анализа.

В бюретку взято 100 см³ газа и поглощением определено, что содержание

$$\text{CO}_2 = 10,4\%,$$

$$\text{O}_2 = 0,6\%$$

$$\text{C}_n\text{H}_m = 0,2\%.$$

Остаток газа

$$A = 100 - (10,4 + 0,6 + 2) = 88,8 \text{ см}^3.$$

Оставлено для сжигания

$$K = 25,4 \text{ см}^3$$

После впуска в бюретку воздуха для сжигания объем смеси получен

$$B = 96,4 \text{ см}^3$$

Объем взятого воздуха:

$$V = 96,4 - 25,4 = 71,0 \text{ см}^3.$$

Содержание кислорода в воздухе $m = 0,209$.

Объем кислорода до сжигания

$$mV = 0,209 \cdot 71,0 = 14,8 \text{ см}^3.$$

Результаты дожигания и последующего поглощения оказались следующими:

$$a = 12,0 \text{ см}^3$$

$$b = 4,0 \text{ см}^3$$

$$c = 8,1 \text{ см}^3$$

Получаем по формулам (3)

$$\text{H}_2 = \frac{88,8}{25,4} (12,0 + 8,1 - 14,8) = 3,5 \cdot 5,3 = 18,5\%,$$

$$\text{CH}_4 = \frac{88,8}{25,4} \cdot \frac{3 \cdot 14,8 - 3 \cdot 8,1 - 4,0 - 12,0}{3} = 3,5 \cdot 1,4 = 4,9\%$$

$$\text{CO} = \frac{88,8}{25,4} \cdot 4,0 - 4,9 = 9,1\%.$$

Остаток составляет азот:

$$\text{N}_2 = 100 - (10,4 + 0,6 + 0,2 + 18,5 + 4,9 + 9,1) = 56,3\%.$$

Вычисление результатов анализа с дожиганием может быть произведено с достаточной точностью и с помощью номограммы, изображенной на фиг. 3 (номограмма предложена Кнорре и Зиминим — см. книгу Кнорре: „Тепловые расчеты котельных установок по газовому анализу“).

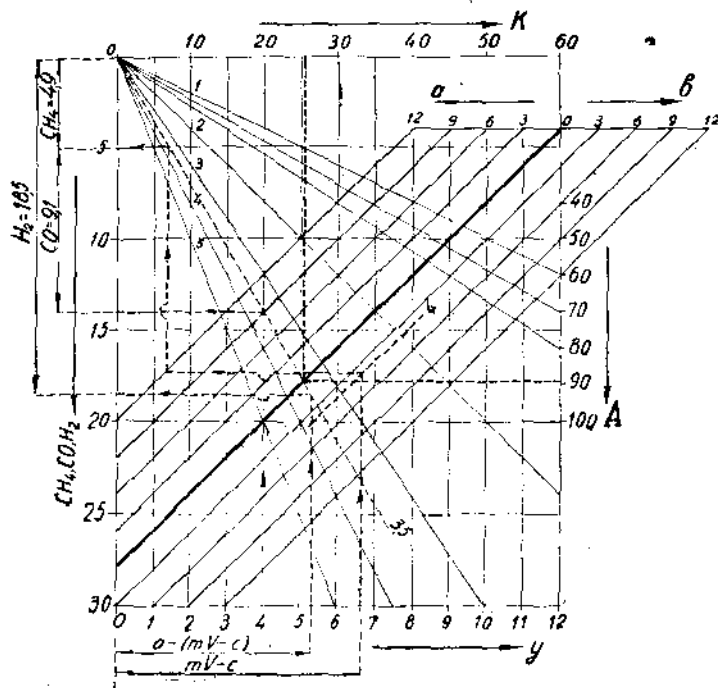
В применении к разобранному примеру пользование номограммой производится следующим образом.

Проведя вертикаль через точку $K = 25,4$ на шкале K и горизонталь через точку $A = 88,8$ на шкале A , находим точку их

пересечения и через нее проводим наклонную прямую, соответствующую

$$\frac{A}{K} = \frac{88,8}{25,4} = 3,5.$$

Вдоль масштаба y откладываем mV и в обратном направлении (из конца mV) откладываем c ; через точку $(mV - c) = 14,8 - 8,1 = 6,7$ на шкале y проводим вертикаль до наклонной $b = 4,0$



Фиг. 3.

отсюда горизонталь до наклонной $a = 12,0$, затем вертикаль до наклонной $\frac{A}{K} = 3,5$ и, наконец, горизонталь до левой вертикальной шкалы, на которой отсчитываем ($H_1 = 4,9\%$).

Вдоль масштаба y откладываем $b = 4,0$; проводим вертикаль до $\frac{A}{K} = 3,5$, а затем горизонталь до левой вертикальной шкалы, на которой получим: $CO + CH_4 = 14,0$; отсюда определится $CO = 9,1\%$.

Отложив вдоль шкалы y величину $a = 12,0$ и вычтя отсюда $(mV - c) = 6,7$, получим отрезок $(a + c - mV) = 5,3$; проводим вертикаль до $\frac{A}{K} = 3,5$ и горизонталь до левой вертикальной шкалы, на которой отсчитываем $H_2 = 18,5\%$.

Для вычисления mV по известным m и V служит номограмма фиг. 4.

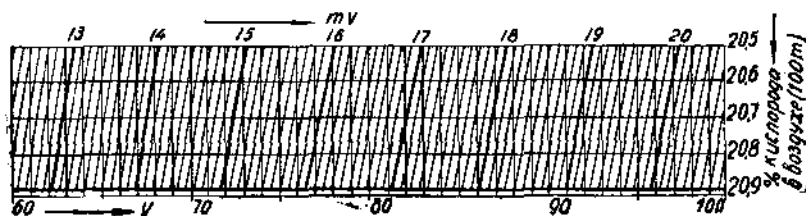
Нецелесообразно употреблять одну и ту же номограмму (фиг. 3) для подсчетов, относящихся ко всем встречающимся в практике газам; для различных типов газов следует иметь номограммы, построенные в специально подобранных масштабах.

§ 6. Исправление анализа газа, насыщенного водяным паром

Рассмотрим случай, когда анализируемый газ в месте взятия пробы насыщен водяным паром. В этом случае определить содержание водяного пара в газе можно вычислением, а в других случаях требуется специальное измерение.

Удельный вес водяного пара при давлении в 760 мм ртутного столба и при температуре 0°C равен

$$\gamma_0 = 0,8 \text{ кг/м}^3.$$



Фиг. 4.

Давление (H мм рт. ст.) и температура ($t^{\circ}\text{C}$) поступающего в двигатель газа всегда таковы, что в пределах от H до 760 мм рт. ст. и от 0 до $t^{\circ}\text{C}$ можно считать водяной пар изменяющим свой удельный вес по законам идеальных газов.

Поэтому удельный вес водяного пара в месте взятия пробы газа для анализа

$$\gamma = \gamma_0 \cdot \frac{H}{760} \cdot \frac{273}{273+t}.$$

Удельный вес насыщенного водяного пара при $t^{\circ}\text{C}$ — W кг/м³ находим из таблицы 1; тогда объем водяного пара в 1 м³ газа при H мм рт. ст. и $t^{\circ}\text{C}$, выраженный в процентах по отношению к объему всего газа, будет:

$$\text{H}_2\text{O}\% = 100 \cdot \frac{W}{\gamma} = \frac{100 \cdot 760}{0,8 \cdot 273} \cdot \frac{273+t}{H} \quad W = 348 \cdot \frac{273+t}{H} \quad W \quad (1)$$

Величина W представляет собой не что иное, как удельный вес пара при $t^{\circ}\text{C}$ и при давлении насыщенного пара, соответствующем этой температуре. Это давление есть парциальное давление насыщенного пара в газовой смеси. Обозначив его через P (в мм рт. ст.), получим:

$$W = \gamma_0 \cdot \frac{P}{760} \cdot \frac{273}{273+t}.$$

Подставив в формулу (1), получим:

$$H_2O\% = 100 \cdot \frac{P}{H} \quad (2)$$

В таблице 1 приведены величины W^* , а в таблице 2 приведены величины P^{**} .

Таблица 1

Удельный вес насыщенного водяного пара в зависимости от температуры от $(-20)^{\circ}\text{C}$ до 100°C через 1°C

$t^{\circ}\text{C}$	$W \text{ кг/м}^3$	$t^{\circ}\text{C}$	$W \text{ кг/м}^3$	$t^{\circ}\text{C}$	$W \text{ кг/м}^3$	$t^{\circ}\text{C}$	$W \text{ кг/м}^3$
-20	0,0011	11	0,0099	41	0,0534	71	0,2047
-19	0,0012	12	0,0106	42	0,0561	72	0,2132
-18	0,0013	13	0,0113	43	0,0589	73	0,2217
-17	0,0014	14	0,0120	44	0,0619	74	0,2307
-16	0,0015	15	0,0128	45	0,0650	75	0,2399
-15	0,0016	16	0,0136	46	0,0682	76	0,2494
-14	0,0017	17	0,0144	47	0,0715	77	0,2593
-13	0,0019	18	0,0153	48	0,0750	78	0,2694
-12	0,0020	19	0,0162	49	0,0786	79	0,2799
-11	0,0022	20	0,0172	50	0,0826	80	0,2907
-10	0,0023	21	0,0182	51	0,0869	81	0,3018
-9	0,0025	22	0,0193	52	0,0904	82	0,3133
-8	0,0027	23	0,0204	53	0,0946	83	0,3252
-7	0,0029	24	0,0216	54	0,0991	84	0,3374
-6	0,0031	25	0,0229	55	0,1036	85	0,3500
-5	0,0034	26	0,0242	56	0,1084	86	0,3629
-4	0,0036	27	0,0256	57	0,1133	87	0,3763
-3	0,0039	28	0,0270	58	0,1185	88	0,3900
-2	0,0042	29	0,0285	59	0,1238	89	0,4042
-1	0,0045	30	0,0301	60	0,1293	90	0,4188
0	0,0049	31	0,0318	61	0,1350	91	0,4338
1	0,0052	32	0,0335	62	0,1409	92	0,4492
2	0,0056	33	0,0354	63	0,1471	93	0,4652
3	0,0060	34	0,0373	64	0,1534	94	0,4815
4	0,0064	35	0,0393	65	0,1600	95	0,4983
5	0,0068	36	0,0414	66	0,1669	96	0,5155
6	0,0073	37	0,0436	67	0,1739	97	0,5332
7	0,0077	38	0,0459	68	0,1812	98	0,5515
8	0,0083	39	0,0483	69	0,1888	99	0,5703
9	0,0088	40	0,0508	70	0,1966	100	0,5895
10	0,0094						

* Из книги М. А. Кондак „Теплотехнічне вимірче приладдя“, 1930 г. стр. 102-103.

** Из книги А. Радциг „Формулы, таблицы и диаграммы для водяного пара“, 1931 г., стр. 66.

Таблица 2

Давление насыщенного водяного пара в зависимости
от температуры от 10°C до 50°C через 1°C

t°C	P мм рт. ст.	t°C	P мм рт. ст.
10	9,21	31	33,7
11	9,84	32	35,7
12	10,52	33	37,7
13	11,23	34	39,9
14	11,99	35	42,2
15	12,79	36	44,6
16	13,64	37	47,1
17	14,5	38	49,7
18	15,5	39	52,5
19	16,5	40	55,3
20	17,5	41	58,4
21	18,65	42	61,5
22	19,8	43	64,8
23	21,1	44	68,3
24	22,4	45	71,9
25	23,8	46	75,7
26	25,2	47	79,6
27	26,7	48	83,7
28	28,35	49	88,05
29	30,05	50	92,5
30	31,8		

Определив содержание водяного пара H_2O' в процентах, можем найти полный состав анализируемого газа по формулам:

$$CO'_2 = CO_2 \cdot \frac{100 - H_2O'}{100}$$

$$O'_2 = O_2 \cdot \frac{100 - H_2O'}{100} \text{ и т. д.,}$$

где CO_2 , O_2 и т. д. — процентные содержания в сухом газе, а CO'_2 , O'_2 и т. д. — процентные содержания с учетом водяного пара.

Способ определения содержания водяного пара в выхлопном газе изложен в §§ 20—28 в связи с определением коэффициента избытка воздуха.

Пусть, например, газ состав которого определен в численном примере § 5, имеет температуру 37°C и насыщен водяным паром при этой температуре. Давление в газопроводе + 18 мм рт. ст.; барометрическое давление 736 мм рт. ст.

Абсолютное давление газа $736 - 18 = 754 = H$
 Из таблицы 2 находим $P = 47,1$ мм рт. ст.
 Следовательно по формуле (2) получим:

$$H_2O' = 100 \cdot \frac{47,1}{754} = 6,2\%.$$

В связи с этим содержания остальных газов должны быть пересчитаны:

$$CO_2' = 10,4 \cdot \frac{100 - 6,2}{100} = 10,4 \cdot 0,938 = 9,7\%$$

$$O_2' = 0,6 \cdot 0,938 = 0,6\%$$

$$C_n H_m' = 0,2 \cdot 0,938 = 0,2\%$$

$$H_2' = 18,5 \cdot 0,938 = 1,7,4\%$$

$$CH_4' = 4,9 \cdot 0,938 = 4,6\%$$

$$CO' = 9,1 \cdot 0,938 = 8,5\%$$

$$N_2' = 56,3 \cdot 0,938 = 52,8\% \quad 100\%$$

§ 7. Контроль анализа газов при горении газообразного топлива

Для контроля анализов газов при твердых и жидких топливах обычно пользуются характеристикой β , входящей в уравнение

$$CO_2 + O_2 = 21 \beta CO_2, \quad (1)$$

где CO_2 и O_2 взяты из анализа продуктов сгорания по отношению к их сухой части (написанное уравнение удовлетворяется лишь при полном сгорании). Для газообразного топлива можно построить такие же формулы, характеризующие полное и неполное сгорание, но вывод этих формул и конечные результаты получаются сложными и в окончательном, годном для применения, виде еще не проработаны. В книге Кнорре „Тепловые расчеты котельных установок по газовому анализу“ (1928 г., стр. 55 — 56) выводится значение β для газообразного топлива в зависимости от состава топлива

$$\beta \approx 0,4 \cdot \frac{H_2 + 2O_2 + CO + 4CH_4 + 0,5N_2}{CO_2 + CO + CH_4} = 0,79 \quad (2)$$

С помощью этой величины можно определить содержание CO_2 в продуктах сгорания, полученных при теоретически необходимом количестве воздуха. В указанной книге указанная величина названа максимальным содержанием CO_2

$$CO_2^{\max} = \frac{21}{1 + \beta} \quad (3)$$

В действительности эта величина может оказаться и не максимальным содержанием CO_2 в зависимости от состава горючего газа.

Кроме того определение β по аналогии с твердым и жидким топливами, исходя из вычисления $CO_2^{\max}$ и затем из уравнения

(3) [в результате получается выражение (2)] не дает еще возможности применить к продуктам сгорания газообразного топлива формулу (1).

Указанный и принятый для твердых и жидких топлив метод контроля полноты сгорания мы оставляем без рассмотрения в применении к газообразному топливу, так как более наглядно та же цель достигается методом, изложенным в §§ 20—28. Последний метод, к тому же, применяется в связи с другими вычислениями, которые приходится проделывать и независимо от контроля полноты сгорания.

§ 8. Точный метод вычислений при анализе газа с применением дожигания (с учетом изменений влажности в процессе анализа)

Обычный анализ газа, производящийся при нормальных испытаниях теплосиловых установок, определяет содержание в нем следующих составных частей:

- 1) углекислоты (CO_2),
- 2) кислорода (O_2),
- 3) окиси углерода (CO),
- 4) водорода (H_2),
- 5) метана (CH_4),
- 6) азота (N_2)
- 7) водяного пара (H_2O) и
- 8) тяжелых углеводородов ($\text{C}_n \text{H}_m$).

Кроме того в газах — доменном, коксовом, генераторном и других — содержатся сернистые соединения, которые при обычном анализе не определяются: они поглощаются раствором едкого калия одновременно с углекислотой. Газ коксовых печей содержит в весьма небольших (после скрубберов) количествах также бензол — C_6H_6 и аммиак — NH_3 . Другие составные части содержатся во всех видах газообразного топлива и в других технических газах лишь в ничтожных количествах и при технических измерениях никогда не определяются.

В дальнейшем мы будем иметь в виду только вычисления для определения указанных выше восьми газов.

При анализе газа с помощью дополненного аппарата Орса (с дожиганием) и его видоизменений определяются непосредственным поглощением CO_2 , $\text{C}_n \text{H}_m$ и O_2 . Иногда определяют также и CO путем поглощения, но так как реактив для поглощения CO действует ненадежно, то мы выведем формулы для определения CO с помощью дожигания. Эти формулы включают, как частный случай, также и анализ с непосредственным поглощением CO .

Обратиться к изучению вопроса об анализе газа с помощью метода дожигания заставляет то обстоятельство, что при общепринятых вычислениях не принимается во внимание влияние содержания углекислоты в воздухе и влияние влажности газа

воздуха, что, как увидим ниже, вызывает значительные ошибки. После поглощения CO_2 , C_nH_m и O_2 в измерительной бюретке газоанализатора остается газ

$$A = 100 - (\text{CO}_2 + \text{C}_n\text{H}_m + \text{O}_2) \text{ см}^3.$$

Из этого количества оставляют в бюретке $K \text{ см}^3$, а остальное $(A - K) \text{ см}^3$ выпускают на воздух. После этого забирают в измерительную бюретку $V \text{ см}^3$ воздуха и получают общий объем смеси

$$B = (K + V) \text{ см}^3.$$

При точных подсчетах следует учитывать истинный состав воздуха, состоящего из



Содержание двух последних газов можно не учитывать лишь тогда, когда содержание CO_2 весьма мало, а содержание H_2O близко к насыщению при данной температуре. Вообще содержание H_2O должно учитываться не в окружающей атмосфере, а в измерительном сосуде газоанализатора. Но здесь оно становится неопределенным, если воздух поступил в измерительный сосуд с относительной влажностью меньшей единицы, так как мы не знаем, до какой величины повысится относительная влажность в измерительном сосуде, где газ находится над водой.

Поэтому следует или определять относительную влажность воздуха в помещении и тогда применять в газоанализаторе не воду, а другую слабо испаряющуюся жидкость (ртуть), или пользоваться водой, но пропускать воздух перед засасыванием в газоанализатор через увлажнитель так, чтобы относительная влажность была заведомо равна единице.

Эти же рассуждения применимы и к анализируемому газу, если только неизвестно, что он имеет относительную влажность, равную единице. В большинстве случаев это бывает именно так (т. е. относ. влажность = 1), например:

а) Доменный газ насыщается влагой, выделяющейся из кокса и из прочих частей шихты, а также при мокрой газоочистке.

б) Коксовый газ всегда бывает насыщен влагой, выделяющейся из угля и в аммиачных скруберах.

в) Генераторный газ насыщен влагой из угля, от водяных паров, поступающих в генератор, и из воды, орошающей очиститель.

г) Продукты сгорания этих газов всегда имеют в избытке (при комнатной температуре) влагу, получающуюся при горении водорода и углеводородов.

Может оказаться, что анализируемый газ не насыщен влагой лишь в том случае, когда он значительно охладился в газопроводах и затем анализируется в теплом помещении.

Самый общий случай будет тогда, когда относительная влажность газа при температуре анализа

$$X_r \leq 1,$$

и относительная влажность воздуха при той же температуре

$$X_a \leq 1.$$

Если

$$X_r < \frac{A}{100},$$

то газ поступает на сжигание все еще не насыщенным влагой. Рассмотрим в общем виде именно этот случай, так как случай

$$X_r > \frac{A}{100}$$

представляется более простым. Оба случая мы разберем ниже на численных примерах.

Имея в виду принятые выше обозначения, найдем, что в смеси газа и воздуха, поступающей на сжигание, содержится следующее количество различных газов:

1) Водяного пара (H_2O):

$$\begin{array}{l} \text{из газа } X_r WK \\ \text{из воздуха } X_a VW \end{array}$$

$$\text{Всего } W(X_r K + X_a V) = C'_1 \text{ граммов,}$$

где W —вес в граммах насыщенного водяного пара в 1 см³ при температуре анализа— $t^\circ\text{C}$. Обозначая давление в бюретке (равное барометрическому) через H мм рт. ст. и зная, что удельный вес водяного пара при 0°C и 760 мм рт. ст. равен $\sim 0,8$ г, получим объем водяного пара при $t^\circ\text{C}$ и H мм. рт. ст.:

$$C_1 = \frac{C'_1}{\frac{0,8}{1000} \cdot \frac{273}{273+t} \cdot \frac{H}{760}} = 3480 W (X_r K + X_a V) \frac{273+t}{H} \text{ см.}^3$$

2) Углекислоты (CO_2):

$$\text{из воздуха } \frac{V \cdot CO_2'''}{100} = C_2 \text{ см.}^3$$

где CO_2''' —процентное содержание углекислоты в воздухе.

3) Кислорода (O_2):

$$\text{из воздуха } \frac{VO_2'''}{100} = C_3 \text{ см.}^3$$

4) Окиси углерода из газа (CO):

$$\frac{CO'}{100} \cdot \frac{K}{A} 100 = \frac{CO' \cdot K}{A} = C_4 \text{ см.}^3$$

5) Водорода из газа (H_2):

$$\frac{H_2'K}{A} = C_5 \text{ см.}^3$$

6) Метана из газа (CH_4):

$$\frac{CH_4'K}{A} = C_6 \text{ см.}^3$$

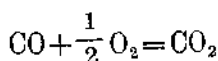
7) Азота (N_2):

$$\text{из газа } \frac{N_2' K}{A}$$

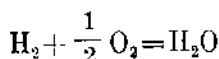
$$\text{из воздуха } \frac{N_2'' V}{100}$$

$$\text{Всего } \frac{100N_2' K + AN_2'' V}{100 A} = C_7 \text{ см.}^3$$

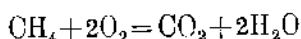
После того как составлена смесь из газа и воздуха с найденным выше содержанием отдельных газов, производится сжигание горючих составных частей смеси. При этом происходят следующие реакции:



(один объем CO плюс половина объема O_2 дают один объем CO_2);



(один объем H_2 плюс половина объема O_2 дают один объем H_2O);



(один объем CH_4 плюс два объема O_2 дают один объем CO_2 и два объема H_2O).

Газы, не указанные в этих формулах, не участвуют в реакциях и сохраняют свой объем. Температуры газа до и после сжигания можно считать одинаковыми, так как теплоемкость газов в бюретке достаточно мала по сравнению с теплоемкостью жидкости внутри бюретки и в сосудах, окружающих бюретку. Если бы температуры оказались заметно различными, то следовало бы ввести поправки в подсчеты.

Состав газов после сгорания получится следующим (в см³):

1) Водяной пар (H_2O):

а) имелось до сгорания — C_1 ,

б) образовалось при сгорании водорода — C_5 ,

в) образовалось при сгорании метана — $2C_6$

$$\text{Всего } D_1 = C_1 + C_5 + 2C_6$$

2) Углекислота (CO_2):

а) имелось до сгорания — C_2 ,

б) образовалось при сгорании окиси углерода — C_4 ,

в) образовалось при сгорании метана — C_6

$$\text{Всего } D_2 = C_2 + C_4 + C_6$$

3) Кислорода (O_2):

а) имелось до сгорания	C_3
б) израсходовано на сгорание окиси углерода	$\frac{1}{2} C_4$
в) израсходовано на сгорание водорода	$\frac{1}{2} C_5$
г) израсходовано на сгорание метана	$2C_6$
Всего $D_3 = C_3 - \frac{1}{2} C_4 - \frac{1}{2} C_5 - 2C_6$	

4) Азота— N_2 :

$$D_4 = C_7$$

Всего получилось сухих газов:

$$D_0 = D_2 + D_3 + D_4 = C_2 + C_3 + \frac{1}{2} C_4 - \frac{1}{2} C_5 - C_6 + C_7.$$

Объем водяного пара, насыщающего этот объем газа при температуре анализа

$$D_5 = \frac{W(D_0 + D_4)}{0,8 \cdot \frac{273}{273+t} \cdot \frac{H}{760}} = 3480 W(D_0 + D_4) \frac{273+t}{H},$$

откуда

$$D_5 = \frac{3480 W D_0 \cdot \frac{273+t}{H}}{1 - 3480 W \frac{273+t}{H}}$$

Общий объем газов в бюретке после сгорания и конденсации избыточного пара получается:

$$D = D_0 + D_5 = D_0 \left(1 + \frac{3480 W \frac{273+t}{H}}{1 - 3480 W \frac{273+t}{H}} \right) =$$

$$= (C_2 + C_3 + \frac{1}{2} C_4 - \frac{1}{2} C_5 - C_6 + C_7) \alpha,$$

где

$$\alpha = 1 + \frac{3480 W \frac{273+t}{H}}{1 - 3480 W \frac{273+t}{H}}.$$

Изменение объема в результате сгорания

$$\alpha = D - B = \left(C_2 + C_3 + \frac{1}{2} C_4 - \frac{1}{2} C_5 - C_6 + C_7 \right) \alpha - B.$$

Из входящих сюда величин

C_2, C_3, B и α вычисляются независимо от результатов сжигания,

C_4, C_5 и C_6 — будут определены на основании результатов сжигания,

а C_7 должно быть исключено путем подстановки:

$$C_7 = B - (C_1 + C_2 + C_3 + C_4 + C_5 + C_6).$$

Тогда

$$\begin{aligned} \alpha &= \left(B - C_1 - \frac{1}{2} C_4 - 3/2 C_5 - 2 C_6 \right) \alpha - B = \\ &= \left(-\frac{1}{2} C_4 - 3/2 C_5 - 2 C_6 \right) \alpha + \delta, \end{aligned} \quad (1)$$

где

$$\begin{aligned} \delta &= (B - C_1) \alpha - B = \\ &= 3480 W \left[\frac{(B - C_1)(273 + t)}{H - 3480 W (273 + t)} - \frac{(X_r K - X_v V)(273 + t)}{H} \right] \end{aligned} \quad (2)$$

Величина α измеряется после сжигания и охлаждения газа. Кроме нее измеряется еще содержание CO_2 и O_2 после сжигания. Выражения для этих количеств нами уже найдены выше, а именно: объем углекислоты

$$D_2 = C_2 + C_4 + C_6$$

и объем кислорода

$$D_3 = C_3 - \frac{1}{2} C_4 - \frac{1}{2} C_5 - 2 C_6.$$

Но вместе с этими количествами определяется пропорциональная им часть водяного пара, так что сокращение объема после поглощения углекислоты

$$b = D_2 \frac{D_0 + D_2}{D_0} = (C_2 + C_3 + C_6) \alpha \quad (3)$$

и после поглощения кислорода

$$c = D_3 \frac{D_0 + D_3}{D_0} = \left(C_3 - \frac{1}{2} C_4 - \frac{1}{2} C_5 - 2 C_6 \right) \alpha. \quad (4)$$

Обычно пренебрегают содержанием углекислоты в воздухе (C_2) и отбрасывает последний член δ уравнения (1). Но мы решили уравнения в общем виде для того, чтобы более точно установить те пределы ошибок, которые возникают от указанных допущений.

Таким образом мы получили систему трех уравнений (1) (3) и (4), из которой требуется определить три неизвестных C_4 , C_5 , и C_6 . Исключением C_5 из (1) и (4) путем умножения (4) на три и вычитания из (1), получим:

$$a - 3c = 3\alpha C_3 + \delta + \alpha C_4 + 4\alpha C_6. \quad (4')$$

Исключив C_4 из (3) и (4'), получим:

$$a - 3c + 3\alpha C_3 - \delta - b + \alpha C_2 = 3\alpha C_6,$$

откуда определится

$$C_6 = \frac{a - \delta b - 3c + \alpha (3C_3 + C_2)}{3\alpha}. \quad (5)$$

Из уравнения (3) находим:

$$C_4 = \frac{b}{\alpha} - C_2 - C_6 = \frac{\delta + 4b + 3c - a - \alpha (3C_3 + C_2)}{3\alpha}. \quad (6)$$

Из уравнения (4) имеем:

$$C_5 = - \left(\frac{c}{\alpha} - C_3 + \frac{1}{2} C_4 + 2C_6 \right) 2 = \frac{\delta + c - a - \alpha C_3}{\alpha}. \quad (7)$$

Для определения процентного содержания CO , H_2 и CH_4 в анализируемом газе следует увеличить числа C_4 , C_5 и C_6 , умножив их на $\frac{A}{K}$, так как нам нужно определить содержание CO , H_2 и CH_4 в 100 см³ пробы или, что то же, в A см³, оставшихся после поглощения CO_2 , C_6H_m и O_2 , а числа C_4 , C_5 и C_6 относятся к количеству газа K см³.

Получим:

$$\text{CH}_4 = \frac{A}{K} C_6, \quad (5')$$

$$\text{CO} = \frac{A}{K} C_4, \quad (6')$$

$$\text{H}_2 = \frac{A}{K} C_5, \quad (7')$$

Если в выведенных формулах

$$\alpha = 1, \quad \delta = 0, \quad C_2 = 0,$$

то получим общеупотребительные формулы, в которых не учитывается влияние влажности анализируемого газа и воздуха, а также не учитывается содержание углекислоты в воздухе.

Необходимо обратить внимание на то, что в выведенных формулах число α , как обозначающее не увеличение, а сокращение объема, имеет отрицательное значение.

9. Примерный подсчет с учетом влажности и углекислоты в воздухе

Пусть в результате анализа газа в аппарате Норзе (или в другом аналогичном аппарате) получились следующие данные:

Первое поглощение:

$$\text{CO}_2 = 8,2\%$$

$$\text{C}_n\text{H}_m = 0,2\%$$

$$\text{O}_2 = 1,0\%$$

Оставлено для сжигания $K = 30 \text{ см}^3$.

Добавлено воздуха $V = 66 \text{ см}^3$.

Оказалось после сжигания $D = 84,6 \text{ см}^3$.

Второе поглощение (после сжигания) дало:

$$\text{CO}_2 = 8 \text{ см}^3 \text{ (осталось в бюретке } 76,6 \text{ см}^3\text{)},$$

$$\text{O}_2 = 5,8 \text{ см}^3 \text{ (осталось в бюретке } 70,8 \text{ см}^3\text{)}.$$

Во время анализа было замерено:

барометрическое давление $H = 742 \text{ мм рт. ст.}$,

температура в газоанализаторе $t = 25^\circ\text{C}$

парциальное давление водяных паров в воздухе $l = 14,5 \text{ мм рт. ст.}$,

содержание углекислоты в воздухе $0,8\%$ по объему,

содержание кислорода в воздухе $20,0\%$ по объему,

в месте забора пробы газа его температура составляла 29°C ,

и газ был насыщен водяным паром.

На основании приведенных численных значений находим следующие величины.

Относительная влажность анализируемого газа $X_r = 1$ (если бы температура в месте отбора пробы была меньше температуры в газоанализаторе, то было бы $X_r < 1$).

Давление насыщенного водяного пара при указанной температуре в газоанализаторе 25°C равно $23,8 \text{ мм рт. ст.}$; следовательно относительная влажность воздуха.

$$X_v = \frac{14,5}{23,8} = 0,61.$$

Вес водяного пара, насыщающего 1 см^3 при 25°C

$$W = 23 \cdot 10^{-6} \text{ г.}$$

Объем водяного пара в бюретке перед сжиганием:

$$C_1 = 3480 W (X_v K + X_v V) \frac{273+t}{H} = 3480 \cdot 23 \cdot 10^{-6} (30 + \\ + 0,61 \cdot 66) \frac{273+25}{742} = 2,26 \text{ см}^3.$$

Объем углекислоты

$$C_2 = \frac{VCO_2}{100} = \frac{66 \cdot 0,8}{100} = 0,53 \text{ см}^3.$$

Объем кислорода

$$C_3 = \frac{VO_2}{100} = \frac{66 \cdot 20,0}{100} = 13,20 \text{ см}^3.$$

Изменение объема в результате сжигания

$$a = D - B = 84,6 - 96 = -11,4 \text{ см}^3.$$

Оказалось углекислоты после сжигания:

$$b = 8 \text{ см}^3.$$

Оказалось кислорода после сжигания:

$$c = 5,8 \text{ см}^3.$$

Коэффициенты уравнений:

$$\alpha = 1 + \frac{3480 W \frac{273+t}{H}}{1 - 3480 W \frac{273+t}{H}} = 1 + \frac{3480 \cdot 23 \cdot 10^{-4} \frac{273+25}{742}}{1 - 3480 \cdot 23 \cdot 10^{-4} \frac{273+25}{742}} = 1,033$$

и по формуле (2)

$$\delta = 0,87 \text{ см}^3.$$

Остаток газа после первых поглощений:

$$A = 200 - (CO_2 + C_1 H_2 + O_2) = 100 - (8,2 + 0,2 + 1,0) = 90,6 \text{ см}^3.$$

Теперь имеем все данные для определения:

$$CH_4 = \frac{A}{K} C_6 = \frac{A}{K} \left(\frac{a - b - \delta - 3c + \alpha (3C_3 + C_2)}{3\alpha} \right) =$$

$$= \frac{90,6}{30} \left[\frac{-11,4 - 0,87 - 8 - 3 \cdot 5,8 + 1,033 (3 \cdot 13,20 + 0,53)}{3 \cdot 1,033} \right] = 3,78\%$$

$$CO = \frac{A}{K} C_4 = \frac{A}{K} \left[\frac{-a + \delta + 4b + 3c - \alpha (3C_3 + C_2)}{3\alpha} \right] =$$

$$= \frac{90,6}{30} \left[\frac{11,4 + 0,87 + 4,8 + 3 \cdot 5,8 - 1,033 (3 \cdot 13,20 + 0,52)}{3 \cdot 1,033} \right] = 18,09\%$$

$$H_2 = \frac{A}{K} C_5 = \frac{A}{K} \left(\frac{\delta + c - a - \alpha C_3}{\alpha} \right) =$$

$$= \frac{90,6}{30} \left(\frac{0,87 + 5,8 + 11,4 + 1,033 \cdot 13,20}{1,033} \right) = 13,08\%$$

Для того чтобы получить полный состав анализируемого газа, найдем прежде всего объемное содержание водяного пара в 100 см³ газа (при условии насыщения):

$$H_2O = \frac{1000 W}{273} \cdot \frac{H}{760} \cdot 100 = \frac{23 \cdot 10^{-6} \cdot 1000 \cdot 100}{0,8 \cdot \frac{273}{273+t} \cdot \frac{742}{760}} = 3,37\%$$

При первом поглощении мы определили содержание CO₂, C_nH_m и O₂. В действительности вследствие насыщенности газа водяным паром, одновременно с этими газами конденсировалась пропорциональная их объему часть водяного пара, и мы замеряли в бюретке уже сумму двух факторов — поглощения и конденсации. Вследствие указанной пропорциональности мы должны изменить полученные значения во столько раз, во сколько раз весь объем сухих газов меньше объема всего газа, так что действительные значения получаются такими:

$$CO_2 = 8,2 \frac{100 - 3,37}{100} = 7,92\%$$

$$O = 1,0 \frac{100 - 3,37}{100} = 0,97\%$$

$$C_n H_m = 0,2 \frac{100 - 3,37}{100} = 0,19\%$$

Дополнение до 100% к сумме всех найденных количеств представляет содержание в анализируемом газе азота:

$$N_2 = 100 - (CH_4 + CO + H_2 + H_2O + CO_2 + O_2 + C_n H_m) = \\ = 100 - (3,68 + 18,09 + 13,08 + 3,37 + 7,92 + 0,97 + 0,19) = 52,70\%$$

Однако поступающий в двигатель газ будет иметь несколько иной состав, так как его температура не равна температуре в газоанализаторе. Содержание водяного пара в газе перед двигателем соответствует состоянию насыщения при температуре 29° C.

При этой температуре содержание водяного пара оказывается:

$$H_2O' = \frac{28,7 \cdot 10^{-6} \cdot 1000 \cdot 100}{0,8 \cdot \frac{273}{273+29} \cdot \frac{742}{760}} = 4,01\%$$

Для получения состава газа, поступающего в двигатель, нужно все числа, полученные для состава газа в бюретке газоанализатора, умножить на коэффициент

$$E = \frac{100 - 4,01}{100 - 3,37} = 0,993$$

и ввести новое содержание водяного пара.

Для удобного сравнения полученных результатов с теми, которые будут найдены ниже, составлена следующая таблица 3.

Таблица 3

Название газа	Содержание в объемных процентах		
	В сухом газе	В газоанализаторе	Перед двигателем
CO ₂	8,20	7,92	7,87
C _n H _m	0,20	0,19	0,19
O ₂	1,00	0,97	0,96
CH ₄	3,80	3,68	3,65
CO	18,71	18,09	17,96
H ₂	13,52	13,08	12,97
N ₂	54,57	52,70	52,39
H ₂ O	—	3,37	4,01
	100,00	100,00	100,00

§ 10. Примерный подсчет с учетом влажности, но без учета углекислоты в воздухе

Будем исходить из тех же данных, что и в § 9, но примем, что содержание углекислоты в воздухе равно нулю, то-есть $C_2=0$. Имея в виду, что в воздухе содержится около 2% водяного пара, найдем, что содержание в воздухе кислорода составит приблизительно 20,5%.

При этом, по сравнению с предыдущим подсчетом, изменяются только следующие величины:

$$C_2=0 \text{ (было } 0,53),$$

$$C_3 = \frac{86 \cdot 20,5}{100} = 13,53 \text{ см}^3 \text{ (было } 13,20).$$

По формулам (5'), (6') и (7') получим:

$$\text{CH}_4 = 4,17\%$$

$$\text{CO} = 19,21\%$$

$$\text{H}_2 = 12,02\%.$$

Результаты вычислений сведены в таблице 4.

Таблица 4

Название газа	Содержание в объемных процентах		
	В сухом газе	В газоанализаторе	Перед двигателем
CO ₂	8,20	7,92	7,87
C _n H _m	0,20	0,19	0,19
O ₂	1,00	0,97	0,96
CH ₄	4,32	4,17	4,14
CO	19,88	19,21	19,07
H ₂	12,44	12,02	11,94
N ₂	53,96	52,15	51,82
H ₂ O	—	3,37	4,01
	100,00	100,00	100,00

Сравнение таблицы 4 с таблицей 3 показывает, что учет содержания CO₂ в воздухе, поступающем в газоанализатор для сжигания газа, имеет весьма важное значение.

§ 11. Примерный подсчет для случая насыщенности водяным паром газа и воздуха и без учета углекислоты в воздухе

Если анализ производится, как обычно, с водой в качестве запорной жидкости в бюретке газоанализатора, то делать подсчеты, исходя из влажности, которую имеет воздух в помещении, неправильно, так как в бюретке газоанализатора влажность повышается. Однако, нет уверенности в том, что она повышается до единицы, а потому ее величина становится неопределенной. Поэтому следует или насыщать газ и воздух перед сжиганием парами воды, или делать подсчеты приближенно, считая $X_1 \approx 1$ и соответственно изменяя содержание кислорода в воздухе.

В условиях нашего примера (температура в газоанализаторе 25°C и давление 742 мм рт. ст.) содержание водяного пара при полном насыщении составляет 3,37%, так что содержание кислорода должно составлять (при отсутствии CO₂) около 20,3%.

При сделанных допущениях исходные данные § 9 изменятся следующим образом:

$$C_3 = \frac{66 \cdot 20,3}{100} = 13,40 \text{ см}^3.$$

$$C_1 = 3480 (X_r K + X_n W) \frac{273+t}{H} = 3480 W \cdot B \frac{273+t}{H}, \quad (8)$$

$$C_1 = 3480 \cdot 23 \cdot 10^{-3} \cdot 96 \cdot \frac{273+25}{742} = 3,1 \text{ см}^3.$$

$$\delta = (B - C_1) \alpha - B =$$

$$= \left(B - 3480 W B \frac{273+t}{H} \right) \left(1 + \frac{3480 W \frac{273+t}{H}}{1 - 3480 W \frac{273+t}{H}} \right) - B = 0$$

Остальные коэффициенты сохраняют те же значения, что и в § 10, и результат получается следующий:

$$\begin{aligned} \text{CH}_4 &= 4,62\%, \\ \text{CO} &= 18,75\%, \\ \text{H}_2 &= 9,88\%. \end{aligned}$$

Результаты вычислений сведены в таблице 5.

Таблица 5

Название газа	Содержание в объемных процентах		
	В сухом газе	В газоана- лизаторе	Перед дви- гателем
CO ₂	8,20	7,92	7,87
C _n H _m	0,20	0,19	0,19
O ₂	1,00	0,97	0,96
CH ₄	4,78	4,62	4,59
CO	19,40	18,75	18,62
H ₂	10,23	9,88	9,81
N ₂	56,19	54,30	53,95
H ₂ O	—	3,37	4,01
	100,00	100,00	100,00

§ 12. Примерный подсчет по общеупотребительным формулам

При этом допускают, что влажность газа, и воздуха $X_r = X_n = 0$, что содержание углекислоты равно нулю, что образующийся при сгорании водяной пар полностью конденсируется, т. е. $W = 0$ и, наконец, что содержание кислорода в воздухе составляют 21%.

При этих допущениях различные коэффициенты принимают следующие значения:

$$\alpha = 1, \beta = 0, C_2 = 0,$$

$$C_3 = \frac{66 \cdot 21}{100} = 13,86 \text{ см}^3.$$

Остальные коэффициенты (a, b, c) сохраняют прежние значения. Формулы (5), (6) и (7) принимают следующий вид, в котором они обычно и применяются:

$$\left. \begin{aligned} C_6 &= \frac{1}{3} (a + 3C_3 - 3c - b) \\ C_4 &= \frac{1}{3} (3c + 4b - a - 3C_3) \\ C_5 &= C - C_3 - a \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Численные значения получаются следующими:

$$\text{CH}_4 = 4,80 \%,$$

$$\text{CO} = 19,36 \%,$$

$$\text{H}_2 = 10,09 \, \%. \quad$$

В рассматриваемом случае предположено, что газ абсолютно сухой. Поэтому нет надобности вычислять состав газа в бюретке газоанализатора, а можно сразу определить состав газа перед двигателем путем умножения состава сухого газа на коэффициент

$$\varepsilon = \frac{100 - 4,01}{100}.$$

Результаты подсчетов сведены в таблице 6.

Таблица 6

Название газа	Содержание в объем- ных процентах	
	Сухой газ	Перед дви- гателем
CO ₂	8,20	7,87
C ₂ H ₆	0,20	0,19
O ₂	1,00	0,96
CH ₄	4,80	4,61
CO	19,36	18,59
H ₂	10,09	9,69
N ₂	56,35	54,08
H ₂ O	—	4,01

§ 13. Сравнение результатов вычислений по обычному и по точному методу

Сравнение таблиц 5 и 6 показывает, что в случае, если газ и воздух насыщены водяным паром, можно пользоваться как точным методом подсчета, так и приближенным по формулам (9), — результаты почти не отличаются друг от друга (это относится к случаю отсутствия CO_2 в воздухе).

Но если газозоудушная смесь перед сжиганием не насыщена водяным паром, как в примерах § 9 и 10, то получается резкое расхождение с результатами подсчетов по § 11 и 12. Нужно обратить особое внимание с на то, что при допущении неполной влажности особенно значительно возрастает подсчитанное количество водорода. Если вспомнить, что очень часто получается при анализах бедных газов с помощью дожигания и подсчета по формулам (9) отрицательное содержание водорода, то причина этого становится достаточно ясной: она заключается в ненасыщенности смеси перед сжиганием водяным паром и в неучете этого обстоятельства (в ту же сторону влияет и неучет содержания CO_2 в воздухе, что видно из сравнения таблиц 3 и 4).

Измерить влажность смеси в бюретке газоанализатора крайне затруднительно, — можно только определить ее нижний возможный предел с помощью измерения влажности газа и воздуха перед засасыванием их в бюретку газоанализатора, но это не дает гарантии в правильности окончательного результата, так как влажность в бюретке повышается.

Поэтому остаются два метода:

1. Производство анализа над слабо испаряющейся жидкостью. Применение ртути, и вообще жидкости тяжелее воды, практически невозможно, так как вода, получающаяся от конденсации после сжигания, будет собираться в бюретке и искажать результат следующего анализа. Удаление этой воды после каждого анализа было бы крайне хлопотливым.

Поэтому остается лишь способ работы с жидкостью легче воды и несмешивающейся с водой, каковы, например, бензол, керосин и т. д. Тогда вода, получающаяся от конденсации, не будет соприкасаться с газом при следующем анализе. Но затруднение возникает от необходимости иметь некоторую жидкость с ничтожным давлением насыщенных паров при комнатной температуре.

2. Другой — более простой и надежный — способ заключается в повышении влажности газозоудушной смеси до насыщения путем введения в нее достаточного количества водяного пара. Это требует устройства соответствующих приспособлений в обычных типах газоанализаторов.

Устройство такого приспособления не усложнит газоанализатор сколько-нибудь значительно. Мы не будем здесь касаться осуществления приспособления. Заметим лишь, что нужно иметь

в виду возможность растворения части CO_2 в той воде, которая получается от конденсации избыточного пара, введенного для насыщения смеси. Но, во-первых, углекислоты (CO_2) в газовой смеси имеется лишь немного и с небольшим парциальным давлением, и, следовательно, она не может раствориться в значительном количестве (кроме того, обычно воздух почти не содержит CO_2), а во-вторых — путем поглощения CO_2 из смеси еще до сжигания можно было бы учесть влияние вытекающей из этого ошибки. Кроме того надо иметь в виду, что после сжигания также конденсируется часть пара и так как содержание CO_2 тогда значительно больше, то и ошибка будет больше, а тем не менее с ее влиянием не считаются. Во всяком случае следует давать возможно меньшее количество пара с тем, чтобы избытка его почти не было.

Нужно применять дистиллированную воду или предварительно прогретую, чтобы вместе с паром не внести газов, растворенных в воде.

Все методы и соображения, описанные в настоящем параграфе, нуждаются в экспериментальной проверке.

Дальнейшие вычисления имеют в виду показать лишь пределы возможных ошибок, возникающих от неучета различных факторов.

§ 14. Подсчет при температуре газа, меньшей чем температура в газоанализаторе

Пусть при прочих условиях, совпадающих со случаем § 10, температура в газопроводе в месте отбора пробы газа — 24°C (вместо 29°C). При этой температуре вес 1 м^3 насыщенного пара равен $21,8 \text{ г}$, а при температуре анализа (25°C) — $23,0 \text{ г}$. Следовательно, то количество водяного пара, которое заключается в пробе газа, взятой в бюретку газоанализатора, не насыщает его;

оно может насытить не 100 м^3 , а лишь $100 \frac{21,8}{23,0} = 94,8 \text{ м}^3/\text{см}$.

Поэтому в начале анализа идет лишь поглощение сухих газов, не сопровождающееся конденсацией пара, и только после уменьшения объема пробы до $94,8 \text{ см}^3$ начнется также и конденсация.

Для численных значений нашего примера получаем: первые $100 - 94,8 = 5,2 \text{ м}^3$ поглощаются в виде чистой CO_2 , остальные $8,2 - 5,2 = 3,0 \text{ м}^3$ представляют сумму CO_2 и пропорциональной

части водяного пара, так что всего $\text{CO}_2 = 5,2 + 3,0 \frac{100 - 3,37}{100} = 8,09 \text{ см}^3$. (Здесь число 100 соответствует $94,8 \text{ см}^3$, а $3,37$ — процентному содержанию насыщенного пара при 25°C).

Содержание прочих газов, определяемых до дожигания:

$$\text{C}_2\text{H}_6 = 0,2 \frac{100 - 3,37}{100} = 0,19 \text{ см}^3,$$

$$\text{O}_2 = 1,0 \frac{100 - 3,37}{100} = 0,97 \text{ см}^3.$$

Содержание водяного пара:

$$\text{H}_2\text{O} = 3,37 \frac{94,8}{100} = 3,19 \text{ см}^3.$$

Эта величина совпадает для состояния внутри газоанализатора и для состояния перед двигателем.

Часть анализируемого газа, которая поступает на дожигание, оказывается насыщенной водяным паром, а потому значения

$$\text{CH}_4 = 4,17 \text{ см}^3,$$

$$\text{CO} = 19,21 \text{ см}^3$$

$$\text{H}_2 = 12,02 \text{ см}^3$$

оказываются точно такими же, как и в примере § 10.

Состав сухого газа получим, умножив найденные величины на

$$\epsilon = \frac{100}{100 - 3,19} = 1,033.$$

Результаты вычислений сведены в таблице 7.

Таблица 7

Название газа	Содержание в объем- ных процентах	
	Сухой газ	Перед дви- гателем
CO ₂	8,36	8,09
C _n H _m	0,20	0,19
O ₂	1,00	0,97
CH ₄	4,31	4,17
CO	19,85	19,21
H ₂	12,43	12,02
N ₂	53,85	52,16
H ₂ O	—	3,19
	100,00	100,00

15. Подсчет для случая, когда газ не насыщается водяным паром в газоанализаторе

Пусть теперь температура газа в месте отбора пробы — 16°C ; все остальные данные сохраняют те же значения, что и в примере § 10.

1 м³ газа, насыщенный водяным паром при 16°C , содержит 13,66 г пара, а при температуре 25°C — 23,0 г пара.

Газ, находящийся в бюретке, станет насыщенным тогда, когда его объем уменьшится до $100 \cdot \frac{13,66}{23,0} = 59,4 \text{ см}^3$; таким образом результаты первого поглощения дадут полностью сухой газ, а именно:

$$\text{CO}_2 = 8,2 \text{ см}^3; \text{C}_n \text{H}_m = 0,2 \text{ см}^3; \text{O}_2 = 1,0 \text{ см}^3,$$

и на дожигание поступает газ с относительной влажностью

$$X_r = \frac{59,4}{A} = \frac{59,4}{90,6} = 0,65.$$

Объем водяного пара перед дожиганием

$$C_1 = 3480 W (X_r \cdot K + X_v V) \frac{273+t}{H} =$$

$$= 3480 \cdot 23 \cdot 10^{-6} (0,65 \cdot 30 + 0,61 \cdot 66) \cdot \frac{273+25}{742} = 1,93 \text{ см}^3.$$

Коэффициент уравнения (1)

$$\delta = (B - C_1) \alpha - B = 1,21 \text{ см}^3.$$

При этих значениях получим:

$$\text{CH}_4 = 3,84\%$$

$$\text{CO} = 19,54\%$$

$$\text{H}_2 = 13,02\%.$$

Содержание водяного пара

$$\text{H}_2\text{O} = 3,37 \cdot \frac{59,4}{100} = 2,00\%$$

и наконец

$$\text{N}_2 = 52,20\%.$$

Для перехода к сухому газу пользуемся множителем

$$\epsilon = \frac{100}{100 - 2,00} = 1,02.$$

Результаты вычислений сведены в таблице 8.

Таблица 8

Название газа	Содержание в объем- ных процентах		Примечание
	Сухой газ	Перед дви- гателем	
CO ₂	8,36	8,20	Состав газа перед дви- гателем совпадает с таковым в газоанали- заторе (в предположе- нии, что в газоанали- заторе газ не насы- щается влагой).
C _n H _m	0,20	0,20	
O ₂	1,02	1,00	
CH ₄	3,92	3,84	
CO	19,94	19,54	
H ₂	13,28	13,02	
N ₂	53,28	52,20	
H ₂ O	—	2,00	
	100,00	100,00	

§ 16. Оценка ошибки, делаемой при обычном методе подсчета в различных случаях

Во всех проделанных выше расчетах оставались неизменными показания газоанализатора, то-есть то, что обычно только и учитывается для вычисления состава газа. Однако в каждом случае мы получали значительно отличающиеся друг от друга результаты, что указывает на необходимость учета всех тех факторов, которые учитывались при проделанных вычислениях. Сюда относятся следующие факторы:

1. Влажность анализируемого газа в месте отбора пробы (при полном насыщении достаточно знать температуру газа).
2. Влажность воздуха, поступающего в бюретку газоанализатора для дожигания.
3. Содержание углекислоты в этом воздухе.
4. Содержание кислорода в нем же.
5. Температура в бюретке газоанализатора.
6. Давление в бюретке газоанализатора (барометрическое давление).

Что касается влияния влажности, то результаты вычисления будут точными лишь в том случае, когда газ и воздух поступают в бюретку насыщенными водяным паром. При неполном насыщении и при применении воды в качестве запорной жидкости в бюретке, результаты становятся неопределенными. Поэтому вычисления для различных значений влажности имели целью лишь оценку пределов возможных ошибок.

Эти пределы оказались весьма широкими. Они ясно видны из таблицы 9, в которой собраны все данные предыдущих таблиц и соответствующие данные, характеризующие условия опыта.

Таблица 9

Отсчеты по бюретке газоанализатора для всех случаев

$\text{CO}_2 = 8,2\%$	$a = -11,4 \text{ см}^3$	$K = 30 \text{ см}^3$
$\text{C}_n \text{ H}_m = 0,2\%$	$b = 8,0 \text{ см}^3$	$B = 96 \text{ см}^3$
$\text{O}_2 = 1,0\%$	$c = 5,8 \text{ см}^3$	

Другие общие условия: $t = 25^\circ\text{C}$; $H = 742 \text{ мм рт. ст.}$

Температура газа в месте от- бора проб $t^\circ\text{C}$	Парциальное давление вод. пара в воздухе мм рт. ст.	Содержа- ние в воз- духе		Анализ газа, отнесенный к С							
		CO_2	O_2	CO_2	$\text{C}_n \text{ H}_m$	O_2	CH_4	CO	H_2	N_2	H_2O
		в процентах									
29	14,5	0,8	20,0	7,87	0,19	0,96	3,65	17,96	12,97	52,39	4,01
29	14,5	0	20,5	7,87	0,19	0,96	4,14	19,07	11,94	51,82	4,01
29	23,8	0	20,3	7,87	0,19	0,96	4,59	18,62	9,81	53,95	4,01
29*	0	0	21,0	7,87	0,19	0,96	4,61	18,59	9,69	54,08	4,01
24	14,5	0	20,5	8,09	0,19	0,97	4,17	19,21	12,02	52,16	3,19
16	14,5	0	20,5	8,20	0,20	1,00	3,84	19,54	13,02	52,20	2,00

Колебания получаются настолько значительными, что необходимо выбрать наиболее правильный метод подсчета. Наиболее надежный метод — создание вполне определенной влажности в бюретке газоанализатора согласно изложенному в § 13.

§ 17. Точность методов вычисления состава газа и причины появления отрицательных значений содержания отдельных газов

Для наглядного выяснения степени чувствительности метода технического анализа газа с применением дожигания, сделаем еще обратный подсчет, то-есть, задавшись составом газа и условиями анализа из третьей строки табл. 9, найдем показания газоанализатора (a , b , c) для других условий анализа.

* В этом случае приняты: 1) сухой газ, 2) сухой воздух, 3) полная конденсация водяного пара после дожигания.

В таблице 10 даны результаты этого вычисления.

Таблица 10

Постоянные условия:

$t_g = 29^\circ\text{C}$ $t = 25^\circ\text{C}$ $H = 742 \text{ мм}$ рт. ст. $K = 30 \text{ см}^3$ $V = 66 \text{ см}^3$	Состав газа	CO_2	$\text{C}_n \text{ H}_m$	O_2	CH_4	CO	H_2	N_2	H_2O
	Перед двигателем $t_g^\circ\text{C}$	7,87	0,19	0,96	4,59	18,62	9,81	53,95	4,01
	в сух. газе	8,20	0,20	1,00	4,78	19,40	10,23	56,19	—
Условия анализа (переменные)				Показания газоанализатора					
Сост. воздуха			Относ. влаж. возд. X_3	CO_2	$\text{C}_n \text{ H}_m$	O_2	a	b	c
CO_2 %	O_2 %	H_2O %							
0,8	20,0	1,97	0,61	8,2	0,2	1,0	-10,5	8,6	5,6
0	20,5	1,97	0,61	8,2	0,2	1,0	-10,5	8,0	5,9
0	20,3	3,3	1,0	8,2	0,2	1,0	-11,4	8,0	5,8
0*	21,0	0	0	8,2	0,2	1,0	-11,4	8,0	5,8

Из таблиц 9 и 10 мы видим, что, если есть уверенность в полном насыщении газовой смеси перед сжиганием водяным паром, то можно пользоваться также и формулами (9) для вычисления CH_4 , CO , H_2 , если нет CO_2 в воздухе.

Если бы мы получили из анализа a , b и c по первой строке таб. 10 и применяли бы формулы (9), то получили бы для сухого газа.

$$\text{CH}_4 = 5,50; \text{CO} = 21,11\%; \text{H}_2 = 6,92\%.$$

Естественно, что для бедных водородом газов такой метод подсчета дает для водорода отрицательные значения. Значительно искаженными получаются также значения содержания метана и окиси углерода.

§ 18. Ход вычислений при практическом применении точного метода вычислений

На основании изложенного следует принять следующий метод анализа газа и подсчетов.

Если нет уверенности в том, что анализируемый газ в бюретке газоанализатора насыщен паром, следует насытить его паром.

* В этом случае предположена условно (как в § 12) полная конденсация водяного пара образующегося при дожигании.

После того как поглощены CO_2 , C_2H_6 и O_2 , в бюретке газоанализатора оставляют только часть газа, вводят в бюретку недостающее количество воздуха и снова насыщают полученную смесь водяным паром.

В воздухе, насыщенном паром, определяют содержание углекислоты и кислорода, которые и вводятся в вычисления. Для этих определений можно иметь отдельный газоанализатор, чтобы не задерживать основных анализов.

Таким образом во всех вычислениях нужно положить

$$X_r = X_n = 1.$$

Тогда количества CO_2 , C_2H_6 и O_2 , определенные до дожига, будут относиться к сухому газу.

Далее, при прежних обозначениях, получим:

1. Содержание водяного пара перед сжиганием:

$$C_1 = 3480 WB \frac{273+t}{H} \text{ см}^3, \quad (10)$$

t — температура в бюретке газоанализатора в $^{\circ}\text{C}$,

H — барометрическое давление в мм рт. ст.

B — объем смеси перед сжиганием см^3 ,

W — вес насыщенного водяного пара при $t^{\circ}\text{C}$ в г см^3 .

2. Содержание углекислоты перед сжиганием:

$$C_2 = \frac{V \text{ CO}_2}{100} \text{ см}^3, \quad (11)$$

где V — объем влажного ($X_n = 1$) воздуха, взятого для сжигания в см^3 ,

CO_2 — содержание углекислоты во влажном воздухе ($X_n = 1$) в процентах.

3. Содержание кислорода перед сжиганием:

$$C_3 = \frac{V \cdot \text{O}_2}{100} \text{ см}^3, \quad (12)$$

где O_2 — содержание кислорода во влажном ($X_n = 1$) воздухе в процентах. Коэффициенты уравнений (5), (6) и (7):

$$\alpha = \frac{0,287H}{0,287H - 1000W(273+t)}, \quad (13)$$

$$\delta = (B - C_1)\alpha - B = 0 \quad (13')$$

(принимая во внимание уравнение 10).

Пусть обозначают, как и раньше:

$a = (D - B) \text{ см}^3$, — изменение объема в результате сжигания,

$b \text{ см}^3$ — уменьшение объема после поглощения углекислоты после сжигания,

$c \text{ см}^3$ — то же после поглощения кислорода.

Тогда в условиях газоанализатора ($t^{\circ}\text{C}$) получаем: содержание метана в процентах:

$$\text{CH}_4^r = \frac{A}{K} \frac{a - e - 3c + \alpha(3C_8 + C_2)}{3\alpha}, \quad (14)$$

$$\text{CO}^r = \frac{A}{K} \frac{4e + 3c - a - \alpha(3C_8 + C_2)}{3\alpha}, \quad (15)$$

$$\text{H}_2^r = \frac{A}{K} \frac{c - a - \alpha C_2}{\alpha}, \quad (16)$$

$$\text{H}_2\text{O}^r = -\frac{C_1}{B} - 100, \quad (17)$$

где $A = 100 - (\text{CO}_2^c - \text{C}_n \text{H}_m^c - \text{O}_2^c)$.

K — объем газа в бюретке (в см^3) после выпуска части его перед сжиганием.

$\text{CO}_2^c, \text{C}_n \text{H}_m^c, \text{O}_2^c$ — результаты первого поглощения (до сжигания) в процентах, относящиеся к сухому газу.

Если, наконец, содержание водяного пара в газе перед двигателем, определенное каким-либо способом, составляет $\text{H}_2\text{O}'\%$ по объему, то анализ газа перед двигателем будет следующим.

$$\left. \begin{aligned} \text{CO}_2' &= \text{CO}_2^c \frac{100 - \text{H}_2\text{O}'}{100}, \\ \text{O}_n \text{H}_m' &= \text{C}_n \text{H}_m^c \frac{100 - \text{H}_2\text{O}'}{100}, \\ \text{O}_2' &= \text{O}_2^c \frac{100 - \text{H}_2\text{O}'}{100}, \\ \text{CH}_4' &= \text{CH}_4^r \frac{100 - \text{H}_2\text{O}'}{100 - \text{H}_2\text{O}^r}, \\ \text{CO}' &= \text{CO}^r \frac{100 - \text{H}_2\text{O}'}{100 - \text{H}_2\text{O}^r}, \\ \text{H}_2' &= \text{H}_2^r \frac{100 - \text{H}_2\text{O}'}{100 - \text{H}_2\text{O}^r}, \\ \text{H}_2\text{O}' &= \text{H}_2\text{O}^r, \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

$$\text{N}_2^i = 100 - (\text{CO}_2' + \text{C}_n \text{H}_m' + \text{O}_2' + \text{CH}_4' + \text{CO}' + \text{H}_2' + \text{H}_2\text{O}').$$

Формулы (18) представляют конечный результат анализа газа.

§ 19. Заключение

Практически приходится принимать, что анализируемый газ и воздух, засасываемый для его сжигания, насыщены влагой соответственно температуре в газоанализаторе. Именно это и предполагается в формулах (14—16). В этом случае результат вычисления будет тот же, что и по формулам (3) § 5, как в этом не трудно убедиться, сравнивая формулы (3) § 5 с формулами (14—16) § 18.

Действительно, в формулах (14—16) § 18 величины a , b , c , получены в результате отсчета в измерительной бюретке, т. е. включают также и соответствующую долю водяного пара. Величины C_3 и C_2 вычислены здесь для сухого газа. По умножением на a они приводятся к тем же условиям, что имеются для a , b , c ; что же касается a в знаменателе, то этим количества CH_4 , CO , H_2 приводятся к влажному газу с содержанием водяного пара, насыщающим газ при температуре анализа; эта операция по методу § 3 делается после получения состава сухого газа; поэтому практически можно пользоваться как теми, так и другими формулами.

ГЛАВА II

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА ПРИ ГОРЕНИИ ГАЗООБРАЗНОГО ТОПЛИВА

§ 20. Сравнение методов определения коэффициентов избытка воздуха при горении различных топлив

При горении твердого или жидкого топлива вычисляют коэффициент избытка воздуха по общезвестной формуле:

$$\alpha = \frac{N_2}{N_2 - \frac{79}{21} \left(O_2 - \frac{CO}{2} \right)}. \quad (1)$$

Применение столь простой формулы возможно потому, что мы пренебрегаем содержанием азота в топливе; это не вызывает опутительной ошибки, так как в угле или в нефти азота всегда меньше 1%. В случае же газообразного топлива содержанием азота пренебречь нельзя, и это значительно усложняет вывод формул для α . Таким образом при газообразном топливе необходимо иметь, кроме анализа выхлопных газов, также и анализ топлива. Но поскольку имеется анализ топлива, то можно построить не только азотную формулу для вычисления α , но также и другие формулы, в которых используются данные по другим элементам. Из числа различных формул, полученных таким путем, можно выбрать такую, которая дает наиболее точный результат (в смысле малого влияния ошибок анализа на величину α).

Дело в том, что формула (1), в которой знаменатель представляет разность двух величин, дает при вычислении α большую ошибку, чем та, которая была допущена при анализе; если же использовать данные анализа топлива, то можно получить более удобную в указанном смысле формулу. Вывод различных формул для α , их оценка и применение излагаются ниже в применении к газообразному топливу.

§ 21. Введение обозначений. Сопоставление анализов горючего и выхлопного газов

Для дальнейших вычислений нам потребуются следующие данные:

- а) состав горючего газа, поступающего в двигатель;
- б) состав воздуха, поступающего в двигатель;
- в) состав выхлопных газов.

Обычно составы газов даются без водяного пара (сухой газ); мы же будем учитывать содержание водяного пара во всех газах б, в. Кроме того примем, что воздух, поступающий в двигатель, содержит некоторое количество углекислоты. Поэтому объемное содержание в воздухе кислорода и азота будет отличаться от 21% и 79%.

Введем следующие обозначения объемных процентных содержаний отдельных газов.

Таблица 11

Название газа	Химическое обозначение	Содержание в объемных процентах		
		Горючий газ	Воздух	Выхлопной газ
Углекислота	CO ₂	CO ₂ '	CO ₂ ''	CO ₂ [~]
Тяжелые углеводороды	C _n H _m	C _n H _m '	—	—
Кислород	O ₂	O ₂ '	O ₂ ''	O ₂ [~]
Метан	CH ₄	CH ₄ '	—	CH ₄ [~]
Оксид углерода	CO	CO'	—	CO [~]
Водород	H ₂	H ₂ '	—	H ₂ [~]
Азот	N ₂	N ₂ '	N ₂ ''	N ₂ [~]
Водяной пар	H ₂ O	H ₂ O'	H ₂ O''	H ₂ O [~]
Всего	—	100	100	100

Наибольшую трудность представляет определение влажности газов. В большинстве случаев можно принимать, что горючий газ насыщен влагой соответственно температуре, с которой газ поступает в двигатель; выхлопной газ всегда содержит такое количество влаги, что при температуре анализа также может считаться насыщенным (температура газа в газоанализаторе — обычно около 15—20° C). Содержание влаги в воздухе вообще должно определяться гигрометром; показания газоанализатора дают числа для сухого газа, которые должны быть пересчитаны с учетом влажности. Если воздух всасывается двигателем из атмосферы и нет основания предполагать в нем содержание углекислоты, то состав сухого воздуха можно принять O₂=21% и N₂=79% и ввести лишь поправку на влажность.

Результат анализа газов с дожиганием получается либо в виде состава сухого газа, если пользоваться общеизвестными при-

ближенными формулами, либо в виде состава влажного газа, насыщенного паром при температуре анализа, как это изложено в §§ 8—19.

Для горючего газа пересчет на состав, насыщенный паром при температуре в газопроводе перед двигателем, не представляет затруднений. Для выхлопного же газа такой пересчет невозможен, так как мы не знаем точки росы до тех пор, пока не знаем коэффициента избытка воздуха. Поэтому будем считать, что нам известен не состав выхлопного газа, указанный в таблице 11, а лишь состав сухого выхлопного газа, то-есть

$$\text{CO}_2^c + \text{O}_2^c + \text{CH}_4^c + \text{CO}^c + \text{H}_2^c + \text{N}_2^c = 100;$$

полный же состав выхлопного газа определится вычислением, как изложено ниже.

Между вычисленным составом выхлопного газа и найденным с помощью анализа неизбежно будут некоторые расхождения. Они могут происходить от двух причин:

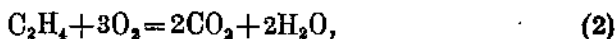
- а) от неточности в анализах газов,
- б) от неполного соответствия по времени отобранных проб газов.

Влияние первой причины устраняется правильным выбором и пересчетом состава выхлопного газа. Нужно отметить условность этого метода, заключающуюся в том, что мы принимаем анализ горючего газа за правильный (можно было бы сделать обратное допущение, но тогда усложнились бы все вычисления): во всяком случае в результате получаются анализы горючего и выхлопного газов, соответствующие друг другу. Влияние второй причины можно устранить лишь правильным отбором средних проб газов для анализа.

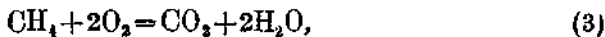
§ 22. Определение объема выхлопных газов на 1 м³ горючего газа в общем случае (при неполном сгорании)

Полное горение отдельных составных частей газов выражается следующими химическими уравнениями:

- а) для тяжелых углеводородов, принимаемых за этилен:



- б) для метана:



- в) для окиси углерода



- г) для водорода:



Для полного сгорания 1 м³ газа потребуется кислорода из воздуха:

$$O_2 = \frac{1}{100} \left(3 C_n H_m' + 2 CH_4' + \frac{1}{2} CO' + \frac{1}{2} H_2' - O_2' \right) \quad (6)$$

или в пересчете на воздух, содержащий 0''₂% кислорода,

$$V_0 = 100 \frac{O_2}{O_2''}, \quad (7)$$

что представляет теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 м³ газа.

Из уравнений (4) и (5) видно, что при горении CO и H₂ происходит сокращение объема, а именно: на каждые 1 $\frac{1}{2}$ объема газов до сгорания получается только один объем газов после сгорания. Принимая во внимание это свойство CO и H₂, найдем объем продуктов сгорания, получающихся из 1 м³ горючего газа. Очевидно, что объем продуктов сгорания равен объему горючего газа плюс объем воздуха плюс изменение объема вследствие молекулярного изменения.

Вводя принятые обозначения, получим для объема продуктов сгорания

$$A_s = 1 + \alpha V_0 - \frac{CO' + H_2'}{2 \cdot 100}, \quad (8)$$

где A_s соответствует случаю полного сгорания.

Но так как сгорание в общем случае неполное, то объем выхлопных газов будет:

$$A = 1 + \alpha V_0 - \frac{CO'_{cr} + H_{cr}'}{2 \cdot 100}, \quad (9)$$

где CO'_{cr} — объемный процент сгоревшей части CO, принимая за 100% объем горючего газа,

H'_{2cr} — то же для водорода.

Пользуясь величиной A, мы можем установить зависимость между процентами по отношению к горючему газу и процентами по отношению к выхлопному газу. В общем виде

$$\Gamma = AB, \quad (10)$$

где Γ — процент по отношению к горючему газу,

B — процент по отношению к выхлопному газу для той же абсолютной величины.

Для несгоревшей части CO получаем на этом основании

$$CO' - CO'_{cr} = ACO'''. \quad (11)$$

или, исключив A с помощью (9),

$$CO'_{cr} = CO' - \left(1 + \alpha V_0 - \frac{CO'_{cr} + H'_{2cr}}{2 \cdot 100} \right) CO'',$$

откуда определим:

$$CO'_{cr} = \frac{CO' - (1 + \alpha V_0) CO'' + H'_{2cr} \frac{CO''}{200}}{1 - \frac{CO''}{200}} \quad (12)$$

Подставив это значение в (9), получим:

$$\begin{aligned} A &= 1 + \alpha V_0 - \frac{CO' - (1 + \alpha V_0) CO'' + H'_{2cr} \frac{CO''}{200}}{200 \left(1 - \frac{CO''}{200} \right)} - \frac{H'_{2cr}}{200} = \\ &= \frac{200(1 + \alpha V_0) - CO' - H'_{2cr}}{200 - CO''}. \end{aligned} \quad (13)$$

Аналогично рассуждая, получим для водорода:

$$H'_2 - H'_{2cr} = \Delta H'_2. \quad (14)$$

Определив отсюда H'_{2cr} и подставив в (13), получим:

$$A = \frac{200(1 + \alpha V_0) - CO' - (H'_2 - \Delta H'_2)}{200 - CO''},$$

откуда

$$A = \frac{200(1 + \alpha V_0) - CO' - H'_2}{200 - CO'' - H'_2}. \quad (15)$$

§ 23. Вывод формул, связывающих элементы анализа выхлопного газа с элементами анализа горючего газа

Теперь мы имеем достаточно данных для составления уравнений, выражающих балансы каждого химического элемента, участвующего в процессе. Всего придется составить четыре уравнения для следующих элементов: 1) углерод (C), 2) кислород (O), 3) водород (H), 4) Азот (N).

Пусть имеется газ состава

$$C_n R,$$

где n — число атомов углерода в молекуле, а R — условное обозначение всей остальной части формулы.

Пусть далее:

M — молекулярный вес газа,

γ — удельный вес газа при 0°C и 760 мм рт. ст.

$r = \frac{\gamma}{M} = \text{const.}$ для всех газов.

Очевидно, вес $[C_n R] \text{ м}^3$ рассматриваемого газа составит $\gamma [C_n R]$.
Вес углерода, имеющегося в этом количестве газа, будет

$$G = \frac{12 n}{M} \gamma [C_n R] = 12 n r [C_n R],$$

то-есть вес зависит только от числа атомов углерода в молекуле (n) и от содержания данного газа в газовой смеси.

Вес углерода в 1 м³ горючего газа получается на основании изложенного

$$G_1 = 12 r (n C_n H'_m + CO'_2 + CO' + CH'_4) \frac{1}{100}.$$

Вес углерода в объеме воздуха, приходящемся на 1 м³ газа:

$$G_3 = 12 r CO_2''' \alpha V_0 \frac{1}{100}.$$

Вес углерода в объеме выхлопного газа, приходящемся на 1 м³ горючего газа:

$$G_2 = 12 r (CO_2'' + CO'' + CH_4'') A \frac{1}{100}.$$

Условие сохранения веса углерода, участвующего в процессе, дает соотношение:

$$G_1 + G_3 = G_2, \quad (16)$$

или после подстановки:

$$(CO_2'' + CO'' + CH_4'') A = n C_n H'_m + CO'_2 + CO' + CH'_4 + \alpha V_0 CO_2''',$$

или принимая во внимание (15),

$$\begin{aligned} & CO_2'' + CO'' + CH_4'' = \\ & = \frac{(n C_n H'_m + CO'_2 + CO' + CH'_4 + \alpha V_0 CO_2''') (200 - CO'' - H''_2)}{200 (1 + \alpha V_0) - CO'' - H''_2}. \end{aligned} \quad (17)$$

Путем аналогичных рассуждений в применении к азоту получаем:

$$G_1 = 2 \cdot 14 \cdot r N'_2 \frac{1}{100}.$$

$$G_3 = 2 \cdot 14 \cdot r \alpha V_0 N_2''' A \frac{1}{100}.$$

$$G_2 = 214 \cdot r \cdot N_2'' A \frac{1}{100}.$$

По уравнению (16)

$$N_2'' A = N_2' + \alpha V_0 N_2''',$$

откуда

$$N_2'' = \frac{(N_2' + \alpha V_0 N_2''') (200 - CO' - H_2'')}{200(1 + \alpha V_0) - CO' - H_2'} \quad (18)$$

Для водорода

$$G_1 = r (m C_n H_m' + 4 CH_4' + 2 H_2' + 2 H_2 O') \frac{1}{100},$$

$$G_2 = r 2 H_2 O''' \alpha V_0 \frac{1}{100},$$

$$G_3 = r (4 CH_4'' + 2 H_2 O'') A \frac{1}{100}.$$

По уравнению (16) после подстановки значения A получаем:

$$\begin{aligned} & 2 CH_4'' + H_2'' + H_2 O'' = \\ & = \frac{\left(\frac{m}{2} C_n H_m' + 2 CH_4' + H_2' + H_2 O' + \alpha V_0 H_2 O' \right) (200 - CO' - H_2'')}{200(1 + \alpha V_0) - CO' - H_2'} \quad (19) \end{aligned}$$

Наконец для кислорода

$$G_1 = 16 r (2 CO_2' + CO' + 2 O_2' + H_2 O') \frac{1}{100},$$

$$G_2 = 16 r (2 CO_2''' \alpha V_0 + 2 O_2''' \alpha V_0 + H_2 O''' \alpha V_0) \frac{1}{100},$$

$$G_3 = 16 r (2 CO_2'' + CO'' + 2 O_2'' + H_2 O'') A \frac{1}{100}.$$

По уравнениям (16) и (15):

$$\begin{aligned} & 2 CO_2' + CO' + 2 O_2' + H_2 O' = \\ & = \frac{(2 CO_2' + CO' + 2 O_2' + H_2 O' + 2 \alpha V_0 O_2''' + \alpha V_0 H_2 O''' + 2 \alpha V_0 CO_2''') (200 - CO'' - H_2'')}{200(1 + \alpha V_0) - CO'' - H_2''} \end{aligned}$$

Вычитая отсюда уравнение (19) и уравнение (17), причем обе части последнего предварительно умножаем на два, получим:

$$\begin{aligned} & 2 O_2'' - CO'' - H_2'' - 4 CH_4'' = \\ & = \frac{\left[2 O_2' + \alpha V_0 2 O_2''' - \left(2 n + \frac{m}{2} \right) C_n H_m' - 4 CH_4' - CO' - H_2' \right] (200 - CO'' - H_2'')}{200(1 + \alpha V_0) - CO'' - H_2''} \end{aligned}$$

принимая во внимание уравнения (7) и (6),

$$\begin{aligned}
 2 O_2'' - CO'' - H_2'' - 4 CH_4'' &= \\
 = \frac{(2 O_2''' \alpha V_0 - 2 O_2''' V_0) (200 - CO'' - H_2'')}{200 (1 + \alpha V_0) - CO' - H_2'} &= \\
 = \frac{2 O_2''' (\alpha - 1) V_0 (200 - CO'' - H_2'')}{200 (1 + \alpha V_0) - CO' - H_2'}. & \quad (20)
 \end{aligned}$$

Формулы (17), (18), (19), (20) дают все те зависимости, которые могут быть установлены между составом горючего и выхлопного газов (четыре уравнения по числу четырех химических элементов). Однако в написанной форме мы не можем воспользоваться ни одним из этих уравнений для определения α , так как анализ выхлопных газов дает нам лишь состав сухого газа и не дает никаких данных для определения H_2O'' (экспериментальное определение этой величины представляло бы значительные затруднения по своей сложности).

§ 24. Вывод формул для определения коэффициента избытка воздуха

Мы постараемся для возможности определения α исключить H_2O'' из системы уравнений и выразить все величины полного состава выхлопных газов посредством данных сухого состава его. В общем виде

$$[R]^c = [R]'' \frac{100}{100 - H_2O''}, \quad (21)$$

то-есть, например,

$$CO_2^c = CO_2'' \frac{100}{100 - H_2O''} \text{ и т. д.}$$

Исключив при помощи (21) все $[R]''$ из левых частей уравнений (17), (18), (19), (20), получим соответственно:

$$\begin{aligned}
 (CO_2^c + CO^c + CH_4^c) \frac{100 - H_2O''}{100} &= \\
 = \frac{1}{A} (nC_n H_m' + CO_2' + CO' + CH_4' + \alpha V_0 CO_2'''). & \quad (22)
 \end{aligned}$$

$$N_2^c \frac{100 - H_2O''}{100} = \frac{D' + \alpha V_0 N_2'''}{A}. \quad (23)$$

$$\begin{aligned}
 H_2O'' + (2 CH_4^c + H_2^c) \frac{100 - H_2O''}{100} &= \\
 = \frac{1}{A} \left(\frac{m}{2} C_n H_m' + 2 CH_4' + H_2' + H_2O' + \alpha V_0 H_2O''' \right). & \quad (24)
 \end{aligned}$$

$$(2O_2^o - CO^o - H_2^o - 4 CH_4^o) \frac{100 - H_2O''}{100} = \frac{2O_2''' (\alpha - 1) V_0}{A} \quad (25)$$

В этой системе можно исключить H_2O'' из трех уравнений при помощи четвертого; но такой путь привел бы к весьма сложным вычислениям. Поэтому мы воспользуемся тем обстоятельством, что H_2O'' и A легко исключаются из всех уравнений кроме (24) путем деления уравнений друг на друга. С помощью трех уравнений (22), (23), (25) мы можем получить таким способом три новых уравнения и из каждого определить α . Различные значения α будем обозначать двумя индексами (xy); это будет указывать, что соответствующее значение α найдено из уравнения, в котором использованы балансы химических элементов x и y (пояснения даны на дальнейших вычислениях). Уравнения (22) и (23) дают

$$\frac{CO_2^o + CO^o + CH_4^o}{N_2^o} = \frac{n C_n H_m + CO_2' + CO' + CH_4' + \alpha V_0 CO_2'''}{N_2' + \alpha V_0 N_2'''}$$

откуда легко определяется α , которое по принятому условию обозначим так:

$$\alpha_{on} = \frac{N_2^o (n C_n H_m + CO_2' + CO' + CH_4') - N_2' (CO_2^o + CO^o + CH_4^o)}{[N_2''' (CO_2^o + CO^o + CH_4^o) - N_2^o CO_2'''] V_0} \quad (26)$$

Из уравнений (22) и (25) получим:

$$\frac{CO_2^o + CO^o + CH_4^o}{2 O_2^o - CO^o - H_2^o - 4 CH_4^o} = \frac{n C_n H_m + CO_2' + CO' + CH_4' + \alpha V_0 CO_2'''}{2 O_2''' (\alpha - 1) V_0}$$

откуда

$$\alpha_{oc} = \frac{(2 O_2^o - CO^o - H_2^o - 4 CH_4^o) (n C_n H_m + CO_2' + CO' + CH_4') + 2 O_2''' V_0 (CO_2^o + CO^o + CH_4^o)}{[2 O_2''' (CO_2^o + CO^o + CH_4^o) - CO_2''' (2 O_2^o - CO^o - H_2^o - 4 CH_4^o)] V_0}$$

Наконец, из уравнений (23) и (25) получаем:

$$\frac{N_2^o}{2 O_2^o - CO^o - H_2^o - 4 CH_4^o} = \frac{N_2' + \alpha V_0 N_2'''}{2 O_2''' (\alpha - 1) V_0}$$

откуда

$$\alpha_{no} = \frac{N_2' (2 O_2^o - CO^o - H_2^o - 4 CH_4^o) + 2 O_2''' V_0 N_2}{[2 O_2''' N_2^o - N_2''' (2 O_2^o - CO^o - H_2^o - 4 CH_4^o)] V_0} \quad (28)$$

Рассматривая формулы (26), (27) и (28), замечаем, что влияние неточности анализа газов будет сказываться на формулах (26) и (28) в большей степени, чем на формуле (27), в виду того, что в формуле (26) числитель, а в формуле (28) знаменатель представляют разности двух величин, причем численное значение этих

величин велико по сравнению со значением разности. При этих условиях небольшая (относительно) ошибка в уменьшаемом или вычитаемом вызывает большую ошибку в результате вычислений (при этих рассуждениях следует принять во внимание, что CO_2 вообще мало, а потому те члены, в которые эта величина входит множителем, оказывают лишь небольшое влияние на результат вычислений).

Таким образом формула (27) больше всего обеспечивает результат вычислений от влияния ошибок измерения; к тому же в нее входят только те величины, которые непосредственно определяются анализом и не входят содержание азота, определяемое по разности. Поэтому в тех случаях, когда три формулы дают различные значения α , следует выбирать для дальнейших расчетов значение

$$\alpha = \alpha_{00}.$$

Состав выхлопных газов, подсчитанный теоретически по этому значению α , будет иметь количество углерода и кислорода, такое же, как в составе выхлопного газа, полученном из анализа. Только в количестве азота может получиться некоторое расхождение, что наименее существенно, так как опытное определение азота все равно не отличается точностью.

Все изложенное будет пояснено ниже на дальнейших выводах и на численных примерах.

§ 25. Связь полученных формул с формулами для твердых и жидких топлив

Установим связь между выведенными формулами (26), (27) и (28) и теми формулами, которые применяются обычно.

а) Для твердого и жидкого топлива можно принять содержание азота, то-есть $N_2' = 0$; тогда формула (28) может быть переписана в следующем виде:

$$\alpha_{00} = \frac{N_2^0}{N_2^0 - \frac{N_2'''}{O_2'''} \left(O_2^0 - \frac{CO_2^0 + H_2^0}{2} - 2CH_4^0 \right)},$$

если принять, что в воздухе нет CO_2 , то можно заменить

$$\frac{N_2'''}{O_2'''} = \frac{79}{21}.$$

При отсутствии водорода и метана в продуктах сгорания получаем обычную формулу для твердого и жидкого топлива

$$\alpha = \frac{N_2^0}{N_2^0 - \frac{79}{21} \left(O_2^0 - \frac{CO_2^0}{2} \right)}.$$

Из изложенного видно, что эта формула имеет все недостатки формулы (28), о которых сказано в § 24.

б) Если предположить, что воздух не содержит CO_2 , то формула (28) даст:

$$\alpha_{\text{сн}} = \frac{N_2^s (nC_n H'_m - \text{CO}_2' + \text{CO}' + \text{CH}_4')}{V_0 N_2^s (\text{CO}_2^s + \text{CO}^s + \text{CH}_4^s)} - \frac{N_2'}{N_2^s V_0}. \quad (30)$$

Если допустить еще, что происходит полное сгорание и что $N_2^s = 79$, то получим:

$$\alpha = \frac{1}{79 V_0} \left(\frac{RN_2^s}{\text{CO}_2^s} - N_2' \right)^*. \quad (31)$$

Недостатки этой формулы видны из предыдущего.

в) Если сделать те же допущения, что и в пункте (б) с целью получения простой формулы, удобной для быстрых (предварительных) вычислений, то наилучшая формула получится путем преобразования формулы (27). Получим:

$$\alpha = (nC_n H'_m + \text{CO}_2' + \text{CO}' + \text{CH}_4') \frac{O_2^s}{21 V_0} + 1. \quad (32)$$

Эта формула, будучи проще (31), дает более точный результат.

§ 26. Исправление вычислений состава выхлопного газа, полученного анализом

Для того чтобы иметь возможность вычислить потерю теплоты с уходящими газами, нужно найти их состав, увязанный с составом горючего газа и с коэффициентом избытка воздуха.

Так как для вычисления состава уходящих газов мы имеем только четыре уравнения (17), (18), (19), (20), то можно определить только содержание четырех газов; остальные же придется принять по данным анализа выхлопных газов. При выборе четырех величин, определяемых из уравнений, следует руководствоваться следующими соображениями:

а) вычисляемые величины должны быть выбраны из имеющих наибольшие численные значения;

б) вычисляемые величины должны содержать все четыре элемента, участвующие в процессе (C, O, H, N).

Исходя из этих соображений, наиболее целесообразно будет принять без вычисления следующие величины CH_4^s , CO^s , H_2^s (с тем, чтобы затем ввести поправку на содержание водяного пара) и вычислить CO_2^s , O_2^s , H_2O^s , N_2^s .

Прежде всего нужно вычислить H_2O^s , так как от этой величины зависят все дальнейшие расчеты.

* Ср. формулу, данную в книге: Петелин. „Технический контроль работы двигателей внутреннего сгорания“ 1928 г.

По уравнению (19) имеем:

$$\frac{H_2O'' + (2CH_4' + H_2' \frac{100 - H_2O''}{100}) - \left(\frac{m}{2} C_n H_m + 2CH_4' + H_2O' + \alpha V_0 \times H_2O''' \right) \left[200 - (CO^c + H_2^c) \frac{100 - H_2O''}{100} \right]}{200(1 + \alpha V_0) - CO' - H_2'} = K_h$$

или

$$H_2O'' + (2CH_4' + H_2') \frac{100 - H_2O''}{100} = K_h \left[200 - (CO^c + H_2^c) \frac{100 - H_2O''}{100} \right],$$

где

$$K_h = \frac{\frac{m}{2} C_n H_m' + 2CH_4' + H_2' + H_2O' + \alpha V_0 \cdot H_2O''}{200(1 + \alpha V_0) - CO' - H_2'}. \quad (33)$$

Решая полученное уравнение относительно H_2O'' , найдем:

$$H_2O'' = 100 \frac{K_h(200 - CO^c - H_2^c) - 2CH_4' - H_2'}{100 - 2CH_4' - H_2' - K_h(CO^c + H_2^c)}. \quad (34)$$

Согласно сделанному выше допущению, находим:

$$CH_4' = CH_4^c \frac{100 - H_2O''}{100} \quad (35)$$

$$CO'' = CO^c \frac{100 - H_2O''}{100} \quad (36)$$

$$H_2' = H_2^c \frac{100 - H_2O''}{100} \quad (37)$$

Затем находим по формуле (17):

$$CO_2' = \frac{(nC_n H_m' + CH_4' + CO_2' + CO' + \alpha V_0 CO_2'') (200 - CO'' - H_2'')}{200(1 + \alpha V_0) - CO' - H_2'} - CO'' - CH_4'' \quad (38)$$

по формуле (20):

$$O_2'' = \frac{O_2'''(\alpha - 1) V_0 (200 - CO'' - H_2'')}{200(1 + \alpha V_0) - CO' - H_2'} + \frac{CO'' + H_2''}{2} + 2CH_4'' \quad (39)$$

и, наконец,

$$N_2'' = \frac{(N_2' + \alpha V_0 N_2'') (200 - CO'' - H_2'')}{200(1 + \alpha V_0) - CO' - H_2'}. \quad (40)$$

Нетрудно убедиться с помощью уравнений (17), (38), (39), и (40) в том, что

$$CO_2'' + CO'' + CH_4'' + H_2'' + O_2'' + N_2'' + H_2O'' = 100\%. \quad (41)$$

Для того чтобы практически выполнить это условие, необходимо все вычисления производить с большой точностью; в противном случае накопление ошибок в процессе довольно сложных вычислений может привести к необходимости повторить весь расчет сначала, если не будет удовлетворено уравнение (41).

§ 27. Численный пример

Применим найденные формулы к следующему численному примеру.

Пусть состав горючего газа будет:

$$\text{CO}_2' = 7,87\%$$

$$\text{C}_2\text{H}_m = 0,19\%$$

$$\text{O}_2' = 0,96\%$$

$$\text{CH}_4' = 4,59\%$$

$$\text{CO}' = 18,62\%$$

$$\text{H}_2' = 9,81\%$$

$$\text{N}_2' = 53,95\%$$

$$\text{H}_2\text{O}' = 4,01\% \quad 100\%$$

Состав воздуха, поступающего в двигатель:

$$\text{CO}_2'' = 0,00\%$$

$$\text{O}_2'' = 20,60\%$$

$$\text{N}_2'' = 77,40\%$$

$$\text{H}_2\text{O}'' = 2,00\% \quad 100\%$$

Состав сухого выхлопного газа

$$\text{CO}_2^c = 14,8\%$$

$$\text{O}_2^c = 3,4\%$$

$$\text{CH}_4^c = 0,2\%$$

$$\text{CO}^c = 1,2\%$$

$$\text{N}_2^c = 80,4\% \quad 100\%$$

Пользуясь этими величинами, находим по формуле (7) и (6) теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 м³ газа:

$$V_0 = \frac{1}{20,6} \left\{ 3 \cdot 0,19 + 2 \cdot 4,59 \frac{1}{2} 18,62 + \frac{1}{2} \cdot 9,81 - 0,96 \right\} = 1,117 \text{ м}^3.$$

Далее, по формулам (26), (27) и (28):

$$\alpha_{\text{сп}} = \frac{80,4(2 \cdot 0,19 + 7,87 + 18,62 + 4,59) - 53,95(14,8 + 1,2 + 0,2)}{77,4(14,8 + 1,2 + 0,2) \cdot 1,117} = 1,10$$

$$\alpha_{\text{ос}} = \frac{(2 \cdot 3,4 - 1,2 - 4 \cdot 0,2)(2 \cdot 0,19 + 7,87 + 18,62 + 4,59) + 1}{2 \cdot 20,6 \cdot 1,117(14,8 + 1,2 + 0,2)} = 1,20$$

$$\alpha_{\text{по}} = \frac{53,95(2 \cdot 3,4 - 1,2 - 4 \cdot 0,2) + 2 \cdot 20,6 \cdot 1,117 \cdot 80,4}{1,117\{2 \cdot 20,6 \cdot 80,4 - 77,4(2 \cdot 3,4 - 1,2 - 4 \cdot 0,2)\}} = 1,21$$

Согласно изложенному выше, выбираем для дальнейших вычислений значение:

$$\alpha = \alpha_{\text{ос}} = 1,20$$

и находим по формулам (33) и следующим:

$$K_h = \frac{2 \cdot 0,19 + 2 \cdot 4,59 + 9,81 + 4,01 + 2 \cdot 1,20 \cdot 1,117}{200(1 + 1,20 \cdot 1,117) - 18,62 - 9,81} = 0,0593,$$

$$H_2O'' = 100 \frac{0,0593(200 - 1,2) \cdot 2 \cdot 0,2}{100 - 2 \cdot 0,2 - 9,0593 \cdot 1,2} = 11,44\%,$$

$$CH_4'' = 0,2 \frac{100 - 11,44}{100} = 0,18\%,$$

$$CO'' = 1,2 \frac{100 - 11,44}{100} = 1,06\%,$$

$$CO_2'' = \frac{(2 \cdot 0,19 + 7,87 + 18,62 + 5,59) \cdot (200 - 1,06)}{200(1 + 1,2 \cdot 1,117) - 18,62 - 9,81} - 1,06 - 0,18 = 13,0\%,$$

$$O_2'' = \frac{20,6(1,2 - 1) \cdot 1,117 \cdot (200 - 1,06)}{200(1 + 1,2 \cdot 1,117) - 18,62 - 9,81} + 2 \cdot 0,18 + \frac{1,06}{2} = 2,97\%,$$

$$N_2'' = \frac{(53,95 + 77,4 \cdot 1,2 \cdot 1,117)(200 - 1,06)}{200(1 + 1,2 \cdot 1,117) - 18,62 - 9,81} = 71,35\%.$$

Таким образом для дальнейших вычислений состав выхлопных газов должен быть принят следующим (с округлением):

$$CO_2'' = 13,0\%$$

$$O_2'' = 3,0\%$$

$$CH_4'' = 0,2\%$$

$$CO'' = 1,1\%$$

$$N_2'' = 71,3\%$$

$$H_2O'' = 11,4\% \quad 100,0\%$$

В пересчете на сухой газ это дает:

$$\begin{aligned} \text{CO}_2^o &= 14,7\% \\ \text{O}_2^o &= 3,3\% \\ \text{CH}_4^o &= 0,2\% \\ \text{CO}^o &= 1,2\% \\ \text{N}_2^o &= 80,6\% \end{aligned} \quad 100\%$$

что почти совпадает с составом, найденным анализом выхлопных газов.

§ 28. Влияние неточностей анализа газов на результат вычисления коэффициента избытка воздуха по различным формулам

Проиллюстрируем на численном примере предыдущего параграфа влияние неточностей анализа газов на результаты вычисления коэффициента избытка воздуха по различным формулам.

Результаты вычислений приведены в таблице 12, причем составы горючего газа и воздуха приняты по § 27.

Таблица 12

Обозначение	Численное значение								
	α			β			γ		
CO_2^o	14,8			14,6			14,8		
O_2^o	3,4			3,4			3,2		
CO^o	1,2			1,2			1,2		
CH_4^o	0,2			0,2			0,2		
N_2^o	80,4			80,6			80,6		
Коэффициент избытка воздуха	$\alpha_{\text{ср}}$	$\alpha_{\text{ос}}$	$\alpha_{\text{до}}$	$\alpha_{\text{ср}}$	$\alpha_{\text{ос}}$	$\alpha_{\text{до}}$	$\alpha_{\text{ср}}$	$\alpha_{\text{ос}}$	$\alpha_{\text{до}}$
	1,17	1,20	1,21	1,21	1,20	1,20	1,18	1,19	1,11

Из сопоставления найденных значений α при неточности в замере CO_2 и O_2 на 0,2%, видно, что неточность меньше всего влияет на величину $\alpha_{\text{ос}}$, а больше всего на $\alpha_{\text{до}}$. Поэтому при расхождении значений α следует выбирать для дальнейших вычислений значение $\alpha_{\text{ос}}$. Причины указанного явления заключаются в построении формул (26), (27) и (28), на что было указано выше.

ГЛАВА III

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУР ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 29. Способы измерения температур. Неточности и порядок введения поправок

При испытаниях двигателей внутреннего сгорания приходится измерять следующие температуры:

- а) температуру охлаждающей воды,
- б) температуру воздуха и газообразного топлива,
- в) температуру выхлопных газов,
- г) температуру воды и водяного пара в паровом котле использующем теплоту выхлопных газов.

Условия, в которых производятся измерения этих температур, во многом различаются между собою. Целью всего дальнейшего изложения будет теория (и примеры) определения истинной температуры исследуемого тела по полученным показаниям измерительных приборов; конструкция же приборов, способы их установки и производства отсчетов предполагаются известными.

Основными приборами, которые обычно служат для измерения температур, указанных выше, являются

- 1) ртутные термометры и
- 2) термоэлектрические пирометры.

В дальнейшем мы остановимся только на применении этих приборов.

Известно, что отсчет по измерительному прибору показывает истинную температуру тела только в исключительных случаях, обычно же для получения истинной температуры приходится проделать над численными значениями отсчетов ряд более или менее сложных вычислений, для чего приходится пользоваться также рядом дополнительных данных, требующих специального измерения.

Если желательно избежать введения поправок, то следует уже при выборе типа прибора и при установке его предусмотреть все, что необходимо для устранения возможности неточностей измерения, а для этого опять таки необходимо знать зависимости между отсчетом по прибору и измеряемой температурой.

При вычислении температуры по сделанному отсчету будем различать два этапа:

1) определение действительной температуры той части измерительного прибора, которая предназначена для восприятия температуры (ртуть в шарике ртутного термометра или горячий спай термопары) и

2) определение истинной температуры исследуемого тела. К первому этапу относятся следующие вычисления:

1а) учет результатов калибровки измерительного прибора (ртутный термометр, термопара, гальванометр);

1б) учет некоторых особенностей установки прибора, а именно: влияния выступающего столбика термометра, влияние температуры холодного спае термоэлемента.

Ко второму этапу относятся следующие вычисления.

2а) учет влияния теплообмена лучеиспусканием между стенкой сосуда, заключающего исследуемое тело и установочной арматурой измерительного прибора;

2б) учет влияния теплообмена теплопроводностью от установочной арматуры измерительного прибора к стенке сосуда или к наружному воздуху.

В результате указанных вычислений будут приняты во внимание как особенности измерительного прибора, так и особенности его установки. При этом нужно иметь в виду, что точность результата вычислений может оказаться невысокой по двум причинам:

а) те факторы, влияние которых мы учитываем, не всегда известны нам с достаточной точностью;

б) влияние ряда факторов мы вообще не учитываем; например, загрязнение измерительного прибора накипью или сажей, лучеиспускание газов и т. д.

Можно лишь предполагать, что влияние этих факторов в обычных случаях значительно меньше, чем тех, которые мы учитываем.

§ 30. Введение поправки на температуру холодного спае термопары. Общие указания.

Термоэлектрический пирометр состоит, как известно, из термопары и милливольтметра (гальванометра), соединенных электрическими проводами. Отклонение стрелки гальванометра соответствует тому напряжению тока, которое создается в соединительных проводах в результате появления электрических токов в обоих спае термоэлемента в зависимости от температур спаев.

Таким образом с помощью гальванометра мы замеряем разность напряжений токов от двух спаев термоэлемента, в то время как целью измерения является измерение напряжения тока только от одного спае, погруженного в среду, температура которой должна быть измерена. Для того чтобы определить эту величину, надо уметь определить напряжение тока в другом спае термо-

элемента (в так называемом „холодном“ спая) и затем ввести поправку на влияние температуры холодного спая. В результате вычислений мы определим истинное напряжение тока, а следовательно и температуру горячего спая термоэлемента. При этом ход вычислений будет различным в зависимости от ряда условий; к этим условиям относятся:

а) способ градуировки гальванометра (в градусах или в милливольтах),

б) способ проверки пирометра (весь комплект или отдельно термопара и гальванометр).

Различные случаи нам придется рассмотреть отдельно друг от друга; предварительно же остановимся на общих соображениях с целью установить обозначения и избежать повторений при рассмотрении отдельных случаев.

Схема термоэлектрического пирометра показана на фиг. 5, где обозначены: I' — горячий спай термопары, X_1 и X_2 — холодные спай (или контакты) термопары, I — гальванометр.

Соответственно этому: V_r — напряжение тока от горячего спая, V_x — то же от холодного спая (считая температуры спаев X_1 и X_2 одинаковыми), V_1 — то же по шкале гальванометра, t_r — температура горячего спая в $^{\circ}\text{C}$, t_x — то же для холодного спая (считаем, что $t_{x1} = t_{x2}$), t_1 — то же по шкале гальванометра.

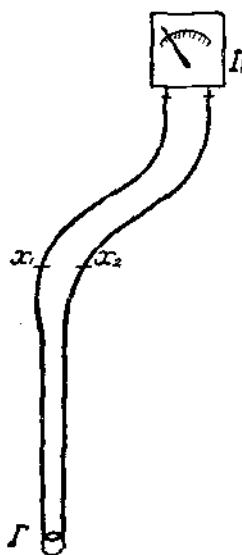
По шкале гальванометра мы можем получить либо V_1 , либо t_1 , либо V_1 и t_1 одновременно в зависимости от типа шкалы.

Все величины V_1 относятся к тому случаю, когда второй спай термопары имеет температуру t_n $^{\circ}\text{C}$, то-есть ту температуру, которую имел этот спай при калибровке (проверка) термопары или всего пирометра. Если примем за температуру второго спая 0°C (как обычно дается в справочных таблицах), то соответствующие величины напряжений тока обозначим так:

$$\left. \begin{array}{l} V_1' \text{ — для температуры } t_1 \\ V_n' \text{ — } \text{ " } \text{ " } t_n \\ V_x' \text{ — } \text{ " } \text{ " } t_x \\ V_r \text{ — } \text{ " } \text{ " } t_r \end{array} \right\} \text{ другой спай имеет } 0^{\circ}\text{C}$$

Для всех случаев, которые нам дальше придется рассматривать, необходимо знать температуру холодного спая. Предполагая известными способы ее измерения, ограничимся их перечислением:

1) установка ртутного термометра в головке термопары, заключающей в себе холодный спай.



Фиг. 5.

2) охлаждение водой головки термопары с холодным спаем и измерение температуры этой воды;

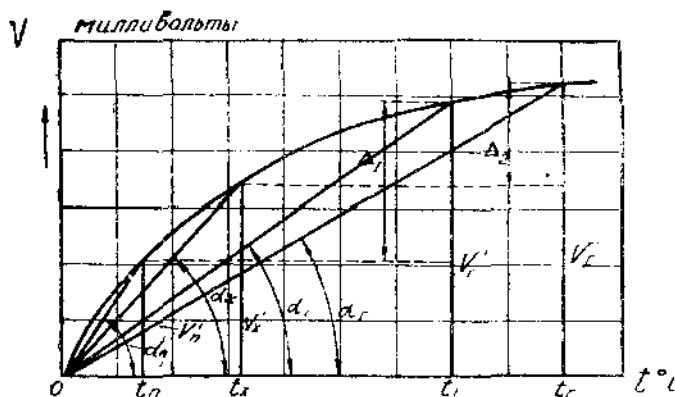
3) вынесение холодного спая с помощью удлинения термопары или компенсационных проводов на значительное расстояние от места измерения; в этом случае за температуру холодного спая может быть принята температура окружающего воздуха.

Переходя к рассмотрению типичных случаев, будем считать, что t_x измерено каким-либо способом.

§ 31. Введение поправки на температуру холодного спая для случая, когда термопара проверена в месте с гальванометром в градусах

Если гальванометр показывает t_1 , а калибровка производилась при температуре холодного спая t_n , то, очевидно, в цепи циркулирует ток с напряжением

$$\Delta_1 = V_1' - V_n'$$



Фиг. 6.

(см. фиг. 6, где изображена схематически кривая зависимости напряжения тока от температуры спая при температуре другого спая 0°C). Здесь как и всюду в дальнейшем, предполагается, что в отчет по измерительному прибору уже введена поправка по протоколу проверки прибора.

Кроме того, очевидно, что так как температуры спаев в действительности — t_r и t_x , то в цепи циркулирует ток с напряжением:

$$\Delta_2 = V_r' - V_x'$$

Но $\Delta_1 = \Delta_2$, так как это только различные обозначения одной и той же величины. Следовательно, искомая величина

$$V_r' = V_1' + V_x' - V_n' \quad (1)$$

Зная V_r' , находим t_r , пользуясь таблицей или графиком зависимости V от t для данной пары металлов, составляющих термопару.

Напишем (1) в виде:

$$\frac{V_r'}{t_r} = t_r = \frac{V_1'}{t_1} t_1 + \frac{V_x'}{t_x} t_x - \frac{V_n'}{t_n} t_n,$$

где температурные градиенты напряжения

$$\frac{V_r'}{t_r} = \operatorname{tg} \alpha_r; \quad \frac{V_x'}{t_x} = \operatorname{tg} \alpha_x$$

$$\frac{V_1'}{t_1} = \operatorname{tg} \alpha_1; \quad \frac{V_n'}{t_n} = \operatorname{tg} \alpha_n.$$

Почти всегда можно допустить (особенно при больших изменяемых температурах и при невысоких температурах холодного спая), что

$$\operatorname{tg} \alpha_r = \operatorname{tg} \alpha_1$$

$$\text{и } \operatorname{tg} \alpha_x = \operatorname{tg} \alpha_n.$$

Тогда

$$t_r = t_1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\operatorname{tg} \alpha_1} (t_x - t_n). \quad (2)$$

Во многих случаях можно допустить еще, что

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_1;$$

тогда

$$t_r = t_1 + t_x - t_n. \quad (3)$$

Формулой (3) приходится пользоваться всегда в тех случаях, когда неизвестна зависимость V от t для данной термопары.

Если таблицы зависимости V от t даны при температуре второго спая, отличной от 0°C , то можно пользоваться теми же рассуждениями и формулами, но под V_i' подразумевать величины, соответствующие имеющимся таблицам.

Для примера сделаем следующее вычисление.

Пусть

$$t_n = 20^\circ\text{C},$$

$$t_x = 72^\circ\text{C},$$

$$t_1 = 615^\circ\text{C},$$

термопара — железо — константановая.

Для данного типа термопар существует зависимость, указанная в таблице 13 (эта зависимость может быть несколько различной для отдельных термопар, что определяется специальной калибровкой).

Таблица 13

Зависимость между температурой горячего спая' железо-константановой термопары и напряжением тока от 0 до 55 милливольт, при температуре холодного спая 0°C.

t_r °C	V (при температуре второго спая 0°C) в милливольт
0	0
95	5
186	10
277	15
367	20
457	25
546	30
632	35
713	40
792	45
871	50
950	55

Интерполируя находим:

$$V_n' = 1,05,$$

$$V_x' = 3,79,$$

$$V_i' = 33,99,$$

По формуле (1):

$$V_r' = 33,99 + 3,79 - 1,05 = 36,73 \text{ милливольт, чему соответствует}$$

$$t_r = 632 + \frac{(713 - 632)}{40 - 35} \cdot (36,73 - 35) = 660^\circ \text{ C.}$$

Далее

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{1,05}{20} = 0,0525,$$

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \frac{33,99}{615} = 0,0552.$$

Тогда по формуле (2):

$$t_r = 615 + \frac{0,0525}{0,0552} (72 - 20) = 664^\circ \text{C.}$$

и, наконец, по упрощенной формуле (3):

$$t_r = 615 + 72 - 20 = 667^\circ \text{C.}$$

Сравнивая полученные по различным формулам результаты, видим, что пользоваться упрощенными формулами можно лишь в случаях, когда не нужна большая точность измерений.

§ 32. Введение поправки на температуру холодного спая для случая, когда термопара проверена отдельно от гальванометра, имеющего шкалу в милливольтх

В этом случае имеется зависимость между V и t при температуре второго спая t_n °C; тогда в формулах предыдущего параграфа следует считать $V_n' = 0$, так что формула (1) дает

$$V_T = V_1 + V_x; \quad (4)$$

по значению V_T находится t_T из той же таблицы (протокола) проверки термопары. Как и раньше, V_1 представляет отсчет по гальванометру, исправленный на основании данных проверки гальванометра.

Пусть, например, отсчет по гальванометру—33,5 милливольт; температура холодного спая—85°C; температура холодного спая при проверке 20°C; результаты проверки термопары даны в следующей таблице.

Таблица 14

Результаты проверки железо-константановой термопары от 200°C до 700°C через 100°C

Температура горячего спая в °C	Напряжение термоэлектротока ($t_n = 20^\circ\text{C}$) в милливольтх
200	9,45
300	15,10
400	20,65
500	26,35
600	32,10
700	38,25

Находим напряжение тока для $t_x = 85^\circ\text{C}$:

$$V_x = \frac{9,45}{(200 - 20)} \cdot (85 - 20) = 3,41 \text{ милливольт.}$$

Тогда

$$V_T = 33,5 + 3,41 = 36,91 \text{ милливольт,}$$

чему соответствует

$$t_T = 600 + 100 \frac{36,91 - 32,10}{38,25 - 32,10} = 678^\circ\text{C.}$$

Пользуясь упрощенной формулой (3), получим:

$$t_1 = 600 + 100 \frac{33,5 - 32,1}{38,25 - 32,1} = 623^\circ\text{C},$$

$$t_r = t_1 + t_x - t_n = 623 + 85 - 20 = 688^\circ\text{C}.$$

§ 33. Гальванометр имеет шкалу в милливольтах; термопара не проверена

Этот случай ничем не отличается от предыдущего (§ 32) за исключением того, что мы можем пользоваться любой таблицей зависимости V от t (из справочных таблиц или по протоколу другой однотипной термопары), так что ссылка на величину t_n является лишней.

§ 34. Введение поправки на температуру холодного спая для случая, когда гальванометр имеет шкалу в градусах, а термопара не проверена

Этот случай встречается редко. Для возможности пользования приборами необходимо знать, для какого типа термопар и для какой температуры холодного спая нанесена шкала гальванометра. Если это известно, то отсчет по гальванометру t_1 следует перевести в милливольты, пользуясь зависимостью для того типа термопар, для которого нанесена шкала, получим V_1 . Если, например, шкала нанесена для железо-константановых термопар, а применяется термопара медно-константановая, V_1 и V_n берем для термопар железо-константановых, а V_x и V_r — для термопар медно-константановых (применяем те же рассуждения, что и в § 31).

§ 35. Введение поправки на выступающий столбик при измерении ртутным термометром

При употреблении жидкостных термометров возможен целый ряд ошибок, часть из которых устраняется периодической калибровкой термометра. Сюда относятся влияния следующих факторов:

- 1) не точно цилиндрический объем капиллярной трубки;
- 2) изменение объема резервуара (шарика) термометра с течением времени;
- 3) влияние законов расширения стекла и жидкости.

Влияние другой части факторов, не учитываемых калибровкой, может быть учтено при пользовании термометром, но вследствие незначительности вызываемых ошибок, обычно не учитывается. Сюда относятся следующие факторы:

- 1) влияние тяжести столба жидкости (в зависимости от величины ускорения силы тяжести в месте измерения);

- 2) влияние внешнего давления, изменяющего объем шарика термометра;
- 3) влияние смачивания жидкостью стенок капиллярной трубки и т. д.

Наконеч фактор, обычно дающий наибольшие искажения, но и сравнительно легко учитываемый (хотя и с недостаточной точностью). Это — влияние выступающего столбика. О введении поправки на выступающий столбик мы и поговорим сейчас подробнее.

Существование этого рода ошибки объясняется тем, что калибровка термометров производится при полном погружении всего термометра в исследуемую среду, а на практике обычно погружен только шарик и часть жидкостного столбика, остальная же часть столбика выступает, имеет иную температуру, и искажает отсчет вследствие иной величины теплового расширения.

В данном случае в основу рассуждений кладут обычно следующие допущения:

- 1) Температура части столбика, погруженной в среду, температура которой измеряется, равна температуре жидкости в шарике термометра.

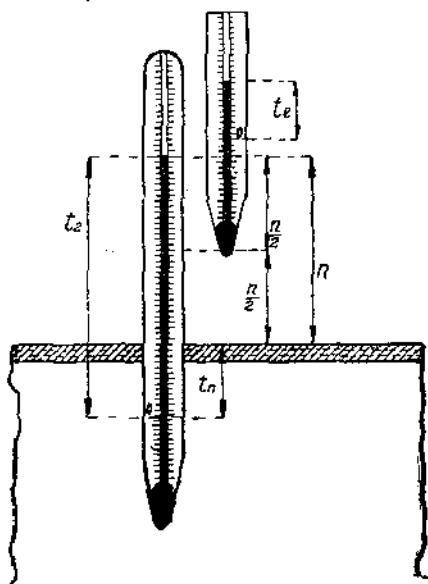
- 2) Температура всей выступающей части столбика одинакова, так как теплопроводность и конвекция внутри капиллярной трубки не имеют существенного значения. Эту температуру обычно принимают равной той, которую показывает термометр, поставленный рядом с основным термометром, но так, чтобы шарик вспомогательного термометра находился посредине выступающего столбика основного термометра.

На фиг. 7 схематически изображена установка термометров, где обозначено:

t_n — число делений шкалы (градусов), погруженных в исследуемую среду (считая от 0°C); t_1 — отсчет по основному термометру; n — число делений шкалы (градусов) в выступающем столбике:

$$n = t_1 - t_n;$$

t_0 — отсчет по вспомогательному термометру.



Фиг. 7.

Если обозначим действительную температуру жидкости в шарике термометра через ϑ , то ошибка измерения будет:

$$\Delta = \vartheta - t_1. \quad (1)$$

Эта ошибка могла бы быть устранена, если нагреть выступающий столбик на

$$T = (\vartheta - t_0)^\circ \text{C}.$$

и тем довести его температуру до $\vartheta^\circ \text{C}$.

При таком нагревании, очевидно, жидкость расширится и ее мениск поднимается на $\Delta^\circ \text{C}$, причем

$$\Delta = n (\vartheta - t_0) \gamma. \quad (2)$$

где γ — объемный коэффициент расширения жидкости в стекле, отнесенный к изменению температуры на 1°C . Так как величина γ меняется вместе с температурой, то ее приходится выбирать в зависимости от температуры. В качестве таковой в данном случае следует выбрать среднюю температуру в вообразаемом процессе нагревания выступающего столбика, о чем только что было сказано. Таким образом γ должно соответствовать температуре

$$\frac{\vartheta + t_0}{2} = t_{cp} \quad (3)$$

для этой температуры находим γ по таблицам для данного сорта стекла и рода жидкости.

Сравнивая (1) и (2), находим:

$$\vartheta - t_1 = n\gamma (\vartheta - t_0),$$

откуда

$$\vartheta = \frac{t_1 - n\gamma t_0}{1 - n\gamma}. \quad (4)$$

Однако, чтобы найти ϑ по этой формуле, приходится пользоваться методом последовательных приближений, так как γ будет известно только после того, как определяется ϑ , и наоборот.

В первом приближении для нахождения γ берут в формуле (3) вместо ϑ — отсчет по термометру t_1 , находят по таблицам γ_1 и по формуле (4) — ϑ' , то-есть первое приближение к температуре жидкости в шарике термометра. Затем подставляют в формулу (3) ϑ' вместо ϑ , находят новое значение γ и по формуле (4) окончательное значение ϑ . Во всех случаях практики второго приближения оказывается совершенно достаточно.

Применим изложенное к следующему примеру. Ртутный термометр, сделанный из пенского стекла, показывает $t_1 = 485^\circ \text{C}$.

Погружено $t_{\pi} = 110^\circ \text{C}$, выступает $n = 485 - 110 = 375^\circ \text{C}$. Вспомогательный термометр показывает $t_0 = 30^\circ \text{C}$. Значения γ для нашего случая даны в следующей таблице:

Таблица 15

Объемный коэффициент расширения
ртути в термометре из Нейского
стекла 59 III от 50°C до 500°C

$\frac{\vartheta + t_0}{2}$	γ
50	0,000164
100	0,000164
150	0,000165
200	0,000167
250	0,000170
300	0,000174
350	0,000177
400	0,000182
450	0,000187
500	0,000195

В первом приближении

$$t'_{cp} = \frac{t_1 + t_0}{2} = \frac{485 + 30}{2} = 257,5^\circ\text{C}.$$

Этому соответствует:

$$\gamma_1 = 0,000170 + \frac{0,000174 - 0,000170}{300 - 250} (257,5 - 250) = 0,000171,$$

тогда по(4):

$$\vartheta = \frac{t_1 - n\gamma_1 t_0}{1 - n\gamma_1} = \frac{485 - 375 \cdot 0,000171 \cdot 30}{1 - 375 \cdot 0,000171} = 516^\circ\text{C}.$$

Во втором приближении

$$t_{cp} = \frac{516 + 30}{2} = 273^\circ\text{C},$$

$$\gamma = 0,000172,$$

$$\vartheta = \frac{485 - 375 \cdot 0,000172 \cdot 30}{1 - 375 \cdot 0,000172} = 517^\circ\text{C}.$$

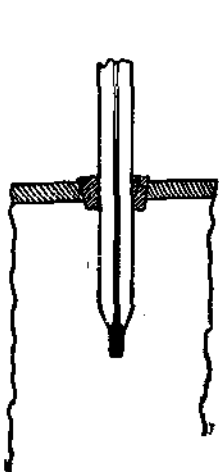
что и представляет истинную температуру ртути в шарике термометра с достаточной точностью.

§ 36. Явления теплопередачи и лучеиспускания в предохранительной трубке при измерении температур термопарами и термометрами; общие соображения

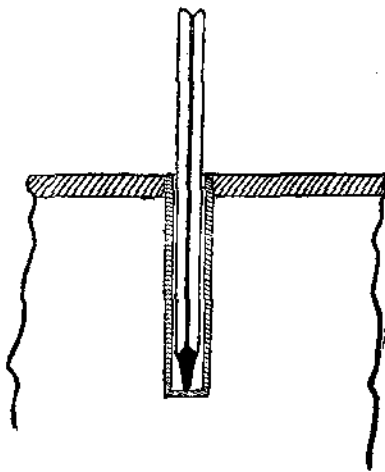
Основные встречающиеся при испытаниях двигателей случаи установки приборов для измерения температур показаны на фиг. 8—10.

Непосредственному измерению поддается температура тепловоспринимающей части измерительного прибора, например—шарика термометра или горячего спая термопары. Для того, чтобы получить эти величины, нужно ввести следующие поправки: а) для термометров на выступающий столбик, б) для термопар—на температуру холодного спая; в том и другом случае должны быть учтены также поправки, свойственные каждому прибору и определяемые его тарировкой.

Однако найденная температура тепловоспринимающей части прибора отличается от температуры газа. Способ нахождения



Фиг. 8.



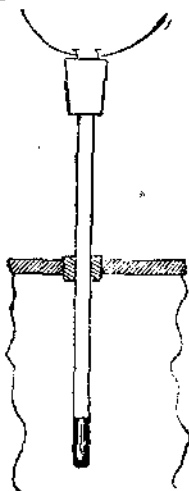
Фиг. 9.

температуры газа по показаниям приборов различен для каждого из случаев, представленных на фиг. 8—10, и для их видоизменений. Наиболее общим является ход вычислений для случая, представленного на фиг. 10; из относящейся к нему теории могут быть сделаны выводы для остальных типов установок приборов, как для частных случаев.

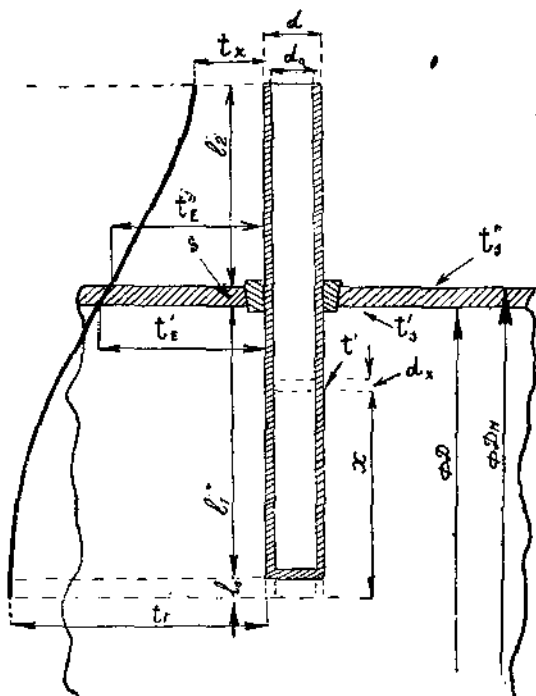
Необходимо заметить, что излагаемые ниже вычисления не гарантируют большой точности, вследствие необходимости введения значений ряда опытных коэффициентов, недостаточно проверенных экспериментально. Поэтому самое лучшее, что можно предложить, это—при установке приборов принять все меры для того, чтобы избежать возможности ошибок, вызываемых особенностями установки прибора. Но во многих случаях осуществление таких мер оказывается затруднительным вследствие особенностей испытываемой машины или в виду недостатка времени, отведенного для испытания. Поэтому знание всех процессов и умение производить вычисления все же необходимы, в частности еще и потому, что только тогда можно избежать

ошибок при установке прибора, когда детально изучена теория происходящих процессов.

Эти процессы описываются во многих руководствах по измерению температур, где указываются и приемы для избежания ошибок. Особенностью дальнейшего изложения (в соответствии с общей целью настоящего руководства) является изучение процессов под углом зрения возможности введения поправки, если ошибка при измерении уже допущена по каким-либо причинам. В такой постановке теория процессов, происходящих при измерении температур, приобретает практический смысл и в то же время общность, так



Фиг. 10.



Фиг. 11.

как приходится рассматривать отдельные процессы в их сложном взаимодействии, а не каждый в отдельности, как это делается обычно.

Переходим к разбору наиболее общего случая—установки термопары, отделенной слоем тепловой изоляции от стенок трубопровода.

Обозначения, которые нам понадобятся в дальнейшем, показаны на фиг. 11.

На этой фигуре обозначены:

t_g —температура газа в трубе;

t_r —температура дна предохранительной трубки, которую принимаем равной температуре тепловоспринимающей части

измерительного прибора (горячий спай термопары или шарик термометра);

t_x — температура наружного конца предохранительной трубки (при измерении термопарой t_x равно температуре холодного спая, если не применяются компенсационные провода);

t' — температура в сечении предохранительной трубки в расстоянии x от дна (для погруженной части трубки);

t'' — то же для выступающей части трубки;

t'_E — температура предохранительной трубки около внутренней поверхности трубопровода;

t''_E — то же около наружной поверхности трубопровода;

t'_s — температура внутренней поверхности стенки трубопровода;

t''_s — то же для наружной поверхности стенки трубопровода;

t_a — температура воздуха, окружающего трубопровод;

l_1 — длина погруженной части предохранительной трубки в м;

l_2 — то же для выступающей части предохранительной трубки;

S — толщина стенки трубопровода в м;

D — внутренний диаметр трубопровода в м;

l_0 — добавочная длина погруженной части предохранительной трубки, заменяющая дно трубки в смысле теплопередачи от газов к трубке (см. ниже);

d — наружный диаметр предохранительной трубки в м;

d_0 — внутренний диаметр предохранительной трубки в м;

$q = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_0^2)$ — площадь сечения предохранительной трубки в м².

Кроме того введем следующие обозначения:

C_s — коэффициент лучеиспускания для абсолютно черного тела;

C_1 — то же для материала трубопровода;

C_2 — то же для предохранительной трубки;

λ_s — коэффициент теплопроводности материала стенки трубопровода в кал./°С м-час;

λ_2 — то же для материала стенки предохранительной трубки;

α'_s — частный коэффициент теплопередачи от газов к внутренней поверхности стенки трубопровода в кал./°С-м²-час;

α''_s — то же от наружной поверхности стенки трубопровода к окружающему воздуху;

α_g — то же от газа к стенке предохранительной трубки;

α_1 — то же от стенки предохранительной трубки к окружающему воздуху.

Тепловые процессы, которые мы будем рассматривать, заключаются в следующем:

1. Горячий газ нагревает погруженную часть предохранительной трубки.

2. Одновременно происходит теплообмен путем лучеиспускания между погруженной частью трубки и стенкой трубопровода.

направление теплового потока может быть различным в зависимости от соотношения между основными величинами (см. ниже). Возможен случай, когда одна часть погруженной трубки отдает тепло стенке трубопровода, а другая воспринимает тепло от стенки трубопровода.

3. Одновременно с этими двумя процессами существует тепловой поток вдоль предохранительной трубки, направленный обычно от дна трубки.

4. Тепловой поток вдоль предохранительной трубки имеет место также и в выступающей части трубки.

5. Выступающая часть трубки охлаждается окружающим воздухом.

6. Одновременно происходит теплообмен путем лучеиспускания между выступающей частью предохранительной трубки и стенкой трубопровода. Направление теплового потока здесь может быть различным так же, как и для погруженной части трубки.

Основными факторами, определяющими направления и величину тепловых потоков, являются следующие:

а) размеры труб, их материал, состояние поверхностей (постоянные для данной установки факторы);

б) температура газа, скорость его движения по трубе, химический состав газа, температура окружающего воздуха, а также интенсивность искусственного охлаждения конца выступающей части предохранительной трубки, если оно применяется (факторы переменные, но в пределах измерений принимаемые за постоянные).

Из всех перечисленных величин считаем неизвестной только температуру газов. Способы выбора или определения всех остальных величин будут указаны ниже после изложения общей теории происходящих процессов. Рассмотрим эту теорию отдельно для погруженной и для выступающей частей предохранительной трубки.

§ 37. Тепловые процессы в погруженной части предохранительной трубки

Кроме тех тепловых потоков, которые перечислены в предыдущем параграфе, происходит еще теплообмен внутри предохранительной трубки путем отдачи тепла измерительному прибору (термометру или проволокам термопары) и путем конвекции газа или жидкости, заполняющих предохранительную трубку. Для избежания вычислений, не оправдываемых достигаемой точностью вычислений, будем считать, что:

1) отвод тепла через измерительный прибор ничтожен (малая теплопроводность стекла термометра и малое сечение проволоки термопары);

2) жидкость налита в предохранительную трубку только на небольшую высоту или совсем не налита, а конвекция воздуха устранена путем заполнения всего объема между измерительным прибором и предохранительной трубкой (азбестовый шнур и пр.).

Выделим в погруженной части предохранительной трубки элементарное кольцо dx в расстоянии x от условного дна трубки (фиг. 11). Считая, что коэффициент теплопередачи от газа к цилиндрической части трубки и к дну ее одинаков, примем, что

$$\pi dl = \frac{\pi d^2}{4}, \text{ откуда } l_0 = \frac{d}{4}.$$

Выделенное кольцо получает от газа в течение часа количество тепла:

$$dQ_1 = \alpha_g(t_g - t') \pi d dx \quad (1)$$

Кроме того это кольцо получает от соседнего нижнего кольца путем теплопроводности количество тепла

$$Q_x = -\lambda_k q \left(\frac{dl'}{dx} \right)_x \quad (2)$$

(знак минус поставлен потому, что поток тепла идет в направлении уменьшения t').

Одновременно элементарное кольцо отдает соседнему верхнему кольцу

$$Q_{x+dx} = -\lambda_k q \left(\frac{dl'}{dx} \right)_{x+dx} \quad (3)$$

и путем лучеиспускания на стенки трубопровода

$$dQ_3 = C \left\{ \left(\frac{273 + t'}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + t_s}{100} \right)^4 \right\} \pi d dx, \quad (4)$$

где коэффициент лучеиспускания

$$C = \frac{1}{\frac{1}{C_2} + \frac{F_2}{F_1} \left(\frac{1}{C_1} - \frac{1}{C_2} \right)}, \quad (5)$$

причем F_2 — поверхность (наружная) предохранительной трубки, F_1 — поверхность (внутренняя) трубопровода.

Формула (5) выведена Нуссельтом для случая, когда тело с поверхностью F_2 целиком заключено внутри полости, ограниченной поверхностью F_1 . Коэффициент C может применяться в формуле (4) лишь тогда, когда формула (4) пишется для всей поверхности F_2 , имеющей одинаковую температуру. Но влияние F_2 на C весьма невелико, так как

$$\frac{F_2}{F_1} \cong 0$$

во много раз больше F_2), а кроме того

$$\frac{1}{C_1} - \frac{1}{G_s] \cong 0,$$

как поверхность трубопровода обычно бывает покрыта окисной и сажей и, следовательно, имеет свойства почти абсолютно черного тела.

Поэтому будем считать

$$C = C_2,$$

что дает возможность рассматривать отдельные элементы предохранительной трубки и пользоваться уравнением (4).

Уравнение теплового баланса взятого элементарного кольца имеет следующий вид:

$$dQ_1 + Q_x = Q_{x+dx} + dQ_3. \quad (6)$$

Заметим, что

$$\begin{aligned} Q_x - Q_{x+dx} &= -dQ_2 = -\lambda_k q \left\{ \left(\frac{dt'}{dx} \right)_x - \left(\frac{dt'}{dx} \right)_{x+dx} \right\} = +\lambda_k q d \left(\frac{dt'}{dx} \right) = \\ &= \lambda_k q \frac{d^2 t'}{dx^2} dx. \end{aligned}$$

Теперь можем написать уравнение (6) в виде:

$$dQ_1 - dQ_2 - dQ_3 = 0 \quad (6')$$

или, подставляя значения dQ_1 , dQ_2 и dQ_3 , деля на $\pi d dx$ и, вводя для упрощения формулы абсолютную температуру $T' = 273 + t'$, получим:

$$\frac{\lambda_k q}{\pi d} \frac{d^2 T'}{dx^2} = C_2 \left(\frac{T'}{100} \right)^4 + a_g t' - a_g (273 + t_g) - C_2 \left(\frac{273 + t'_s}{100} \right)^4$$

или

$$a \frac{d^2 T'}{dx^2} = C_2 \frac{T'^4}{100^4} + a_g T' - K, \quad (7)$$

где

$$a = \frac{\lambda_k q}{\pi d},$$

$$K = a_g (273 + t_g) + C_2 \left(\frac{273 + t'_s}{100} \right)^4.$$

Дифференциальное уравнение (7) решается путем введения нового переменного

$$z = \frac{dT'}{dx},$$

откуда:

$$\frac{d^2 T'}{dx^2} = \frac{dz}{dx} = \frac{dz}{dT'} \frac{dT'}{dx} = \frac{dz}{dT'} z,$$

так как $\frac{d^2 T'}{dx^2}$ зависит от x только через T' .

Подстановка z и интегрирование дают:

$$a \frac{z^2}{2} = \frac{C}{100^4} \frac{T'^5}{5} + a_g \frac{T'^2}{2} - KT' + A_1, \quad (8)$$

где A_1 — постоянная, определяемая из начальных условий.

Подставляя значение z , разделяя переменные и снова интегрируя, получим:

$$x = \sqrt{\frac{a}{2}} \int \frac{dT'}{\sqrt{\frac{C}{100^4} \frac{T'^5}{5} + a_g \frac{T'^2}{2} - KT' + A_1}} + A_1. \quad (9)$$

Для определения постоянной A_1 нужно знать численное значение производной $\frac{dT'}{dx} = z$ при $x=0$. Точно это можно сделать только путем исследования тепловых процессов, происходящих в дне предохранительной трубки. Но это сильно усложнило бы вычисление. Поэтому мы сделаем допущение, заменив дно трубки эквивалентным добавочным отрезком цилиндрической трубки¹.

Длину отрезка выберем так, чтобы боковая поверхность дополнительной части цилиндра была равна поверхности дна то-есть высота дополнительной части цилиндра должна быть

$$l_0 = \frac{d}{4}.$$

Такое допущение можно считать достаточно точным для практических целей, тем более что мы все равно не учитываем некоторых явлений, например, теплопередачи внутри предохранительной трубки к концу измерительного прибора через воздух или через жидкость, налитую в трубку. Вместо этого мы считаем, что температура конца измерительного прибора равна температуре крайнего сечения предохранительной трубки. Для того, чтобы ошибка от этого допущения не была значительной, следует наливать жидкость в предохранительную трубку лишь на высоту, необходимую для покрытия тепловоспринимающей

¹ См. также — Кноблаух и Генки „Точное измерение температур в технике“ изд. ДВОУ, 1931. стр. 47.

сти измерительного прибора. Выше этого уровня необходимо затруднить конвекцию жидкости или воздуха, чтобы избежать влияния неучитываемых тепловых процессов.

Итак, если мы будем отсчитывать x от основания трубки, длинной на величину l_0 , то при $x=0$ температура будет высшей, равной показанию измерительного прибора:

$$T' = T_r = 273 + t_r$$

тим определяется значение A_2 .

В крайнем сечении ($x=0$) тепловой поток вдоль стенки предохранительной трубки отсутствует, так как мы не рассматриваем теплопередачи от горячих газов через торцевую поверхность трубки, то-есть:

$$(Q_x)_0 = -\lambda q \left(\frac{dt'}{dx} \right)_0 = 0,$$

откуда

$$z_0 = \left(\frac{dt'}{dx} \right)_0 = 0.$$

Это показывает, что температурная кривая предохранительной трубки имеет при $x=0$ касательную, параллельную оси трубки, то-есть температура здесь имеет максимум (при измерении температур ниже температуры окружающего воздуха это будет минимум). Теперь можно определить A_1 из уравнения (8):

$$A_1 = KT_r - z_0 \frac{T_r^2}{2} - \frac{C}{100^4} \frac{T_r^5}{5}. \quad (10)$$

Выражение (9) не может быть проинтегрировано, а потому остается лишь путь численного приближенного определения зависимости между T' и x .

Для этого, задавшись каким-либо значением температуры газов в трубе (t_g), и вычислив (или определив специальным измерением) температуру стенки трубы (t_s'), решаем численно интеграл (9) и находим в результате температуру T' у стенки (T_s). Если это значение не равно действительной температуре в этом месте, то ведем другое вычисление при другом значении t_g и t_s' . Повторенное несколько раз вычисление даст действительное значение t_g . Способы определения численных коэффициентов и весь ход вычислений поясняются ниже на численном примере.

При численном решении уравнения (9) приходится встретиться с затруднением, заключающимся в том, что подинтегральная функция при $T' = T_r$ обращается в бесконечность и при значениях T' , близких к T_r , быстро изменяется с изменением T' ; это не дает возможности применить здесь метод численных квадратур.

Поэтому мы пользуемся уравнением (9) лишь при значениях T , достаточно отличающихся от T_r , а для начала пользуемся

следующим методом. Разделим предохранительную трубку по длине на небольшие участки и для каждого участка напишем уравнение (6) в следующем виде:

$$Q_{x+\Delta x} - Q_x = \Delta Q_1 - \Delta Q_2. \quad (11)$$

Из уравнения (7) находим $\left(\frac{d^2 T'}{dx^2}\right)_0$; тогда приближенное значение температуры в сечении Δx получится из

$$T_{\Delta x} = T_r + \left(\frac{dT'}{dx}\right)_0 \Delta x + \left(\frac{d^2 T'}{dx^2}\right)_0 \frac{\Delta x^2}{2} + \dots$$

причем всегда можно ограничиться членами, содержащими Δx^2 , так как T' , находясь вблизи максимума, изменяется медленно.

Затем вычисляем среднюю температуру первого участка

$$t'_1 = \frac{t_r + t_{\Delta x}}{2}.$$

Для отрезка между $x=0$ и $x=\Delta x$ имеем по предыдущему

$$Q_0 = 0,$$

а по уравнению (1), пользуясь средней температурой t'_1 ,

$$\Delta Q_1 = a_g(t_g - t'_1) \pi d \Delta x.$$

и по уравнению (4):

$$\Delta Q_2 = C \left\{ \frac{T'^4_1}{100^4} - \left(\frac{273 + t'_1}{100} \right)^4 \right\} \pi d \Delta x;$$

подставляя это в (11), находим:

$$Q_{\Delta x} = Q_1 - \Delta Q_2.$$

Пользуясь найденным значением $Q_{\Delta x}$, вычисляем по уравнению (2) $\left(\frac{dT'}{dx}\right)_{\Delta x}$; далее находим для $x=\Delta x$ значение второй производной $\left(\frac{d^2 T'}{dx^2}\right)_{\Delta x}$ из уравнения (7), что дает возможность вычислить температуру в конце второго участка, то-есть для $x=2\Delta x$:

$$T_{2\Delta x} = T_{\Delta x} + \left(\frac{dT'}{dx}\right)_{\Delta x} \Delta x + \left(\frac{d^2 T'}{dx^2}\right)_{\Delta x} \frac{\Delta x^2}{2} + \dots$$

Теперь можно применить уравнение (11) ко второму участку и т. д.

Когда T' начинает значительно отклоняться от начального значения T_r , изложенный метод становится неточным, но тогда называется возможным перейти к использованию уравнения (9) для продолжения определения T' в зависимости от x .

В следующем параграфе изложенное поясняется на численном примере.

§ 38. Численный пример

Рассмотрим следующий случай измерения температуры газов в выхлопном трубопроводе газового двигателя. Температура измеряется термоэлектрическим пирометром, причем термонара установлена перпендикулярно к направлению движения газов.

Температура горячего спая термонары $t_r = 480^\circ\text{C}$ (получена в результате введения поправки на температуру холодного спая).

Температура помещена в предохранительной трубке, вставленной в стенку трубопровода.

Диаметр трубопровода (внутренний) $D = 600$ мм.

Размеры предохранительной трубки (мм):

Длина $l_1 = 100$

Диаметр наружный $d_1 = 20$

Диаметр внутренний $d_0 = 15$

Толщина стенки трубопровода $s = 30$

Температура воздуха в помещении $t_a = 30^\circ\text{C}$.

Трубопровод сделан из чугуна, для которого (при шероховатой поверхности) можно принять коэффициент лучеиспускания

$$C_1 = 4,06.$$

Предохранительная трубка — железная. Коэффициент лучеиспускания (поверхность покрыта ржавчиной) можно принять

$$C_2 = 3,40.$$

Коэффициент лучеиспускания для абсолютно черного тела

$$C_s = 4,96.$$

Коэффициенты теплопроводности:

для чугунного трубопровода $\lambda_s = 56$ кал/ $^\circ\text{C}$ /м час

для железной предохранительной трубки $\lambda_s = 56$

Относительно величин λ необходимо сделать следующие замечания. Теплопроводность зависит от температуры; нетрудно видеть (см. ниже), что величина λ_s даже значительно измененная, почти не влияет на результат вычисления температуры стенки трубопровода. Последнее объясняется тем, что значение

частных коэффициентов теплопередачи от газа к стенке и от стенки к воздуху значительно меньше величины $\frac{\lambda_s}{s}$ где s —

толщина стенки трубы в метрах: Зато при рассмотрении явлений теплопроводности в предохранительной трубке вдоль последней значение теплопроводности имеет сильное влияние на результат вычислений.

По некоторым исследованиям зависимость теплопроводности чугуна и железа от температуры весьма значительна; так, например, по Forbes'y:

$t=0^\circ$	50°	100°	150°	200°	275°	
$\lambda=0,207$	$0,177$	$0,157$	$0,145$	$0,136$	$0,124$	г/см-сек.

по Angstroem'y:

$$\lambda = 0,1842 (1 - 0,001562t) \text{ г/см-сек.}$$

Однако эти данные следует считать совершенно неправильными, так как в обоих случаях принято постоянство плотности и теплоемкости железа при изменении температуры, что не соответствует действительности¹.

Других иполных опытных данных относительно зависимости λ от t не имеется, но отдельные опыты показывают, что зависимость теплопроводности от температуры значительно меньше; например, по данным Lorenz'a

$$\frac{t}{\lambda} = \frac{0^\circ}{0,1665} - \frac{100^\circ}{0,1627},$$

а по данным Tait и Mitchell значение λ даже возрастает при повышении температуры.

Небольшую зависимость λ от t подтверждают также и другие исследования.

Поэтому мы примем значение

$$\lambda = \lambda_k = \lambda_s = 56 \text{ кал/}^\circ\text{С м час}$$

для всего интервала температур, которые будут встречаться в наших подсчетах.

Для дальнейших вычислений нам потребуется знать скорость газов в трубе. Для определения этой величины нужно найти объем выхлопных газов. Обычно этот объем находят вычислением по составу газов и по замеру горючего газа перед двигателем. Пусть состав газа перед двигателем:

$$\text{CO}_2 = 7,87\%$$

$$\text{C}_n \text{H}_m = 0,19\%$$

$$\text{O}_2 = 0,96\%$$

¹ См. Хвольсон. Курс физики, т. III, 1923, стр.317-322

$$\text{CH}_4' = 4,59\%$$

$$\text{CO}' = 18,82\%$$

$$\text{H}_2' = 9,61\%$$

$$\text{N}_2' = 53,95\%$$

$$\text{H}_2\text{O}' = 4,01\%$$

Состав выхлопного газа:

$$\text{CO}_2'' = 13,0\%$$

$$\text{O}_2'' = 3,0\%$$

$$\text{CH}_4'' = 0,2\%$$

$$\text{CO}'' = 1,1\%$$

$$\text{N}_2'' = 71,3\%$$

$$\text{H}_2\text{O}'' = 11,4\%$$

Состав воздуха, поступающего в машину:

$$\text{CO}_2''' = 0,0\%$$

$$\text{O}_2''' = 20,6\%$$

$$\text{N}_2''' = 77,4\%$$

$$\text{H}_2\text{O}''' = 2,0\%$$

Этим составам газов соответствуют:

Теоретически необходимый для горения объем воздуха на 1 м³ горючего газа

$$V_0 = 1,117 \text{ м}^3$$

Коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = 1,20.$$

Объем выхлопных газов на 1 м³ горючего газа

$$V_2' = \frac{1 + \alpha \cdot V_0 - \frac{\text{CO}' + \text{H}_2'}{200}}{1 - \frac{\text{CO}'' + \text{H}_2''}{200}} = 2,21 \text{ м}^3.$$

Если расход горючего газа в час, отнесенный к 0°C и 760 мм рт. ст. определен в 2000 м³, то объем выхлопных газов при тех же условиях составит:

$$V_2 = 2,21 \cdot 2000 = 4420 \text{ м}^3.$$

В условиях, существующих в трубопроводе, объем газов будет:

$$V = 4420 \frac{273 + t_g}{273} \cdot \frac{760}{H + h},$$

где: t_g — температура газа,

H — барометрическое давление,

h — относительное давление в выхлопной трубе,

Пусть $H = 742$ мм рт. ст., $h = 90$ мм рт. ст., t_g нам неизвестно, но в первом приближении, имея в виду, что от искомой величины V не требуется высокой степени точности (в этом убедемся в дальнейшем), положим:

$$t_g \cong t_r = 480^\circ \text{C}.$$

Тогда

$$V = 11140 \text{ м}^3 \text{ в час},$$

чему соответствует средняя скорость в трубопроводе

$$w = \frac{V \cdot 4}{\pi \cdot D^2 \cdot 3600} = \frac{11140 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,6^2 \cdot 3600} = 11,4 \text{ м/сек}.$$

Кроме того при вычислениях потребуется знать теплопроводность, удельный вес и теплоемкость газа.

Значения теплопроводности для отдельных газов могут быть вычислены по следующим формулам:

Для кислорода и азота (O_2 и N_2):

$$\lambda_1 = \frac{0,00167 (1 + 0,000194 T) \sqrt{T}}{1 + \frac{117}{T}}.$$

Для углекислого газа (CO_2):

$$\lambda_2 = 0,0121 (1 + 0,00385 t).$$

Для окиси углерода (CO):

$$\lambda_3 = 0,0179 (1 + 0,0026 t).$$

Для метана (CH_4):

$$\lambda_4 = 0,0268 (1 + 0,00655 t).$$

Для водяного пара (H_2O):

$$\lambda_5 = \frac{0,00578 C_v \sqrt{T}}{1 + \frac{327}{T}},$$

где λ_i выражены в кал/м-час. $^\circ\text{C}$.

T — абсолютная температура газа $= 480 + 273 = 753^\circ\text{C}$.

$$t \cong t_r = 480^\circ \text{C}.$$

C_v — теплоемкость на 1 кг при постоянном объеме; для температуры t^* для водяного пара

	$C_v = 0,387.$
Получаем	$\lambda_1 = 0,0456$
	$\lambda_2 = 0,0345$
	$\lambda_3 = 0,0403$
	$\lambda_4 = 0,1111$
	$\lambda_5 = 0,0429$

Теплопроводность смеси газов зависит от теплопроводностей и от содержания отдельных газов по закону, который в настоящее время точно не известен. Обычно вычисляют ее по правилу смешения:

$$100\lambda = \lambda_1 (O_2'' + N_2'') + \lambda_2 CO_2'' + \lambda_3 CO'' + \lambda_4 CH_4'' + \lambda_5 H_2O''.$$

откуда

$$\lambda = 0,044.$$

Удельный вес смеси газов находится по его составу

$$100\gamma_0 = 1,43 O_2'' + 1,25 N_2'' + 1,96 CO_2'' + \\ [+1,25 CO'' + 0,71 CH_4'' + 0,80 H_2O'']$$

где численные коэффициенты представляют удельные веса соответствующих газов. Получаем:

$$\gamma_0 = 1,30 \text{ кг/м}^3 \text{ при } 0^\circ\text{C и } 760 \text{ мм рт. ст.},$$

а в условиях, существующих в трубопроводе,

$$\gamma = 1,30 \frac{273}{273 + 480} \cdot \frac{742 + 90}{760} = 0,516 \text{ кг/м}^3.$$

Теплоемкость при постоянном давлении при $t = 480^\circ\text{C}$ на 1 м³ отнесенный к 0°C и 760 мм рт. ст. для отдельных газов:

кал/м³ °C

для O_2 , N_2 и CO	0,324
для CH_4	0,700
для CO_2	0,520
для H_2O	0,399

* См. Шюле. Новые таблицы и диаграммы для технических топочных газов. 1931.

Теплоемкость выхлопного газа на 1 м³ определится из
 $100 C_p' = 0,324 (O_2'' + N_2'' + CO'') + 0,700 CH_4'' + 0,520 CO_2'' + 0,399 H_2O'',$
 откуда $C_p' = 0,359$.

Та же величина, отнесенная к 1 кг газа

$$C_p = \frac{0,359}{\gamma_0} = 0,278 \text{ кал/кг}^\circ\text{C}.$$

Пользуясь найденными значениями отдельных величин, найдем частный коэффициент теплопередачи от газа к стенке трубопровода.

По Нуссельту¹ для газа, протекающего по трубе,

$$\alpha_s' = 22,6 L^{-0,05} D^{-0,16} (WC_p \gamma)^{0,75} \lambda^{0,21}$$

где, кроме уже введенных обозначений, L — длина трубы от заворота; в виду того, что обычно замер температуры выхлопных газов производится недалеко от заворота, примем $L = 3$ м. (Значение L лишь незначительно влияет на величину α_s')

$$\begin{aligned} \alpha_s' &= 22,6 \cdot 3^{-0,05} \cdot 0,6^{-0,16} (11,4 \cdot 0,276 \cdot 0,516)^{0,75} \cdot 0,044^{0,21} = \\ &= 17,7 \text{ кал/}^\circ\text{C-м}^2\text{-час.} \end{aligned}$$

Для возможности вычисления температуры трубопровода нам потребуется еще знать частный коэффициент теплопередачи от наружной стенки трубы к окружающему воздуху. Обычно температура выхлопных газов замеряется внутри здания (в подвале), то-есть при отсутствии ветра и при свободном течении окружающего воздуха, вызванном исключительно нагреванием воздуха от выхлопной трубы.

При этом труба обычно расположена горизонтально. Тогда частный коэффициент теплопередачи может быть найден по следующей формуле:

$$\alpha_s'' = 1,02 \sqrt{\frac{t_s'' - t_b}{D_n} + 4 \frac{\left(\frac{T_s''}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_b}{100}\right)^4}{t_s'' - t_b}}, \quad (1)$$

где t_s'' и T_s'' — температура наружной поверхности стенки ($^\circ\text{C}$ и $^\circ\text{C}$ абс.).

$D_n = 0,66$ м — наружный диаметр трубопровода.

Значение t_s'' может быть определено непосредственным измерением; в этом случае α_s'' вычисляется сразу; но мы предположим, что такое измерение не было произведено; тогда t_s'' и α_s'' придется определять методом последовательных приближений.

¹ См. Меркель. Основы теплопередачи. 1919, стр. 89.

Этот коэффициент теплопередачи от горячих газов к наружному воздуху K определяется из уравнения:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha'_s} + \frac{1}{\alpha''_s} \frac{D}{D_n} + \frac{1,15}{\lambda_s} D \log \frac{D_n}{D},$$

или предположить случай неизолированной стенки трубопровода. Зная значение K , определяем расход тепла через 1 м^2 внутренней поверхности стенки трубопровода в час:

$$Q = K(t_g - t_s).$$

Теперь можно определить температуру внутренней и наружной поверхностей стенки трубопровода по следующим уравнениям:

Температура внутренней поверхности:

$$t'_s = t_g - \frac{Q}{\alpha'_s}.$$

Температура наружной поверхности:

$$t''_s = \frac{D}{D_n} \frac{Q}{\alpha''_s} + t_s = t'_s - Q \frac{1,15 D \log \frac{D_n}{D}}{\lambda_s}.$$

Пользуясь этим значением t''_s , вычисляем α''_s во втором приближении по уравнению (1), затем снова вычисляем t''_s и повторяем вычисления до совпадения результатов двух последовательных вычислений.

Проведем вычисление для температуры горячего газа $t_g = 480^\circ \text{С}$.

Пусть $t''_s = 200^\circ \text{С}$, тогда

$$\alpha''_s = 1,02 \sqrt{\frac{200 - 30}{0,66}} + 4 \frac{\left(\frac{473}{100}\right)^4 - \left(\frac{303}{100}\right)^4}{200 - 30} = 13,3,$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{17,7} + \frac{1}{13,3} \frac{0,6}{0,66} + \frac{1,15}{56} 0,6 \log \frac{0,66}{0,6} = 0,125,$$

откуда $K = 8 \text{ кал } ^\circ \text{С м}^2 \cdot \text{час}$.

Как видим, влияние коэффициента теплопроводности материала стенки трубопровода невелико по сравнению с влиянием α'_s и α''_s .

Далее находим:

$$Q = 8 (480 - 30) = 3600 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{час}.$$

$$t''_s = \frac{0,6 \cdot 3600}{0,66 \cdot 13,3} + 30 = 276^\circ \text{С}.$$

Для этого значения t_s''

$$\begin{aligned} \alpha_s'' &= 18,0, \\ K &= 9,2, \\ Q &= 4140, \\ t_s'' &= 240^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Для этого значения t_s''

$$\alpha_s'' = 16,0; K = 8,7; Q = 3910; t_s'' = 252^\circ\text{C},$$

что дает

$$\alpha_s'' = 16,6; K = 8,9; Q = 4010; t_s'' = 250^\circ\text{C}.$$

Повторение вычислений приводит к тому же значению, а потому найденная величина является окончательной.

Температура внутренней поверхности стенки трубопровода

$$t_s' = 250 + 4010 \frac{1,15 \cdot 0,6 \log \frac{0,66}{0,6}}{56} = 252^\circ\text{C}.$$

Для дальнейших вычислений нам потребуется знать зависимость между t_s и t_s' . Поэтому в таблице 16 дана сводка результатов вычислений как для $t_s = 480^\circ\text{C}$, так и для других значений; последние вычисления проведены по тому же методу, который пояснен выше на примере для $t_s = 480^\circ\text{C}$.

Таблица 16

t_g	α_s'	α_s''	K	t_s'	t_s''
480	17,7	16,6	8,9	252	250
530	18,0	17,7	9,3	272	270
580	18,3	18,8	9,6	291	288
610	18,5	19,5	9,9	304	301

Из величин, которые входят в уравнение (9) § 37, необходимо определить еще α_g — частный коэффициент теплопередачи от газа к предохранительной трубке. По исследованиям Reiber'a (Меркель, стр. 121) для газового потока, перпендикулярного к цилиндрической трубе

$$\alpha_g = 0,35 \lambda \left(\frac{\gamma}{g \eta} \right)^{0,56} W^{0,66} d^{-0,44},$$

$\lambda = 0,044$ кал/м·час·°С,
 $\gamma = 11,4$ м/сек,
 $\mu = 0,02$ м,
 $\nu = 9,81$ м/сек². — ускорение силы тяжести,
 η — вязкость газовой смеси.

Вязкость отдельных газов находится по формуле Sutherland'a.

$$\eta = \eta_0 \frac{1 + \frac{C}{273}}{1 + \frac{C}{T}} \sqrt{\frac{T}{273}},$$

где вязкость при 0°С (η_0) и постоянная C зависят от рода газа (см. табл. 17).

Таблица 17 *

Коэффициент формулы Sutherland'a
для определения вязкости газов

Название газа	$10^6 \eta_0$	C
Водород	0,85	74
Азот	1,63	110
Кислород	1,84	114
Окись углерода	1,66	102
Углекислота	1,50	264

Считая вязкость N_2 , O_2 , CO , CH_4 приблизительно равной вязкости N_2 , получим для 480°С ($T = 753^\circ C$):

$$\begin{aligned} \text{для } N_2 \quad \eta &= 3,23 \cdot 10^{-6}, \\ \text{для } CO_2 \quad \eta &= 3,63 \cdot 10^{-6}. \end{aligned}$$

Для водяного пара по таблицам Sprenger'a, применяя экстраполяцию, получаем:

$$\eta = 2,72 \cdot 10^{-6}.$$

Вязкость смеси найдется из выражения:

$$100 \eta \cdot 10^6 = (N_2'' + O_2'' + CO'' + CH_4'') 3,23 + CO_2'' 3,63 + H_2O'' 2,72,$$

откуда $\eta = 3,22 \cdot 10^{-6}$, так что

$$\alpha_g = 0,35 \cdot 0,044 \left(\frac{0,516 \cdot 10^6}{9,81 \cdot 3,22} \right)^{0,66} \cdot 11,4^{0,56} \cdot 0,02^{-0,44} = 77 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ C.$$

*) Меркель. Основы теплопередачи, 1929, стр. 338.

Если вести расчет вполне точно, то нужно принимать во внимание изменение α_g вдоль длины предохранительной трубки, так как все величины, входящие в выражение α_g , должны определяться для температуры, средней между температурой газа и стенки. Температура стенки изменяется по длине предохранительной трубки; следовательно, изменяется и температура (средняя), для которой нужно вычислять α_g . Такое вычисление значительно усложнило бы и без того сложный расчет. Точность же от этого возросла бы лишь незначительно, по двум причинам:

во-первых, влияние температуры на α_g не особенно значительно, во-вторых — практические цели, с которыми ведется расчет, не требуют столь высокой точности.

Выше, при вычислении α_g' , была допущена аналогичная неточность, так как вычисление велось для t_g , а не для $\frac{t_g + t_s'}{2} = t_{cp}$; для $t_g = 480^\circ\text{C}$ разница между t_g и t_{cp} составляла около 115°C , что, согласно таблицы 16, вызывало ошибку, около $\frac{0,8}{18} 100 = 3\%$ в значении α_g' , что дает еще меньшую ошибку в значении K и остальных величин.

В дальнейшем не будем принимать во внимание изменения α_g от изменения температуры вдоль трубки.

Имея все необходимые численные величины, определим изменение температур вдоль трубки для случая $t_g = 480^\circ\text{C}$. Для этого разобьем предохранительную трубку на участки по 10 мм, начиная от условного конца трубки (фиг. 12). Для крайнего нижнего сечения

$$T = 480^\circ\text{C},$$

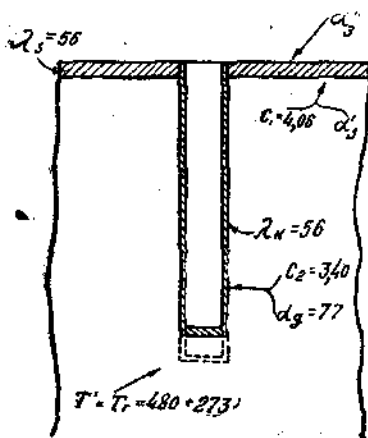
$$\left(\frac{dT'}{dx}\right)_0 = 0,$$

$$\left(\frac{d^2T'}{dx^2}\right)_0 = \frac{C_2 \cdot 100' + \alpha_g T' - K}{a} \quad (\text{из уравнения 7 § 37}),$$

где $C_2 = 3,40$, $\alpha_g = 77$;

$$K = 77 (273 + 480) + 3,40 \left(\frac{273 + 252}{100}\right)^4 = 60566;$$

$$a = \frac{56 \cdot 0,785 (0,02^2 - 0,015^2)}{3,14 \cdot 0,02} = 0,122.$$



Фиг. 12.

Следовательно

$$\left(\frac{d^2 T'}{dx^2}\right)_0 = 15170.$$

Получилось $\left(\frac{d^2 T'}{dx^2}\right) > 0$, что невозможно, так как первая производная и температура оказываются возрастающими. Для того чтобы это не получалось, должно быть

$$K > C_2 \frac{T''^4}{100^4} + \alpha_2 T',$$

что дает в предельном случае

$$K = 68911 = 77(273 + t_g) + 3,40 \left(\frac{273 + t_g}{100}\right)^4, \quad (a)$$

откуда получаем минимальное значение

$$t_g = 578^\circ \text{C}$$

(получается путем графического решения уравнения (a) или методом последовательных приближений).

Поэтому сделаем первое вычисление для $t_g = 580^\circ \text{C}$, чему соответствует $K = 69121$;

$$\left(\frac{d^2 T'}{dx^2}\right)_0 = -1720.$$

В расстоянии 10 мм от конца трубки температура будет

$$T_1' = t_r + \left(\frac{dT'}{dx}\right)_0 \Delta x + \left(\frac{d^2 T'}{dx^2}\right)_0 \frac{\Delta x^2}{2} = 480 + 0 - 1720 \frac{0,01^2}{2} = 479,92^\circ \text{C}.$$

Средняя температура первого участка

$$t_1 \cong 480^\circ \text{C}.$$

Следовательно, в уравнении (11)

$$\Delta Q_1 = 77(580 - 480) 3,14 \cdot 0,02 \cdot 0,01 = 4,84 \text{ кал.}$$

$$\Delta Q_2 = 3,40 \left\{ \left(\frac{273 + 480}{100}\right)^4 - \left(\frac{273 + 291}{100}\right)^4 \right\} 3,14 \cdot 0,02 \cdot 0,01 = 4,72 \text{ кал.}$$

Тепловой поток вдоль трубки в конце первого участка по уравнению (11):

$$Q_1 = Q_0 + \Delta Q_1 - \Delta Q_2 = 0 + 4,84 - 4,72 = 0,12 \text{ кал.}$$

В том же сечении по уравнению (2)

$$\left(\frac{dT'}{dx}\right)_1 = \frac{Q_1}{-\lambda_1 q} = \frac{-0,12}{56 \cdot 0,00014} = -15,3^\circ \text{C/м.}$$

Вторая производная сохраняет прежнее значение

$$\left(\frac{d^2 T}{dx^2}\right)_1 = -1720.$$

Это дает возможность вычислить температуру в конце второго участка.

$$t_2 = t_1 - 15,3 \cdot 0,01 - 1720 \frac{0,01^2}{2} = 479,8^\circ\text{C},$$

что дает $t_2' = 479,9^\circ\text{C}$.

$$Q_2 = 0,12 + 4,84 - 4,72 = 0,24;$$

$$\left(\frac{dT'}{dx}\right)_2 = -30,6;$$

$$\left(\frac{d^2 T'}{dx^2}\right)_2 = -1720.$$

$$t_2 = 479,4^\circ\text{C},$$

$$t_2' = 479,6^\circ\text{C},$$

$$Q_3 = 0,38,$$

$$\left(\frac{dT'}{dx}\right)_3 = -48,5,$$

$$\left(\frac{d^2 T'}{dx^2}\right)_3 = -2280.$$

Дальнейшие вычисления сведены в таблице 18.

Таблица 18

n	t_n	t'_n	Q_n	$\left(\frac{dT'}{dx}\right)_n$	$\left(\frac{d^2 T'}{dx^2}\right)_n$
4	478,8	479,1	0,57	-78	-3060
5	477,9	478,4	0,83	-107	-4080
6	476,6	477,3	1,18	-150	-5460
7	474,8	475,7	1,67	-213	-7290
8	472,3	473,5	2,34	-299	-10080
9	468,8	470,5	3,25	-415	-13960
10	464,0	466,4	4,51	-575	-19200
11	457,2	460,6	6,27	-800	-26570
12	447,9				

Дальнейшее вычисление по этому методу становится неточным, так как при вычислении температур мы учитывали при разложении в ряд лишь члены, содержащие вторые степени

приращения x . Теперь же необходимо учитывать также и члены, содержащие более высокие степени приращения x , что усложнит вычисления. Поэтому дальнейшие вычисления будем производить по формуле (9).

Из того условия, что у дна предохранительной трубки температура стенки имеет максимум, определяем по уравнению (10).

$$A_1 = KT_r - a_g \frac{T_r^2}{2} - \frac{C}{100^4} \frac{T_r^5}{5} =$$

$$6121 \cdot (480 + 273) - 77 \frac{(480 + 273)^2}{2} - \frac{3,40}{100^4} \frac{(480 + 273)^5}{5} = 28562000,$$

$$\text{где } K = a_g (283 + t_g) + C \left(\frac{273 + t_g}{100} \right)^4 =$$

$$77 (273 + 580) + 3,40 \left(\frac{273 + 291}{100} \right)^4 = 69121.$$

Результаты вычисления значений подинтегральной функции

$$B = \frac{\sqrt{\frac{a}{2}}}{\sqrt{\frac{C}{100^4} \frac{T'^5}{5} + a_g \frac{T'^2}{2} - KT' + A_1}} = \frac{\sqrt{\frac{a}{2}}}{\sqrt{E}}$$

даны в таблице 19

Таблица 19

t'	T'	$\frac{CT'^5}{100^4 \cdot 5}$	$a_g \frac{T'^2}{2}$	KT'_g	E	$\sqrt{E}$	B
457	730	1410'00	20516000	50458000	30000	173	0,001428
447	720	1316000	19958000	49767000	69000	263	0,000939
427	700	1143000	18865000	48385000	185000	430	0,000612
397	670	918000	17282000	46311000	451000	672	0,000367
357	630	675000	15281000	43546000	972000	986	0,000251
307	580	259000	10410000	40090000	1870000	1370	0,000180
247	520	259000	10410000	35943000	3288000	1816	0,000136

Значения B изображены в виде кривой на фиг. 13. На той же фигуре построена также интегральная кривая величины B . Интегральная кривая, согласно уравнению (9), представляет значения x в зависимости от T' .

Проанализируем полученные результаты. Из таблицы 18 видно, что температура 730° абс. = 457°C имеет место в расстоянии 110 мм от конца трубки; температура $291^\circ\text{C} = 564^\circ$ абс., равная температуре стенки трубопровода (см. таб. 16), достигается на

длине 68 мм от первой точки, то-есть в расстоянии 178 мм от конца трубки. Следовательно, если бы в нашем задании длина предохранительной трубки была $\left(178 - \frac{d}{4}\right) = 178 - \frac{20}{4} = 173$ мм, то температура газа равнялась бы 580°C , то-есть ошибка была бы равна $580 - 480 = 100^\circ\text{C}$.

Но в нашем примере длина предохранительной трубки $l_1 = 400$ мм, а фиктивная длина трубки $400 + \frac{20}{4} = 405$ мм,

что обуславливает меньшую величину ошибки, поскольку влияние теплопроводности вдоль трубки будет меньше, так как тот же перепад температур — от 480°C до 291°C — распределяется на большую длину трубки.

Итак температура газа оказывается меньше 580°C ;



Фиг. 13.

но нетрудно доказать, что она не может быть ниже 578°C [см. выше формулу (a)].

В самом деле, при температуре 578°C оказывается:

$$\left(\frac{d^2 T'}{dx^2}\right)_0 = 0,$$

так как при этом значении

$$K = C \left(\frac{T_r}{100}\right)^4 + \alpha_g T_r.$$

Кроме того вообще $\left(\frac{dT'}{dx}\right)_0 = 0,$

Следовательно,

$$\left(\frac{d^3 T'}{dx^3}\right)_0 = \left[\frac{d}{dx}\left(\frac{d^2 T'}{dx^2}\right)\right]_0 = \left[4C \frac{T''^3}{100^4 a} + \frac{\alpha_2}{a}\right]\left(\frac{dT'}{dx}\right)_0 = 0,$$

$$\left(\frac{d^4 T'}{dx^4}\right)_0 = \left[\frac{d}{dx}\left(\frac{d^3 T'}{dx^3}\right)\right]_0 = 12C \frac{T''^2}{100^4 a} \left(\frac{dT'}{dx}\right)_0^2 + \left[4C \frac{T''^3}{100^4 a} + \frac{\alpha_2}{a}\right]\left(\frac{d^2 T'}{dx^2}\right)_0 = 0$$

вообще

$$\left(\frac{d^n T'}{dx^n}\right)_0 = 0.$$

Тогда по формуле Тейлора для интервала Δx

$$T_1 = T_r,$$

$$\Delta Q_1 = \Delta Q_2,$$

$$Q_1 = Q_0 = 0,$$

$$\left(\frac{dT'}{dx}\right)_1 = 0; \left(\frac{d^2 T'}{dx^2}\right)_1 = 0 \text{ и т. д.}$$

То-есть температура стенки предохранительной трубки оказывается постоянной и равной T_r по всей длине.

Для $t_g = 580^\circ\text{C}$ мы получили температуру в месте закрепления предохранительной трубки меньшую, чем температура стенки трубы, а для $t_g = 578^\circ\text{C}$ температура в месте закрепления предохранительной трубки оказывается больше температуры стенки трубы. Следовательно, действительная температура выходного газа заключается между 578 и 580°C , то-есть ошибка измерения заключается между

$$578 - 480 = 98^\circ\text{C} \text{ и}$$

$$580 - 480 = 100^\circ\text{C}.$$

Отсюда видим, что при достаточно большой длине предохранительной трубки можно совсем не учитывать влияние тепловой утечки, а принимать во внимание лишь влияние теплообмена лучеиспусканием между концом предохранительной трубки и внутренней поверхностью стенки трубопровода.

§ 39. Влияние глубины погружения предохранительной трубки на величину ошибки от тепловой утечки

Если предположим, что глубина погружения предохранительной трубки 70 мм, то ошибка будет больше 100° . Чтобы определить ее величину, нужно провести вычисления, аналогичные сделанным в § 38 для других, более высоких значений t_g , и подобрать такое значение t_g , при котором в расстоянии 70 мм от дна трубки температура ее стенки окажется равной температуре стенки трубопровода.

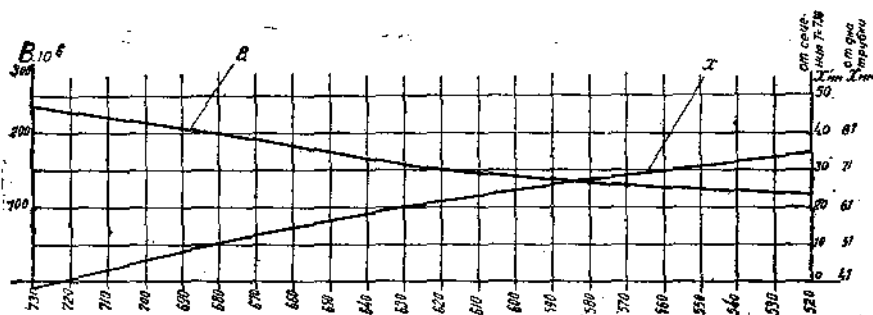
В результате вычислений для $t_g = 610^\circ\text{C}$ получаем таблицы 20 и 21, построенные аналогично таблицам 18 и 19, а именно:

Таблица 20

n	t_n	t'_n	Q_n	$\left(\frac{dT'}{dx}\right)_n$	$\left(\frac{d^2T'}{dx^2}\right)_n$
0	480	—	—	0	—23300
1	478,4	479,2	1,85	—236	—25200
2	474,9	476,65	3,98	—501	—29000
3	468,5	471,7	6,40	—816	—35900
4	458,5	—	—	—	—

Таблица 21

t'	T'	$\frac{CT'^3}{100^4 \cdot 5}$	$\alpha_g \frac{T'^2}{2}$	KT'	E	$\sqrt{E}$	B
458,5	731,5	1424000	20600000	52492000	1091000	1044	0,000237
457	730	1410000	20516000	52385000	1100000	1049	0,000235
447	720	1316000	19958000	51687000	1166000	1080	0,000229
427	700	1149000	18865000	50232000	1335000	1155	0,000214
397	670	918000	17282000	48079000	1680000	1296	0,000191
357	630	675000	15281000	45209000	2316000	1522	0,000156
307	580	446000	12952000	41621000	3336000	1826	0,000135
247	520	259000	10410000	37316000	4912000	2216	0,000111



Фиг. 14.

На фиг. 14 дана кривая значений B и x , для этого случая ($t_g = 610^\circ\text{C}$). В расстройнии от дна трубки $\left(70 + \frac{20}{4}\right) = 75$ мм температура оказывается меньше температуры стенки трубопровода; отсюда заключаем, что температура газа в действительности несколько ниже 610°C .

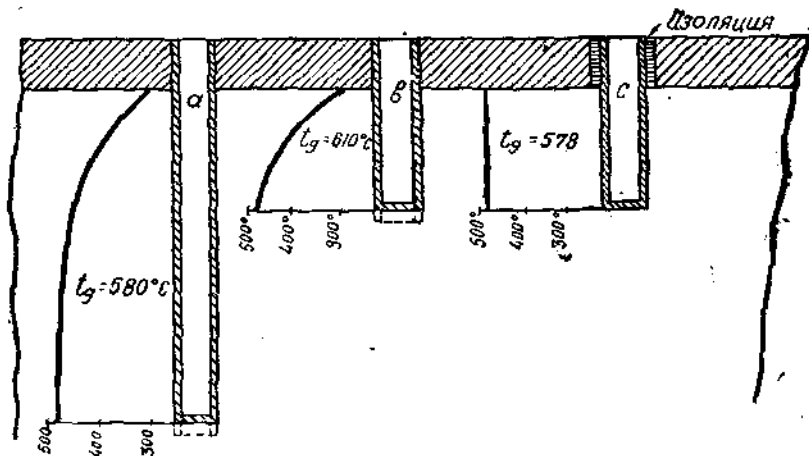
Если бы тепловой утечки совсем не было, то температура бы определялась бы из условия:

$$\left(\frac{d^2 T'}{dx^2}\right)_0 = 0,$$

$$\text{то-есть } C \frac{T_r^4}{100^4} + \alpha_r T_r = \alpha_g (273 + t_g) + C \left(\frac{273 + t_g}{100}\right)^4,$$

где $C=3,4$; $\alpha_g=77$; $T_r=480$.

Находим, что $t_g=578^\circ\text{C}$, то-есть ту же величину, которая была найдена для предохранительной трубки длиной в 400 мм. Такой результат получается потому, что коэффициент лучеиспускания тела, целиком находящегося внутри другого тела, не зависит



Фиг. 15.

от его положения, а при относительно малой поверхности внутреннего тела не зависит также и от его размеров.

Итак оказывается, что при длине предохранительной трубки в 178 мм ошибка от тепловой утечки равна $2^\circ\text{C} = (580 - 578)$, а при длине предохранительной трубки 63 мм ошибка от тепловой утечки достигает $32^\circ\text{C} = (610 - 578)$ (см. фиг. 14).

Кроме того в обоих случаях имеется ошибка от лучеиспускания в $98^\circ\text{C} = (578 - 480)$.

Последние значения следует понимать, как подсчитанные условно, так как в действительности оба процесса происходят одновременно и влияют друг на друга; поэтому разделение ошибки на две части не может быть сделано точно.

На фиг. 15 на основании предыдущих вычислений даны зависимости температур стенки предохранительной трубки при различной длине трубки и при одинаковом показании измерительного прибора.

Предохранительные трубки *a* и *b* различаются только длиной, но одинаково впаяны в стенку трубопровода; трубка *c* укреплена в стенке трубопровода не непосредственно, а с разделением тепловой изоляцией. Отсюда видим, что методы *a* (глубокое погружение) и *c* (введение изоляции) почти равноценны, метод же *b* дает значительно большую ошибку, чем первые два метода.

Если требуется освободиться также и от влияния лучеиспускания, то это достигается следующими способами.

1) Изготовлением предохранительной трубки из материала с малым коэффициентом лучеиспускания (полированная медь, никелированное железо и т. д.); однако свойства поверхности быстро теряются в работе, а поэтому более действительны следующие средства;

2) покрытием хорошей изоляцией трубопровода, что повышает температуру стенки его;

3) устройством защиты от лучеиспускания;

4) одновременным применением двух или трех перечисленных выше методов.

Если приняты достаточные меры в указанном смысле, то введение поправок по разобранным нами методу можно считать излишним, в виду небольшой величины ошибки и большой сложности вычислений.

Поэтому проделывать изложенные здесь вычисления нужно лишь тогда, когда не принято достаточных мер для устранения ошибок. В этих случаях нет другого пути для определения температуры газа, кроме выполнения разобранных вычислений.

§ 40. Указания о методе вычислений для различных встречающихся в практике случаев

На фиг. 16 показаны типичные случаи, к которым можно применить разобранный метод вычислений.

а) Длинная предохранительная трубка (фиг. 16, *a*). Можно вводить поправку только на лучеиспускание, находя t_g по формуле:

$$C \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 + \alpha_g T_g = \alpha_g (273 + t_g) + C \left(\frac{273 + t_g}{100} \right)^4. \quad (a)$$

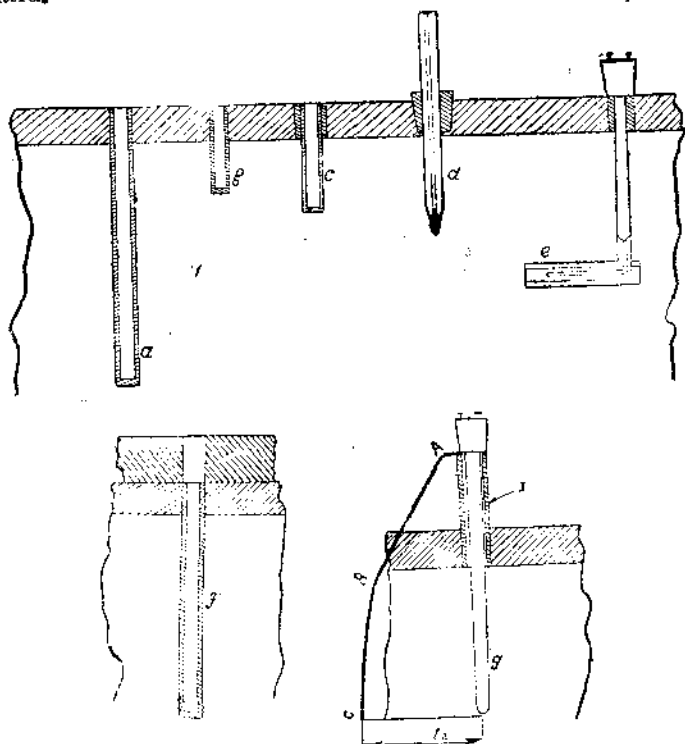
б) Короткая предохранительная трубка, впаянная в стенку трубопровода (фиг. 16, *b*). Необходимо учитывать и лучеиспускание и тепловую утечку вдоль стенки предохранительной трубки. Зависимость между температурой стенки предохранительной трубки и расстоянием от конца ее определяется уравнением (9). Конечные условия:

1) у дна трубки известно $T' = T_g$ и $\left(\frac{dT'}{dx} \right)_0 = 0$;

2) у стенки трубопровода $T = T'_1$.

с) Предохранительная трубка любой длины, но не выступающая наружу, отделенная слоем изоляции от стенки трубопровода (фиг. 16, с). Учитывается только лучеиспускание, как в случае 'а).

д) Стекланный термометр без предохранительной трубки (фиг. 16, d). Учитывается только лучеиспускание между шариком и стенкой трубопровода, так как тепловая утечка ничтожна вследствие малого значения коэффициента теплопроводности стекла.



Фиг. 16.

е) Термопара с защитой от лучеиспускания (фиг. 16, e), учитывается только тепловая утечка вдоль стенки предохранительной трубки. Конечные условия — у горячего спая $T' = T_r$ и $\left(\frac{dT''}{dx}\right)_0 = 0$, а у холодного спая $T' = T_x$. При этом предполагается, что предохранительная трубка не выступает наружу. Если бы трубка выступала наружу, то для наружной части исследование велось бы по методу, изложенному ниже — в § 42.

Поскольку в данном случае учитывается только тепловая утечка вследствие теплопроводности, исследование может быть упрощено и ведется по методу, изложенному в § 41.

г) Трубопровод хорошо изолирован (фиг. 16, г). Учитывается только тепловая утечка, как в (е).

г) Термопара выступает наружу, но наружная часть находится в специальной трубке, отделяющей термопару от внешнего пространства (фиг. 16, г).

Исследование погруженной части ведется по общим правилам в выступающей части, вследствие отсутствия теплообмена с окружающим пространством, температуры стенки термопары изменяются по закону $\frac{dT}{dx} = \text{const}$, причем прямая AB является ка-

сательной к кривой BC в точке B . Если холодный спай термопары охлаждается окружающим воздухом или специально подведенной водой, то $\frac{dT}{dx} = \text{const} > 0$.

Если же холодный спай предохранен от охлаждения, то получается $\frac{dT}{dx} = \text{const} = 0$ для всей выступающей части. В этом случае мы приходим к тому выводу, что холодный спай будет иметь температуру точки B , а так как в точке B $\frac{dT}{dx} = 0$, то точка B имеет ту же температуру, что и точка C , то-есть термо-

пара не будет давать показаний, так как температуры горячего и холодного спаев оказываются равными. Однако в этом случае будет иметь место теплообмен между выступающей частью термопары и трубкой I , так как термопара оказывается сильно нагретой по всей длине.

Поэтому рассматриваемый случай не поддается простому исследованию, если только не устроено специальное охлаждение головки термопары, что дает возможность принять для вы-

ступающей части закон $\frac{dT}{dx} = \text{const} > 0$, что соответствует отсутствию теплообмена между термопарой и трубкой I .

Если же охлаждения нет, то необходимо заполнять теплоизолирующим веществом пространство между термопарой и трубкой I , а так как термопара окажется тогда одинаково прогретой по всей своей длине, то неизбежно будет применение компенсационных проводов для отвода холодного спая. Применение теплоизолирующего вещества между термопарой и трубкой I целесообразно также и при искусственном охлаждении головки термопары: при этом вычисления получают большую надежность, так как закон $\frac{dT}{dx} = \text{const}$ можно будет считать выдержанным для всей выступающей части достаточно точно.

Из всех перечисленных случаев нами рассмотрены установки с одновременным действием лучеиспускания и тепловой утечки

также с действием только лучеиспускания [вычисление ведется по формуле (a)]. Из приведенного описания различных типов установок видим, что иногда приходится учитывать только тепловую утечку. В следующем параграфе выведем соответствующие формулы.

§ 41. Случай отсутствия лучеиспускания

Если лучеиспускания нет, то в формуле (9) § 37 следует считать $C=0$; это приводит к следующему уравнению:

$$x = \int \frac{\sqrt{\frac{a}{2}} dT'}{\sqrt{\frac{\alpha_g}{2} T'^2 - K T' + A_1}} + A_2,$$

где $K = \alpha_g (273 + t_g)$

$$A_1 = \alpha_g (273 + t_g) T_r - \frac{\alpha_g}{2} T_r^2.$$

A_2 определяется из того условия, что при $T' = T_r$ должно быть $x=0$.

Коэффициенты подкоренного выражения удовлетворяют условию

$$\begin{aligned} \left(\frac{K}{2}\right)^2 - A_1 \frac{\alpha_g}{2} &= \alpha_g^2 \left(\frac{273 + t_g}{2}\right)^2 - \alpha_g^2 (273 + t_g) \frac{T_r}{2} + \alpha_g^2 \frac{T_r^2}{4} = \\ &= \alpha_g^2 \left\{ \left(\frac{273 + t_g}{2}\right) - \frac{T_r}{2} \right\}^2 > 0. \end{aligned}$$

Следовательно, подкоренное выражение не представляет полного квадрата, и вычисление x должно вестись с помощью одной из подстановок Euler'a, а именно:

$$\sqrt{\frac{\alpha_g}{2} T'^2 - K T' + A_1} = T' \sqrt{\frac{\alpha_g}{2}} + y,$$

так как коэффициент при T'^2 :

$$\frac{\alpha_g}{2} > 0$$

После преобразований, излагаемых в курсах интегрального исчисления, получаем

$$x = \frac{\sqrt{\frac{a}{2}}}{\sqrt{\frac{\alpha_g}{2}}} \ln \left\{ -\frac{-\frac{K}{2} + \frac{\alpha_g}{2} T' + \sqrt{\frac{\alpha_g}{2} T'^2 - K T' + A_1}}{\left(\frac{K}{2}\right)^2 - A_1 \frac{\alpha_g}{2}} \right\} + A_2$$

Подставляя $T' = T_r$ и $x=0$, получим:

$$0 = \sqrt{\frac{a}{\alpha_g}} \ln \left[-\frac{1}{2} \frac{-K + \alpha_g T_r}{\left(\frac{K}{2}\right)^2 - A_1 \frac{\alpha_g}{2}} \right] + A_2 =$$

$$= \sqrt{\frac{a}{\alpha_g}} \ln \frac{2}{\alpha_g (273 + t_g - T_r)} + A_2.$$

Исключая A_2 , получим:

$$x = \sqrt{\frac{a}{\alpha_g}} \ln \frac{\frac{K}{2} - \frac{\alpha_g}{2} T' - \sqrt{\frac{\alpha_g}{2} \sqrt{\frac{\alpha_g}{2} T'^2 - K T' + A_1}}}{\frac{K}{2} - \frac{\alpha_g}{2} T_r} =$$

$$= \sqrt{\frac{a}{\alpha_g}} \ln \frac{T_g - T' - \sqrt{T'^2 - 2 T_g T' + 2 T_g T_r - T_r^2}}{T_g - T_r},$$

откуда

$$\sqrt{T'^2 - 2 T_g T' + 2 T_g T_r - T_r^2} = e^{\sqrt{\frac{\alpha_g}{a}} (T_g - T_r)} - (T_g - T').$$

После освобождения от корня и простых преобразований получаем:

$$T_g - T' = (T_g - T_r) \frac{e^{\sqrt{\frac{\alpha_g}{a}} x} + e^{-\sqrt{\frac{\alpha_g}{a}} x}}{2} - (T_g - T_r) \cosh \left(x \sqrt{\frac{\alpha_g}{a}} \right),$$

что представляет уравнение теплопроводности—обычно выводимое другим путем (см. Хвольсон. Курс физики, т. III).

Зная конечное условие

$$\text{при } x = l + \frac{d}{4} = l_1$$

должно быть $T' = T_i$, можем найти величину ошибки:

$$T_g - T_r = \frac{T_g - T_i}{\cosh \left(l_1 \sqrt{\frac{\alpha_g}{a}} \right)}, \quad (12)$$

где

$$a = \frac{\lambda_s d}{\pi g}.$$

Применим уравнение (12) к уже разобранному нами примеру для случая длины предохранительной трубки $l = 63$ мм, кото-

ая впаяна в стенку трубопровода; остальные численные данные оставляем прежними. Находим:

$$l_1 = 63 + \frac{20}{4} = 68 \text{ мм} = 0,068 \text{ м.}$$

$$\cosh \text{hyp} \left(l_1 \sqrt{\frac{\alpha_g}{\alpha}} \right) = \cosh \text{hyp} \left(0,068 \sqrt{\frac{77}{0,122}} \right) = \cosh \text{hyp} 1,71 = 2,8549$$

Подставляя это в уравнение (12), получим:

$$1,85 T_g + T_i = 2,85 T_r = 2,85 (470 + 273) = 2146 \quad (12a)$$

Кроме этой зависимости, имеем еще зависимость между T_g и $T_i (= T'_g)$, даваемую таблицей 16. Левая часть уравнения (12) дает

$$\begin{array}{ll} \text{при } T_g = 480 + 273 & 1,85 T_g + T_i = 1918, \\ \text{при } T_g = 530 + 273 & 1,85 T_g + T_i = 2030, \\ \text{при } T_g = 580 + 273 & 1,85 T_g + T_i = 2142, \\ \text{при } T_g = 610 + 273 & 1,85 T_g + T_i = 2210. \end{array}$$

То-есть действительное значение:

$$t_g \cong 582^\circ \text{C}$$

Для другого разобранныго нами примера при длине предохранительной трубки 173 мм имеем

$$\cosh \text{hyp} \left(0,178 \sqrt{\frac{77}{0,122}} \right) = 43,68$$

и вместо (12a) получаем

$$\begin{array}{ll} 42,68 T_g + T_i = 32891 \\ \text{при } T_g = 480 + 273 & 42,68 T_g + T_i = 32663, \\ \text{при } T_g = 530 + 273 & 42,68 T_g + T_i = 34817, \end{array}$$

то-есть действительное значение

$$t_g \cong 485^\circ \text{C.}$$

Эти вычисления подтверждают уже полученный нами результат, что удлинением предохранительной трубки можно почти уничтожить ошибку от тепловой утечки.

С другой стороны нельзя определять влияние тепловой утечки не учитывая лучеиспускания, если они действуют одновременно.

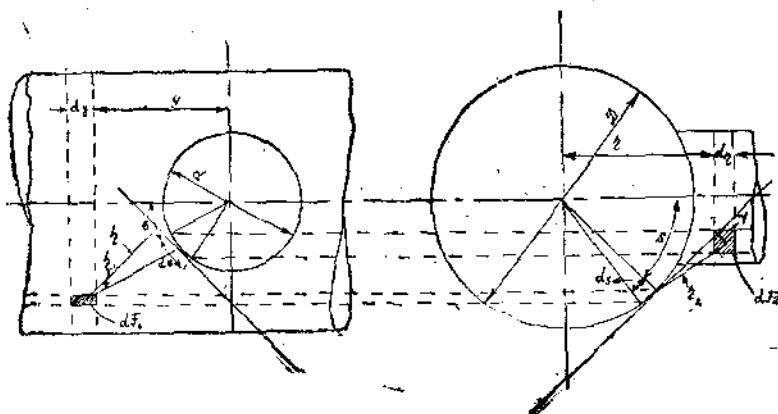
Например, для трубки длиной 63 мм мы получили общую ошибку — 130°C , а отдельно от лучеиспускания — 98°C и от тепловой утечки — 102°C , то-есть общая ошибка не равна сумме ошибок от каждого фактора в отдельности.

Приступая к вычислениям, необходимо поэтому тщательно выбрать метод вычисления применительно к данному типу измерительной установки.

§ 42. Тепловые процессы в выступающей части предохранительной трубки

Здесь также происходит теплообмен путем теплопередачи (окружающему воздуху), посредством лучеиспускания (между предохранительной трубкой и наружной поверхностью трубопровода) и путем теплопроводности вдоль стенки предохранительной трубки. Передача тепла теплопроводностью вызывается как двумя первыми факторами, так и охлаждением головки термомпары, если таковое применяется.

Главное затруднение при рассмотрении теплообмена в выступающей части предохранительной трубки заключается в учете лучеиспускания, с которого мы начнем изучение происходящих процессов.



Фиг. 17.

На фиг. 17 изображена обычная схема расположения предохранительной трубки и трубопровода, при этом трубопровод принят прямолинейным. Если измерительный прибор расположен на завороте трубопровода или вблизи его, то вычисления значительно усложняются.

Возьмем на поверхности трубопровода ($\odot D$) элемент поверхности

$$dF_1 = dy ds$$

и на поверхности предохранительной трубки ($\odot d$) элемент поверхности

$$dF_2 = d\eta ds.$$

Введем еще следующие обозначения:

r — расстояние между двумя выделенными элементарными площадками;

r_1 — проекция этого расстояния на плоскость, перпендикулярную к оси предохранительной трубки;

r_2 — проекция r на плоскость, перпендикулярную к оси трубопровода;

n — расстояние от площадки на трубопроводе до плоскости, касательной к площадке на предохранительной трубке (по нормали касательной плоскости).

γ — расстояние от площадки на предохранительной трубке до плоскости, касательной к площадке на трубопроводе (по нормали к касательной плоскости).

Все расстояния, кроме r , видны на фиг. 17 в натуральную величину.

φ_1 — угол между направлением r и направлением нормали к dF_1 .

φ_2 — угол между направлением r и направлением нормали к dF_2 .

Количество теплоты, передаваемой путем лучеиспускания между площадками dF_1 и dF_2 , определяется согласно законов Ламберта и Стефана-Больцмана следующей формулой:

$$dQ = C \frac{\cos \varphi_1 \cdot \cos \varphi_2}{\pi r^2} dF_1 dF_2 \left[\left(\frac{273 + t''}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + t_s''}{100} \right)^4 \right], \quad (1)$$

где по Нуссельту для тел произвольно расположенных в пространстве,

$$C \approx \frac{C_1 C_2}{C_s} \text{ (обозначения прежние).}$$

В дальнейшем будем обозначать для простоты температуру стенки предохранительной трубки через t (и T) вместо t'' (и T''), а температуру наружной поверхности трубопровода — через t_s (и T_s) вместо t_s'' (и T_s'').

Для возможности интегрирования уравнения (1) по поверхностям F_1 и F_2 выразим переменные φ_1 , φ_2 , r , F_1 , F_2 через независимые переменные y , S , η , σ , которые выбираем следующим образом (фиг. 17).

y — по оси трубопровода, считая 0 в точке пересечения осей трубопровода и предохранительной трубки;

S — по окружности трубопровода, считая 0 на образующей, на которой пересекается поверхность трубопровода с осью предохранительной трубки.

Аналогично выбраны η — по оси предохранительной трубки и σ по ее окружности.

Замечая, что

$$\cos \varphi_1 = \frac{\gamma}{r},$$

$$\cos \varphi_2 = \frac{n}{r},$$

$$dF_1 = dy dS,$$

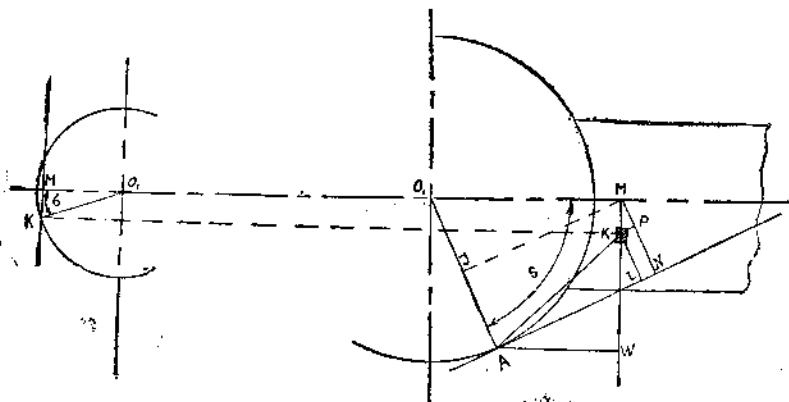
$$dF_2 = d\eta d\sigma,$$

напишем (1) в виде:

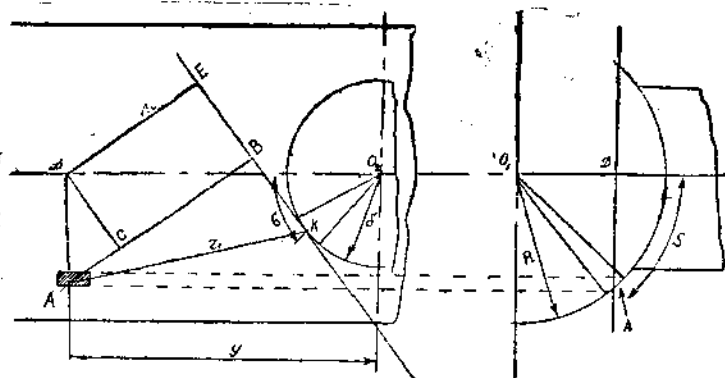
$$dQ = \frac{C_1 C_2 n}{\pi C_s r^4} \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_s}{100} \right)^4 \right] dy dS d\eta d\sigma. \quad (2)$$

Для вычисления n применяем построение, показанное на фиг. 18.

$$n = AC + CB,$$



Фиг. 18.



Фиг. 19.

но

$$AC = AD \sin ADC = AO_1 \sin AO_1 D \sin ADC = R \cos \frac{S}{R} \sin \frac{\sigma}{\rho};$$

$$CB = O_2 D \cos O_2 DE - \rho = y \cos \frac{\sigma}{\rho} - \rho.$$

Следовательно,

$$n = R \sin \frac{S}{R} \sin \frac{\sigma}{\rho} + y \cos \frac{\sigma}{\rho} - \rho. \quad (3)$$

Для вычисления ν применяем аналогичное построение, показанное на фиг. 19.

$$\nu = KL = MN - MP,$$

но

$$MN = O_1A - O_1J = O_1A - O_1M \cos MO_1A = R - \eta \cos \frac{S}{R}$$

$$MP = KM \sin MKP = KO_2 \sin MO_2K \sin MKP = \rho \sin \frac{\sigma}{\rho} \sin \frac{S}{R}$$

Следовательно,

$$\nu = R - \eta \cos \frac{S}{R} - \rho \sin \frac{\sigma}{\rho} \sin \frac{S}{R}. \quad (4)$$

Далее из фиг. 18 находим:

$$r_1^2 = KV^2 + AV^2,$$

где:

$$KV = O_2D - O_2K \cos DO_2K = y - \rho \frac{\sigma}{\rho}$$

$$AV = AD - O_2K \sin DO_2K = R \sin \frac{S}{R} - \rho \sin \frac{\sigma}{\rho}$$

Получаем:

$$r_1^2 = y^2 - 2y\rho \cos \frac{\sigma}{\rho} + \rho^2 + R^2 \sin^2 \frac{S}{R} - 2R\rho \sin \frac{S}{R} \sin \frac{\sigma}{\rho}.$$

Из фиг. 19 имеем:

$$AV = O_1M - O_1A \cos AO_1M = \eta - R \cos \frac{S}{R}$$

и наконец,

$$\begin{aligned} r = r_1^2 + AW^2 = y^2 - 2y\rho \cos \frac{\sigma}{\rho} + \eta^2 - 2\eta R \cos \frac{S}{R} - \\ - 2R\rho \sin \frac{S}{R} \sin \frac{\sigma}{\rho} + R^2 + \rho^2. \end{aligned} \quad (5)$$

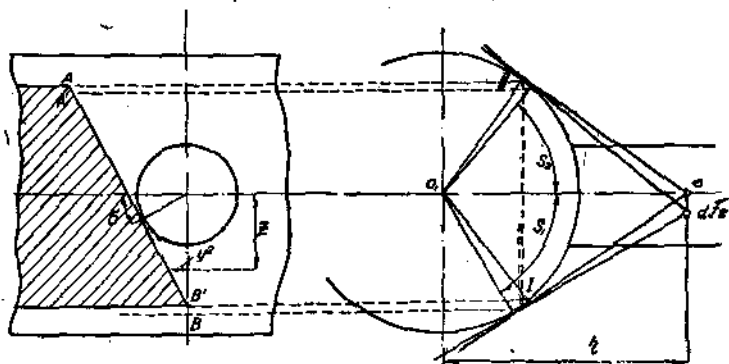
Для того чтобы упростить полученные выражения для n , ν , r , заметим, что обычно ρ представляет малую величину по сравнению с другими величинами, а потому все слагаемые, содержащие ρ и ρ^2 и не содержащие y , η , могут быть отброшены. Этого нельзя сделать при трубопроводах малого диаметра, когда нельзя пренебречь ρ по сравнению с R ; но эти случаи относятся главным образом к случаю измерения температуры воды, когда вследствие сравнительной малости температур теплообмен лучеиспусканием не имеет существенного значения; кроме того для измерения температур воды обычно применяются ртутные термометры, для которых можно вообще не рассматривать теплообмена в выступающей части термометра вследствие ничтожного коэффициента теплопроводности стекла (достаточно ввести поправку на выступающий столбик обычным способом).

Заметим еще, что температура стенки предохранительной трубки может быть принята постоянной на всем элементарном кольце предохранительной трубки, то-есть $T=f(\eta)$ и не зависит от других переменных.

Интегрируя выражение (2) по переменным y, S, σ , получим количество тепла, получаемое путем лучеиспускания элементарным кольцом высотой $d\eta$ предохранительной трубки

$$dQ_8 = \frac{C_1 C_2}{\pi C_s} \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_s}{100} \right)^4 \right] d\eta \cdot$$

$$\int_{y_1}^{y_2} \int_{S_1}^{S_2} \int_{\sigma_1}^{\sigma_2} \frac{\left(R \sin \frac{S}{R} \sin \frac{\sigma}{\rho} + y \cos \frac{\sigma}{\rho} \right) \left(R - \eta \cos \frac{S}{R} \right) dy dS d\sigma}{\left(y^2 - 2 y \rho \cos \frac{\sigma}{\rho} + \eta^2 - 2 \eta R \cos \frac{S}{R} + R^2 \right)^2} \quad (6)$$



Фиг. 20.

Теперь необходимо определить пределы интегрирования. Интегрирование по σ может быть произведено в пределах от $\sigma_1 = 0$ до $\sigma = \frac{2\pi R}{4}$, так как в каждой четверти происходит одинаковый процесс теплообмена. Результат следует умножить на 4.

Пределы для S и y зависят от σ и η , как видно из фиг. 17, ибо для каждой точки на предохранительной трубке существуют свои предельные значения S и y , дальше которых лучи от стенки трубопровода не могут попасть на взятую точку поверхности предохранительной трубки. Из фиг. 20 видно, что на элемент поверхности трубки dF_2 попадают лучи только с заштрихованной части поверхности трубопровода. Этим определяются пределы для y :

$$y_1 = L,$$

где L длина трубопровода от измерительного прибора до конца трубопровода или до стены, из-за которой лучи уже не могут попадать на измерительный прибор.

Для y_2 получаем уравнение прямой AB (фиг. 20) с параметрами, зависящими от σ . Это уравнение в нормальной форме имеет вид

$$y_2 \cos \frac{\sigma}{\rho} + z \sin \frac{\sigma}{\rho} = \rho,$$

где $z = R \sin \frac{S}{R}$;

следовательно,

$$y_2 = \frac{-R \sin \frac{S}{R} \sin \frac{\sigma}{\rho} + \rho}{\cos \frac{\sigma}{\rho}}. \quad (7)$$

При определении пределов S будем считать, что ρ настолько мал, что dF_2 можно считать находящимся на оси предохранительной трубки. Тогда $S_1 = -S_2$ (dF_2 переносим в точку O фиг. 20).

Из $\triangle OIO_1$ имеем:

$$\frac{O_1 I}{IO} = \frac{R}{\eta} = \cos \frac{S_1}{R},$$

откуда

$$S_1 = R \arccos \frac{R}{\eta} \quad (8)$$

Пределы, определенные этими рассуждениями, показывают, что первое интегрирование должно быть выполнено по y , так как только пределы этой переменной зависят от двух других переменных. Что же касается S и σ , то предел S зависит только от η , а пределы σ постоянны, так что порядок интегрирования по S и σ безразличен.

Интегрирование выражения (6) по y представляет интегрирование рациональной дроби.

$$\begin{aligned} I_y &= \int_{y_1}^{y_2} \frac{\left(R \sin \frac{S}{R} \sin \frac{\sigma}{\rho} + y \cos \frac{\sigma}{\rho} \right) \left(R - \eta \cos \frac{S}{R} \right) dy}{\left[y^2 - 2 y \rho \cos \frac{\sigma}{\rho} + \eta^2 - 2 \eta R \cos \frac{S}{R} + R^2 \right]^2} = \\ &= A \int_{y_1}^{y_2} \frac{(y + D) dy}{(y^2 - 2 y B + C)^2} \quad (9) \\ \text{где } A &= \left(R - \eta \cos \frac{S}{R} \right) \cos \frac{\sigma}{\rho} \\ B &= \rho \cos \frac{\sigma}{\rho} \end{aligned}$$

$$C = \eta^2 - 2\eta R \cos \frac{S}{R} + R^2$$

$$D = R \sin \frac{S}{R} \operatorname{tg} \frac{\sigma}{\rho}$$

Докажем, что трехчлен в знаменателе не имеет действительных корней и следовательно, не может быть разложен на множители типа $(y - a)$. Для этого нужно исследовать величину

$$B^2 - C = \rho^2 \cos^2 \frac{\sigma}{\rho} - \eta^2 + 2\eta R \cos \frac{S}{R} - R^2.$$

Наибольшие значения положительных членов этого выражения получаются при

$$\cos \frac{\sigma}{\rho} = \cos \frac{S}{R} = 1.$$

Тогда имеем:

$$B^2 - C = \rho^2 - \eta^2 + 2\eta R - R^2 = \rho^2 - (\eta - R)^2$$

Но если бы мы взяли для r^2 его полное выражение по формуле (5), то получили бы

$$B^2 - C = \rho^2 - (\eta - R)^2 \rho^2 = -(\eta - R)^2$$

(заметив, что при

$$\cos \frac{\sigma}{\rho} = \cos \frac{S}{R} = 1$$

будет

$$\sin \frac{S}{R} = \sin \frac{\sigma}{\rho} = 0,$$

так что

$$2 R \rho \sin \frac{S}{R} \sin \frac{\sigma}{\rho} = 0).$$

Получилось

$$B^2 - C < 0,$$

чем и доказана невозможность разложения знаменателя на множители.

По известным правилам интегрирования дробей типа (9) следует принять

$$y - B = v$$

и, для краткости,

$$\sqrt{C - B^2} = m$$

Тогда, разбивая интеграл (9) на два интеграла, имеем

$$I_y = A \int_{y_1}^{y_2} \frac{v dv}{(v^2 + m^2)^2} + A(B + D) \int_{y_1}^{y_2} \frac{dv}{(v^2 + m^2)^2}. \quad (10)$$

Находим:

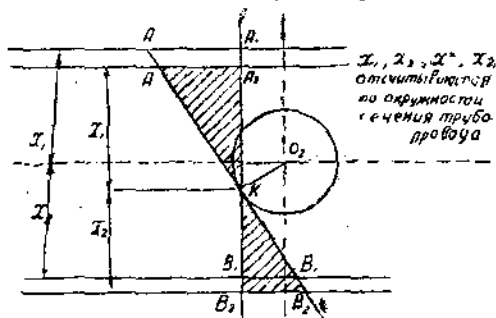
$$\int_{y_1}^{y_2} \frac{v dv}{(v^2 + m^2)^2} = \int_{y_1}^{y_2} \frac{-1}{2(v^2 + m^2)}$$

и применяя метод редукции,

$$\int_{y_1}^{y_2} \frac{dv}{(v^2 + m^2)^2} = \int_{y_1}^{y_2} \frac{v}{2m^2(v^2 + m^2)} + \int_{y_1}^{y_2} \frac{1}{2m^2} \frac{1}{m} \arctg \frac{v}{m}.$$

Полученные формулы оказываются весьма сложными для дальнейшего интегрирования по другим переменным, а потому необходимо ввести упрощение. Значительное упрощение получается при подстановке не тех значений пределов y , которые найдены выше, а новых значений

$$y_1 = B; y_2 = \infty.$$



Фиг. 21.

Эти допущения оправдываются следующими рассуждениями. Возьмем (фиг. 21) прямую AB , представляющую верхний предел $y = y_2$. Интегрирование должно распространяться на площадь слева от AB . Вспомним, что предельные линии для S , то-есть AA_1 и BB_1 , были определены нами в том предположении, что K лежит на оси измерительного прибора O_1 . В действительности же предельными для S линиями будут $A'A_2$ и $B'B_2$, причем $x_1 = x_2$. Тогда, заменяя $\triangle B'B_2K$ треугольником $A'A_2K$ и замечая, что в смысле лучеиспускания на точку K эти треугольники равноценны (если не считать, что сама стенка предохранительной трубки препятствует лучеиспусканию с треугольника $A'A_2K$ на точку K), получим, что предельную для интегрирования по y линию AB можно заменить линией A_2B_2 , имеющей уравнение

$$y_2 = \rho \cos \frac{\sigma}{\rho} = B.$$

Что же касается другого предела y_1 , то нужно заметить что если длина L_1 от измерительного прибора до конца трубо-

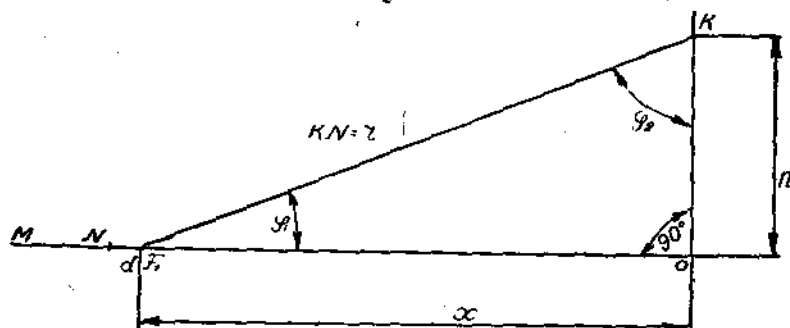
провода (или до стены) в несколько раз превышает радиус трубопровода (обычный случай), то можно принять:

$$y_1 = \infty$$

ибо влияние лучеиспускания от воображаемой части труб провода между L и ∞ невелико. Для обоснования этого допущения рассмотрим упрощенный случай — лучеиспускание от нагретой прямой OM на площадку K (фиг. 22).

Имеем:

$$\begin{aligned} dQ &= \omega \int_0^{x_1} \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{r^2} dF_1 dF_2 = \omega dF_2 \int_0^{x_1} \frac{x n}{r^4} dx = \\ &= \omega n dF_2 \int_0^{x_1} \frac{x dx}{r^4}, \end{aligned}$$



Фиг. 22.

где

$$\omega = \frac{C_1 C_2}{\pi C_s} \left\{ \left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_s}{100} \right)^4 \right\},$$

а x_1 — расстояние от O до конца прямой OM .

Заметим, что $r^2 = x^2 + n^2$;

следовательно,

$$\begin{aligned} dQ &= \omega n dF_2 \int_0^{x_1} \frac{x dx}{(x^2 + n^2)^2} = \omega n dF_2 \left\{ \frac{-1}{2(x^2 + n^2)} + \frac{1}{2n^2} \right\} = \\ &= \frac{\omega n dF_2}{2n^2} \frac{x_1^2}{x_1^2 + n^2}. \end{aligned}$$

Выделим отсюда множитель, зависящий от предела x , и подставим последовательно ряд возрастающих значений x ; получается следующая таблица:

x_1	$\frac{x_1^2}{x_1^2 + n^2}$
	$\frac{x_1^2}{x_1^2 + n^2}$
n	0,50
$5n$	0,96
∞	1,00

Это и доказывает незначительное влияние предела y_1 при ловии, если он будет не меньше некоторой величины (4—5 сот, выступающей части измерительного прибора).
Получаем

$$\begin{aligned}
 I_y &= A \left[\int_B^{\infty} \frac{-1}{2[(y-B)^2 + m^2]} + A(B+D) \int_B^{\infty} \frac{y-B}{2m^2[(y-B)^2 + m^2]} + \right. \\
 &\quad \left. + A(B+D) \int_B^{\infty} \frac{1}{2m^2} \frac{1}{m} \operatorname{arctg} \frac{y-B}{m} = \right. \\
 &= 0 + 0 + A(B+D) \frac{1}{2m^3} \frac{\pi}{2} - A \frac{-1}{2m^2} - 0 - 0 = \\
 &= \frac{A}{2m^2} + \frac{A(B+D)\pi}{4m^3}. \quad (11)
 \end{aligned}$$

Следующее интегрирование произведем по σ .
Имеем (полагая $B \approx 0$):

$$\begin{aligned}
 I_{\sigma y} &= \int_0^{\frac{\pi}{2}} I_y d\sigma = \\
 &= \frac{\left(R - \eta \cos \frac{S}{R} \right)}{2 \left(\eta^2 - 2\eta R \cos \frac{S}{R} + R^2 \right)} \left\{ \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \frac{\sigma}{\rho} d\sigma + \right. \\
 &\quad \left. + \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{R \sin \frac{S}{R} \sin \frac{\sigma}{\rho} \pi d\sigma}{2 \sqrt{\eta^2 - 2\eta R \cos \frac{S}{R} + R^2}} \right\} = \\
 &= \frac{\rho \left(R - \eta \cos \frac{S}{R} \right)}{2 \left(\eta^2 - 2\eta R \cos \frac{S}{R} + R^2 \right)} \left\{ 1 + \frac{\pi R \sin \frac{S}{R}}{2 \sqrt{\eta^2 - 2\eta R \cos \frac{S}{R} + R^2}} \right\} \quad (12)
 \end{aligned}$$

теперь остается произвести интегрирование по S .

Имеем:

$$\begin{aligned}
 I_{s \sigma y} &= \int_{s_1}^{s_2} I_{\sigma y} ds = \frac{\rho}{2} \int_{s_1}^{s_2} \frac{\left(R - \eta \cos \frac{S}{R} \right) ds}{\eta^2 - 2\eta R \cos \frac{S}{R} + R^2} + \\
 &+ \frac{\pi \rho R}{4} \int_{s_1}^{s_2} \frac{\left(R - \eta \cos \frac{S}{R} \right) \sin \frac{S}{R} ds}{\left(\eta^2 - 2\eta R \cos \frac{S}{R} + R^2 \right)^{3/2}} = \frac{\rho}{2} I' + \frac{\pi \rho R}{4} I''. \quad (13)
 \end{aligned}$$

Первый интеграл приводится к рациональному виду подстановкой:

$$\operatorname{tg} \frac{S}{2R} = z,$$

что дает:

$$\cos \frac{S}{R} = \frac{1 - z^2}{1 + z^2}$$

$$ds = R \frac{2dz}{1 + z^2}$$

$$I = \int_{z_1}^{z_2} \frac{z^2 (R + \eta) + (R - \eta)}{z^2 (R + \eta)^2 + (\eta - R)^2} \cdot \frac{2Rdz}{1 + z^2}$$

Разложением на элементарные дроби получаем

$$\frac{B_1 z + C_1}{z^2 (\eta + R)^2 + (\eta - R)^2} + \frac{B_2 z + C_2}{1 + z^2} = \frac{[z^2 (R + \eta) + (R - \eta)] 2R}{[z^2 (\eta + R)^2 + (\eta - R)^2] (1 + z^2)}.$$

откуда получаем для определения коэффициентов уравнение

$$z^3 [B_1 + B_2 (\eta + R)^2] + z^2 [C_1 + C_2 (\eta + R)^2] + z [B_1 + B_2 (\eta - R)^2] + C_1 + C_2 (\eta - R)^2 = z^2 2R (\eta + R) + 2R (R - \eta)$$

Сравнивая коэффициенты при одинаковых степенях z , получаем систему уравнений:

$$B_1 + B_2 (\eta + R)^2 = 0$$

$$C_1 + C_2 (\eta + R)^2 = 2R (\eta + R)$$

$$B_1 + B_2 (\eta - R)^2 = 0$$

$$C_1 + C_2 (\eta - R)^2 = 2R (R - \eta),$$

откуда:

$$B_1 = B_2 = 0$$

$$C_1 = R^2 - \eta^2$$

$$C_2 = 1.$$

Следовательно,

$$\begin{aligned} I &= \int_{z_1}^{z_2} \frac{R^2 - \eta^2}{z^2 (R + \eta)^2 + (\eta - R)^2} dz + \int_{z_1}^{z_2} \frac{dz}{1 + z^2} = \\ &= 2 \int_{z_0}^{z_1} \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left(\frac{R + \eta}{R - \eta} z \right) + 2 \int_{z_1}^{z_2} \operatorname{arc} \operatorname{tg} z. \end{aligned}$$

Пределы определяются следующими соотношениями:

$$z_2 = \operatorname{tg} \frac{1}{2} \frac{S}{R} = \operatorname{tg} \left(\frac{1}{2} \operatorname{arc} \cos \frac{R}{\eta} \right) = \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{1 - \cos \alpha}{\sin \alpha} =$$

$$= \frac{1 - \frac{R}{\eta}}{\sqrt{1 - \left(\frac{R}{\eta} \right)^2}} = \frac{\sqrt{\eta^2 - R^2}}{\eta + R};$$

$$z = \operatorname{tg} 0 = 0$$

После подстановки получим

$$I' = 2 \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{\sqrt{\eta^2 - R^2}}{R - \eta} + 2 \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{\sqrt{\eta^2 - R^2}}{\eta + R}$$

Заметив, что произведение обоих тангенсов равно (-1) , найдем, что если один угол равен β , то другой будет $(\beta - 90) = \beta - \frac{\pi}{2}$:

следовательно:

$$I' = 2 \left(\beta - \frac{\pi}{2} \right) + 2\beta = 4 \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{\sqrt{\eta^2 - R^2}}{\eta + R} - \pi.$$

Наконец I' определяется в результате подстановки

$$z = \eta^2 + R^2 - 2\eta R \cos \frac{S}{R},$$

откуда

$$\cos \frac{S}{R} = \frac{R^2 + \eta^2 - z}{2\eta R},$$

$$d \left(\cos \frac{S}{R} \right) = - \sin \frac{S}{R} \frac{dS}{R} = - \frac{dz}{2\eta R}.$$

Пределы интегрирования определяются следующими соотношениями:

$$z_1 = \eta^2 + R^2 - 2\eta R \cos \frac{0}{R} = (\eta - R)^2,$$

$$z_2 = \eta^2 + R^2 - 2\eta R \cos \frac{S}{R} = \eta^2 + R^2 - 2\eta R \frac{R}{\eta} = \eta^2 - R^2.$$

Находим

$$\begin{aligned} I'' &= \int_{z_1}^{z_2} \frac{(R^2 - \eta^2 + z^2) dz}{2z2\eta \sqrt{z} R} = 2 \int_{z_1}^{z_2} \frac{R^2 - \eta^2}{2\eta R \sqrt{z}} + 2 \int_{z_1}^{z_2} \frac{\sqrt{z}}{2\eta R} = \\ &= 2 \frac{\sqrt{\eta^2 - R^2}}{\eta R} - \frac{2}{R}. \end{aligned}$$

Подставляя I и I'' в уравнение (13), получим:

$$I_{s \circ y} = 2\rho \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{\sqrt{\eta^2 - R^2}}{\eta + R} + \frac{\pi \rho}{2} \frac{\sqrt{\eta^2 - R^2}}{\eta} - \pi \rho.$$

В это выражение нужно внести еще следующие изменения. При интегрировании по y мы приняли во внимание только поверхность трубы по одну сторону от измерительного прибора. Поэтому в результате — нужно ввести множитель 2. При интегрировании по s мы учли только четверть окружности предо-

хранительной трубки. Поэтому необходимо ввести еще множитель 4; окончательно:

$$I = I_{с.р.} = 16 \rho \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{\eta^2 - R^2}}{\eta + R} + 4 \pi \cdot \rho \cdot \frac{\sqrt{\eta^2 - R^2}}{\eta} - 8 \pi \rho. \quad (14)$$

Значения I зависят только от $\left(\frac{\eta}{R}\right)$ и ρ ; для определенной предохранительной трубки изменение I по высоте ее показано в таблице 22.

Таблица 22

η	I
R	$-2,51 \rho$
$1,05 R$	$-1,86 \rho$
$1,10 R$	$-1,66 \rho$
$1,20 R$	$-1,35 \rho$
$1,30 R$	$-1,15 \rho$
$1,40 R$	$-1,01 \rho$
$1,50 R$	$-0,90 \rho$
$2,00 R$	$-0,59 \rho$
$3,00 R$	$-0,38 \rho$
∞	0

§ 43. Составление дифференциального уравнения зависимости температуры предохранительной трубки от расстояния до конца ее для выступающей части трубки

Для составления теплового баланса элементарного кольца предохранительной трубки применим те же рассуждения, что и для погруженной части предохранительной трубки (обозначения фиг. 11 и след.).

Отдано окружающему воздуху:

$$dQ_1 = \alpha_1 (t'' - t_1) \pi d d\eta$$

Отдано соседнему элементу трубки (в направлении от трубопровода):

$$Q(\eta + d\eta) = -\lambda_s q \left(\frac{dt''}{d\eta} \right)_{(\eta + d\eta)}.$$

Получено от соседнего (в направлении к трубопроводу) элемента трубки:

$$Q\eta = -\lambda_s q \left(\frac{dt''}{d\eta} \right)_{\eta}.$$

Получено от трубопровода путем лучеиспускания

$$dQ_3 = \frac{C_1 C_2}{\pi C_s} \left[\left(\frac{T_s''}{100} \right)^4 - \left(\frac{T''}{100} \right)^4 \right] (-\pi) d\eta.$$

Перед I поставлен знак минус, так как знак всего выражения должен зависеть только от знака разности $(T_s'' - T'')$ и быть таким же, как знак этой разности.

Величина I получилась отрицательной в результате выбора нижних и верхних пределов интегрирования. Выбор же места пределов (верхний или нижний) как раз и определяется тем знаком конечного результата, который он должен иметь по смыслу задачи.

Из найденных величин составляем уравнение теплового баланса:

$$dQ_1 + Q_{(\eta + d\eta)} = dQ_2 + Q_3.$$

Замечая, что

$$Q_{(\eta + d\eta)} - Q_\eta = -\lambda_k q \frac{d^2 t''}{d\eta^2} d\eta,$$

получим:

$$\lambda_k q \frac{d^2 t''}{d\eta^2} = \alpha_1 \pi d (t'' - t_1) - \frac{C_1 C_2}{\pi C_s} \left[\left(\frac{T_s''}{100} \right)^4 - \left(\frac{T''}{100} \right)^4 \right] (-I). \quad (15)$$

Для пояснения общего хода вычислений рассмотрим схему на фиг. 23, где показана установка термопары, изолированной от стенки трубопровода.

Задавшись какой-нибудь температурой газа в трубе (t_g) строим кривую температур для погруженной части (AB). В точке B проводим касательную к AB до выхода из слоя изоляции. В месте выхода получим: расстояние от оси трубопровода — η_0 , температуру предохранительной трубки t_0

и направление касательной $\left(\frac{dt}{d\eta} \right)_0$.

По этим начальным условиям строим кривую CD , дающую ход изменения температур в выступающей части термопары. Если при этом у головки термопары не получается найденная измерением температура t_x , то нужно повторить вычисление для другого значения t_g , пока у головки термопары не получим t_x . Это значение t_g и будет температурой газа в трубопроводе.

Если термопара не изолирована от трубопровода, а наоборот — между ними происходит свободный теплообмен, то место соприкосновения будет иметь температуру стенки трубопровода, и тогда каждая часть термопары должна рассматриваться совершенно самостоятельно. В этом случае рассмотрение выступающей части должно начинаться от головки, так как в месте закрепления неизвестно $\frac{dt}{d\eta}$. При деревянной или вообще изоли-

рованной головке можно предположить около нее $\left(\frac{dt}{d\eta} \right)_x = 0$ и тогда в нашем распоряжении будет достаточный комплект начальных условий.

Если головка термопары может терять или получать теплоту, то $\left(\frac{dt}{d\eta}\right)_a$ неизвестно, и вычисление невозможно. Однако

необходимо заметить, что в случае соприкосновения между термопарой и стенкой трубопровода рассмотрение выступающей части вообще является лишним, так как выступающая часть не оказывает влияния на часть погруженную, а практическое

значение имеет именно изучение тепловых процессов в этой последней.

Теперь нам остается рассмотреть способы решения уравнения (15).

§ 44. Метод решения полученного дифференциального уравнения

Уравнение (15) представляет дифференциальное уравнение второго порядка, не содержащее первой производной. Как известно уравнение

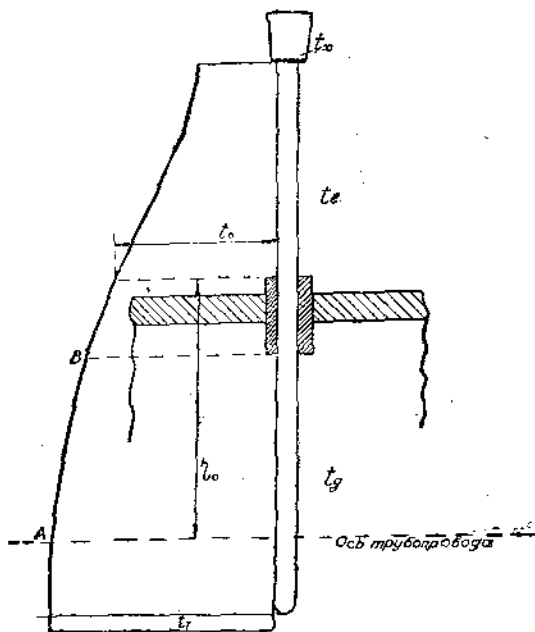
$$\frac{d^2 t}{d\eta^2} = f(t, \eta) \quad (16)$$

может быть решено в общем виде в случае,

если известен его первый интеграл (теорема Якоби)¹.

Однако в нашем случае первый интеграл неизвестен, а потому остается лишь путь приближенного решения уравнения (15).

Для приближенного численного решения дифференциальных уравнений существуют многочисленные способы. Самым простым из них оказывается метод Штермера. Даем здесь достаточно подробное для практических приложений изложение метода Штермера, так как обычно он не излагается в курсах дифференциальных уравнений. При этом пользуемся изложением этого метода, приведенным в книге А. Н. Крылова: „Приближенное численное интегрирование обыкновенных дифференциальных урав-



Фиг. 23.

¹ См., например, Синцов: „Интегрирование обыкновенных дифференциальных уравнений“ 1913, стр. 259.

нений" (1923 г.), в которой он подробно разобран главным образом для уравнений первого порядка.

Пусть заданы начальные условия:
при

$$\eta = \eta_1 \quad t = t_1; \quad \left(\frac{dt}{d\eta} \right)_1 = t_1';$$

кроме того, по основному уравнению (16) определяем:

$$\left(\frac{d^2 t}{d\eta^2} \right)_1 = t_1''.$$

Следующие производные также легко определяются:

$$t''' = \frac{d}{d\eta} (t'') = \frac{df}{d\eta} = \frac{\partial f}{\partial \eta} + \frac{\partial f}{\partial t} t'$$

$$t^{IV} = \frac{d}{d\eta} (t''') = \frac{\partial t'''}{\partial \eta} + \frac{\partial t'''}{\partial t} t' = \frac{\partial^2 f}{\partial \eta^2} + 2 \frac{\partial^2 f}{\partial t \partial \eta} t' + \frac{\partial^2 f}{\partial t^2} t'^2 + \frac{\partial f}{\partial t} t''$$

$$t^V = \frac{d}{d\eta} (t^{IV}) = \frac{\partial^3 f}{\partial \eta^3} + 3 \frac{\partial^3 f}{\partial \eta^2 \partial t} t' + 3 \frac{\partial^3 f}{\partial t^2 \partial \eta} t'^2 + 3 \frac{\partial^2 f}{\partial t^2} t'' t' + 3 \frac{\partial^2 f}{\partial t \partial \eta} t''' + \frac{\partial^2 f}{\partial t^3} t'^3 + \frac{\partial f}{\partial t} \frac{\partial f}{\partial \eta} + \left(\frac{\partial f}{\partial t} \right)^2 t' \quad \text{и т. д.}$$

Если придадим к начальному значению необходимое приращение h , то получим значение:

$$\eta_2 = \eta_1 + h$$

Соответствующее значение t найдет по формуле Тейлора, ограничиваясь членами, содержащими h^5 , то-есть:

$$t_2 = t_1 + t_1' h + t_1'' \frac{h^2}{2} + t_1''' \frac{h^3}{6} + t_1^{IV} \frac{h^4}{24} + t_1^V \frac{h^5}{120} + t_1^{VI} \frac{h^6}{720}$$

Подставляя вместо h последовательно $2h$, $3h$, $4h$, получим следующие пары значений:

$$\eta_3 \text{ и } t_3; \quad \eta_4 \text{ и } t_4; \quad \eta_5 \text{ и } t_5.$$

Найденные значения η и t , а также значения первых и вторых разностей

$$\Delta t_1 = t_2 - t_1$$

$$\Delta^2 t_1 = \Delta t_2 - \Delta t_1$$

записываем в таблицу 23.

Таблица 23

Форма записи вычислений при численном решении дифференциальных уравнений по методу Штермера для начала решения уравнения

n	η_n	t_n	Δt_n	$\Delta^2 t_n$	Примечание
1	η_1	t_1			Разности вписываются в промежут- ках сосед- него слева столба.
2	η_2	t_2	Δt_1	$\Delta^2 t_1$	
3	η_3	t_3	Δt_2	$\Delta^2 t_2$	
4	η_4	t_4	Δt_3	$\Delta^2 t_3$	
5	η_5	t_5	Δt_4		

Вычисление ряда производных и применение формулы Тэйлора для вычисления следующих значений t требует применения слишком сложных вычислений, а потому в методе Штермера для дальнейших вычислений применяется другой, более простой метод. Описанные же вычисления нескольких первых пар значений служат лишь для начала вычислений.

Введем вспомогательную величину

$$\xi_n = h^2 f(\eta_n, t_n) = h^2 t_n''.$$

Для того чтобы установить зависимость между $\Delta^2 t$ и ξ , заметим, что

$$\Delta^2 t_{n-1} = \Delta t_n - \Delta t_{n-1} = (t_{n+1} - t_n) - (t_n - t_{n-1}) = t_{n+1} - 2t_n + t_{n-1},$$

но по теореме Тэйлора

$$t_{n+1} = t_n + t_n' h + t_n'' \frac{h^2}{2} + t_n''' \frac{h^3}{6} + t_n^{IV} \frac{h^4}{24} + t_n^V \frac{h^5}{120} + t_n^{VI} \frac{h^6}{720}$$

$$t_{n-1} = t_n - t_n' h + t_n'' \frac{h^2}{2} - t_n''' \frac{h^3}{6} + t_n^{IV} \frac{h^4}{24} - t_n^V \frac{h^5}{120} + t_n^{VI} \frac{h^6}{720},$$

а потому

$$\Delta^2 t_{n-1} = \xi_n + t_n^{IV} \frac{h^4}{12} + t_n^{VI} \frac{h^6}{360}. \quad (17)$$

Чтобы исключить отсюда t_n^{IV} и t_n^{VI} , составляем:

$$t_{n-1}'' = t_n'' - t_n''' h + t_n^{IV} \frac{h^2}{6} - t_n^V \frac{h^3}{6} + t_n^{VI} \frac{h^4}{24}$$

$$t_{n-2}'' = t_n'' - 2 t_n''' h + 4 t_n^{IV} \frac{h^2}{2} - \dots$$

$$t_{n-3}'' = t_n'' - 3 t_n''' h + 9 t_n^{IV} \frac{h^2}{2} - \dots$$

$$t_{n-4}'' = t_n'' - 4 t_n''' h + 16 t_n^{IV} \frac{h^2}{2} - \dots$$

Следовательно:

$$\left. \begin{aligned} \xi_{n-1} &= h^2 t_{n-1}'' = \xi_n - t_n''' h^3 + t_n^{IV} h \frac{h^4}{2} - t_n^V \frac{h^5}{6} + t_n^{VI} \frac{h^6}{24} \\ \xi_{n-2} &= h^2 t_{n-2}'' = \xi_n - 2 t_n''' h^3 + \dots \\ \xi_{n-3} &= h^2 t_{n-3}'' = \xi_n - 3 t_n''' h^3 + \dots \\ \xi_{n-4} &= h^2 t_{n-4}'' = \xi_n - 4 t_n''' h^3 + \dots \end{aligned} \right\} (18)$$

Далее

$$\begin{aligned} \Delta^2 \xi_{n-2} &= \Delta \xi_{n-1} - \Delta \xi_{n-2} = \xi_n - 2 \xi_{n-1} + \xi_{n-2} \\ \Delta^3 \xi_{n-3} &= \Delta^2 \xi_{n-2} - \Delta^2 \xi_{n-3} = \xi_n - 3 \xi_{n-1} + 3 \xi_{n-2} - \xi_{n-3} \\ \Delta^4 \xi_{n-4} &= \Delta^3 \xi_{n-3} - \Delta^3 \xi_{n-4} = \xi_n - 4 \xi_{n-1} + 6 \xi_{n-2} - 4 \xi_{n-3} + \xi_{n-4} \end{aligned}$$

Подставляя сюда (18), получаем

$$\begin{aligned} \Delta^2 \xi_{n-2} &= 2 t_n^{IV} \frac{h^4}{2} - 6 t_n^V \frac{h^5}{6} + 14 t_n^{VI} \frac{h^6}{24} \\ \Delta^3 \xi_{n-3} &= 6 t_n^V \frac{h^5}{6} - 36 t_n^{VI} \frac{h^6}{24} \\ \Delta^4 \xi_{n-4} &= 24 t_n^{VI} \frac{h^6}{24} \end{aligned} \quad (19)$$

Сумма этих трех величин:

$$\Delta^2 \xi_{n-2} + \Delta^3 \xi_{n-3} + \Delta^4 \xi_{n-4} = 2 t_n^{IV} \frac{h^4}{2} + 2 t_n^{VI} \frac{h^6}{24}.$$

Исключив отсюда t_n^{IV} с помощью (17), находим:

$$\Delta^2 t_{n-1} = \xi_n + \frac{1}{12} \left\{ \Delta^2 \xi_{n-2} + \Delta^3 \xi_{n-3} + \Delta^4 \xi_{n-4} \right\} - t_n^{VI} h^6 \left(\frac{1}{144} - \frac{1}{360} \right)$$

и, принимая во внимание (19):

$$\Delta^2 t_{n-1} = \xi_n + \frac{1}{12} \left\{ \Delta^2 \xi_{n-2} + \Delta^3 \xi_{n-3} + \Delta^4 \xi_{n-4} - \frac{1}{20} \Delta^4 \xi_{n-4} \right\}. \quad (20)$$

Этой формулой приходится пользоваться при вычислениях. После того как найдены производные t_n до шестого порядка, вычисляем $\xi_n, \xi_{n-1}, \xi_{n-2}, \xi_{n-3}, \xi_{n-4}$ по уравнениям (18) и составляем из них таблицу 24, в которой прежде всего находим разности ξ до четвертого порядка, то-есть до $\Delta^4 \xi_{-4}$; вычисляем по формуле (20) величину $\Delta^2 t_{-1}$ и затем

$$\Delta t_0 = \Delta t_{-1} + \Delta^2 t_{-1}$$

причем величина Δt_{-1} вычисляется, как разность $(t_0 - t_{-1})$ по значениям t , найденным по формуле Тэйлора.

Далее

$$t_1 = t_0 + \Delta t_0;$$

Теперь можем найти

$$t_1'' = f(\eta_1, t_1) \text{ и } \xi_1 = h^2 t_1''.$$

Таблица 24

Форма записи вычислений при численном решении дифференциальных уравнений по методу Штермера для продолжения решения уравнения

n	η	t	Δt	$\Delta^2 t$	ξ	$\Delta \xi$	$\Delta^2 \xi$	$\Delta^3 \xi$	$\Delta^4 \xi$
-4	η_{-4}	t_{-4}			ξ_{-4}				
-3	η_{-3}	t_{-3}	Δt_{-4}	$\Delta^2 t_{-4}$	ξ_{-3}	$\Delta \xi_{-4}$	$\Delta^2 \xi_{-4}$	$\Delta^3 \xi_{-4}$	
-2	η_{-2}	t_{-2}	Δt_{-3}	$\Delta^2 t_{-3}$	ξ_{-2}	$\Delta \xi_{-3}$	$\Delta^2 \xi_{-3}$	$\Delta^3 \xi_{-3}$	$\Delta^4 \xi_{-4}$
-1	η_{-1}	t_{-1}	Δt_{-2}	$\Delta^2 t_{-2}$	ξ_{-1}	$\Delta \xi_{-2}$	$\Delta^2 \xi_{-2}$	$\Delta^3 \xi_{-2}$	$\Delta^4 \xi_{-3}$
0	η_0	t_0	Δt_{-1}	$\Delta^2 t_{-1}$	ξ_0	$\Delta \xi_{-1}$	$\Delta^2 \xi_{-1}$	$\Delta^3 \xi_{-1}$	$\Delta^4 \xi_{-2}$
1	η_1	t_1	Δt_0	$\Delta^2 t_0$	ξ_1	$\Delta \xi_0$	$\Delta^2 \xi_0$	$\Delta^3 \xi_0$	$\Delta^4 \xi_{-1}$
2	η_2	t_2	Δt_1	$\Delta^2 t_1$	ξ_2	$\Delta \xi_1$	$\Delta^2 \xi_1$	$\Delta^3 \xi_1$	$\Delta^4 \xi_0$
3	η_3	t_3	Δt_2	$\Delta^2 t_2$	ξ_3	$\Delta \xi_2$	$\Delta^2 \xi_2$		
4	η_4	t_4	Δt_3	$\Delta^2 t_3$	ξ_4	$\Delta \xi_3$			
5	η_5	t_5	Δt_4						

Это дает возможность вычислить $\Delta^4 \xi_{-3}$ по таблице 24, затем $\Delta^2 t_0$ по уравнению (20), t_2 по таблице и так далее.

На таблице 24 стрелками показан ход вычислений для начала составления таблицы и для одного периода — для ее продол-

жения. Следующий ряд величин еще раз показывает порядок вычислений:

$$\eta_0, t_0, \eta_{-1}, t_{-1}, \Delta t_{-1}, \xi_0, \xi_{-1}, \xi_{-2}, \xi_{-3}, \xi_{-4}, \\ \Delta \xi_{-4}, \Delta \xi_{-3}, \Delta \xi_{-2}, \Delta \xi_{-1}, \Delta^2 \xi_{-4}, \Delta^2 \xi_{-3}, \Delta^2 \xi_{-2}, \Delta^3 \xi_{-3}, \Delta^3 \xi_{-2}, \Delta^4 \xi_{-4}, \\ \Delta^2 t_{-1}, \Delta t_0, t_1, \eta_1, \xi_1, \Delta \xi_0, \Delta^2 \xi_{-1}, \Delta^3 \xi_{-2}, \Delta^4 \xi_{-3}, \Delta^2 t_0, \Delta t_1, t_2, \eta_2, \text{ и т. д.}$$

Кроме описанного здесь метода составления таблиц с помощью разложения в ряды, можно применить метод последовательных приближений, описанный в упомянутой выше книге А. Н. Крылова.

Идя постепенно от η_n к η_{n+1} , мы выясняем зависимость t от η , что и представляет решение уравнения (15). Пройдя таким образом всю длину термопары, получаем температуру у ее головки; если эта температура отличается от замеренной величины, то вычисление повторяется для другого значения температуры газа в трубопроводе (t_p) до тех пор, пока не получится совпадения вычисленной и замеренной температур у головки термопары. Соответствующее значение t_p и будет действительной температурой газа в трубопроводе.

§ 45. Заключение

Учитывая сложность вычислений температуры газов, видим, что полностью применять изложенный ход вычислений можно лишь в редких случаях. Обычно приходится применять лишь приближенную оценку погрешности измерения и считаться при этом с возможностью заметной ошибки.

Таким образом измерение температуры, если требуется получить большую точность, является одним из самых сложных, в виду чего, например, требование об измерении температуры выхлопных газов с точностью до 1°C , согласно норм испытаний двигателей внутреннего сгорания, установленных IV-м Всесоюзным теплотехническим съездом¹⁾, является невыполнимым, если не принять специальных мер, которые указывались выше. Однако эти меры (защита от лучеиспускания, изоляция трубопровода и пр.) в огромном большинстве случаев выполняемых на практике испытаний трудно осуществить. В ответственных случаях можно оценить ошибку изложенными здесь методами вычислений, но точность до 1°C едва ли при этом достижима.

Нужно заметить, что в такой точности при измерении температуры выхлопных газов нет надобности, так как обычно в технических измерениях допускает ошибку до 1—2%. Если же температура выхлопных газов — около 500°C , то вполне допустима ошибка в $5—10^\circ \text{C}$ во всех случаях заводских, приемочных и даже научно-исследовательских испытаний (за исключением измерений со специальными целями). А точность до $5^\circ—10^\circ \text{C}$ может быть достигнута как принятием специальных мер во время измерения, так и путем вычислений.

¹⁾ Помещены в дополнительном томе к книге Гюльденера, изд. 1928 г.

ГЛАВА IV

ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА ГАЗА ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 46. Методы измерения расхода газа при испытаниях газодвигателей

Измерение расхода газа при испытании газового двигателя может быть произведено различными способами.

Рассмотрим из них только те, которые постоянно применяются в практике, остановившись при этом только на теории методов измерения и на способах вычислений (практические правила пользования приборами предполагаются известными).

Методы измерения расхода газа при испытании газодвигателей могут быть подразделены на прямые и косвенные. Прямыми следует считать те, которые предусматривают только пользование приборами, установленными на газопроводе, а косвенными те, при которых вычисление расхода газа производится путем использования показаний других приборов. Вторая группа методов измерения должна быть отнесена к менее точной, так как расход газа получается как результат довольно сложных вычислений и введения величин, замеряемых большим числом приборов. Поэтому косвенные методы определения расхода газа обычно служат лишь для контроля и обнаружения грубых ошибок, которые иногда могут возникать при непосредственном измерении; иногда же пользование косвенными методами становится единственно возможным. Кроме того применение косвенных методов часто позволяет сделать заключение о различных особенностях рабочего цикла машины и о численном значении некоторых параметров. В дальнейшем на этих вопросах мы остановимся подробнее.

Методы прямые измерения расхода газа, протекающего по трубопроводу, бывают в основном двоякого рода:

- 1) методы, основанные на искусственном изменении газового потока для целей измерения (диафрагмы, сопла, труба Вентури) и
- 2) методы, применяющиеся при нормальном режиме течения газа (напорные трубки).

Других методов измерения расхода газа (по нагреванию электрическим током и т. д.) не рассматриваем, в виду их малого распространения на практике.

§ 47. Вывод уравнения движения газа

В общем случае при течении газа все его свойства изменяются вдоль траектории, описываемой каждой частицей газа: если возьмем весьма тонкую струйку (трубку тока), то уравнение равновесия (динамического) элементарного объема газа, заключенного внутри струйки (фиг. 24), для случая установившегося движения получится в результате учета следующих сил:

1) давления на торцевую поверхность по направлению движения

$$k_1 = p F;$$

2) давления на боковую поверхность, спроектированного на направление движения:

$$k_2 = p \cdot dF;$$

3) давления на другую торцевую поверхность

$$k_3 = (p + dp) (F + dF);$$

4) силы веса

$$G = \left(F + \frac{dF}{2} \right) ds \cdot \gamma,$$

где γ — удельный вес газа;

5) силы инерции

$$I = \frac{G}{g} j,$$

где ускорение газа

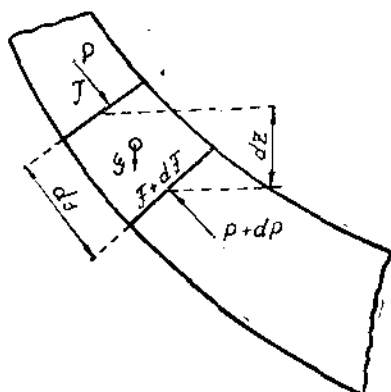
$$j = \frac{dw}{dt} = \frac{dw}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = \frac{dw}{ds} W = \frac{1}{2} \frac{dw^2}{ds}.$$

Считая, что торцевые поверхности элемента параллельны друг другу, получим следующее уравнение равновесия:

$$k_1 + k_2 - k_3 - G \frac{dz}{ds} - I = 0,$$

что, после подстановки, отбрасывания бесконечно-малых высших порядков и деления на G , дает уравнение Лагранжа-Эйлера:

$$\frac{1}{\gamma} \frac{dp}{ds} + \frac{dz}{ds} + \frac{1}{2g} \frac{dw^2}{ds} = 0. \quad (1)$$



Фиг. 24.

Интегрируя от s_0 до s , получаем:

$$\frac{w^2}{2g} - \frac{w_0^2}{2g} + z - z_0 + \int_{s_0}^s \frac{dp}{\gamma} = 0. \quad (2)$$

Если изменение давления происходит при неизменном удельном весе газа, то получаем уравнения Бернулли:

$$\frac{w^2}{2g} - \frac{w_0^2}{2g} + z - z_0 + \frac{p}{\gamma} - \frac{p_0}{\gamma} = 0, \quad (3)$$

а в общем случае при политропическом изменении состояния газа с показателем политропы n

$$\gamma = \gamma_0 \sqrt[n]{\frac{p}{p_0}}$$

Подставляя это в уравнение (2), получим:

$$\begin{aligned} \frac{w^2}{2g} - \frac{w_0^2}{2g} + z - z_0 + \frac{p_0}{\gamma_0} \left\{ p^{1-\frac{1}{n}} - p_0^{1-\frac{1}{n}} \right\} \frac{1}{1-\frac{1}{n}} = \\ = \frac{w^2}{2g} - \frac{w_0^2}{2g} + z - z_0 + \frac{n}{n-1} \frac{p_0}{\gamma_0} \left\{ \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\} = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

или для простоты

$$\frac{w^2}{2g} - \frac{w_0^2}{2g} + z - z_0 - H = 0, \quad (5)$$

что заменяет (3) и (4).

§ 48. Теория измерения расхода газа с помощью диафрагмы; различные случаи расположения мест замера давлений; учет влияния изменения удельного веса газа при проходе через диафрагму; учет влияния теплообмена с окружающей средой

Пользуясь зависимостью между давлениями и скоростями по уравнению (5) и используя также уравнение непрерывности

$$Fw\gamma = F_0w_0\gamma_0, \quad (6)$$

можно вычислять значения скоростей при помощи измерения давлений, что легко выполняется.

Для получения двух подлежащих измерению давлений можно воспользоваться установкой диафрагмы, показанной на фиг. 25 (изображено наиболее употребительное выполнение — острая диафрагма). Замерив давления p_0 — перед диафрагмой и p — после

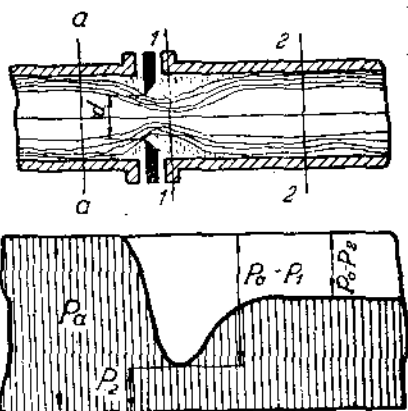
диафрагмы, можно вычислить w и w_0 по системе уравнений (5) и (6).

Способ этого вычисления зависит от места измерения давлений до и после диафрагмы.

При дальнейших выводах будем считать, что давление до диафрагмы всегда замеряется в том сечении, где струя еще не начала суживаться под влиянием диафрагмы. Давление же после диафрагмы может измеряться либо в месте полного восстановления потока (где струя заполняет все сечение трубопровода), либо в месте минимального сечения потока, находящемся вблизи диафрагмы.

Такой выбор сечений для замера давлений определяется тем, что только в этих сечениях известно сечение потока, входящее в уравнение (6). Вместо каждого из этих мест могло бы быть выбрано еще сечение самой диафрагмы, но измерение давления здесь невозможно осуществить технически в случае острой диафрагмы.

Поэтому рассмотрим следующие методы измерения давлений (фиг. 25):



Фиг. 25.

1) в сечениях a и 1,

2) в сечениях a и 2.

1. Измерение давлений в сечениях a и 1 (в минимальном сечении струи после диафрагмы).

Уравнение непрерывности (6) принимает вид:

$$F_1 w_1 \gamma_1 = F_a w_a \gamma_a.$$

Обозначив площадь сечения диафрагмы через f , можем охарактеризовать относительные размеры диафрагмы коэффициентом

$$m = \frac{f}{F_a};$$

от этого коэффициента зависят численные значения коэффициентов истечения, которыми приходится пользоваться при вычислении расхода газа.

От величины m зависит коэффициент сжатия вытекающей струи — $\mu = \frac{F_1}{f}$.

Этот коэффициент учитывает также и потери от трения на участке между сечениями a и 1, а именно: чем больше трение, тем меньше будет скорость в минимальном сечении струи и тем больше площадь минимального сечения. Зависимостью коэффициента μ от величины потерь трением объясняется то, что μ зависит не только от m , но также и от диаметра газопровода D_a перед диафрагмой, что подтверждается опытными исследованиями (см. ниже).

С помощью введенных коэффициентов находим

$$F_1 = \mu \cdot f = \mu \cdot m F_a$$

и затем из уравнения непрерывности

$$w_a = \frac{F_1 w_1 v_1}{F_a \gamma_a} = \mu \cdot m \cdot w_1 \frac{\gamma_1}{\gamma_a}. \quad (6')$$

Подставляя w_a в уравнение (5), находим:

$$W_1^2 \left(1 - \mu^2 m^2 \frac{\gamma_1^2}{\gamma_a^2} \right) \frac{1}{2g} + (z_1 - z_a) - H = 0,$$

откуда, замечая, что

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_a} = \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{1}{n}},$$

получим:

$$W_1 = \frac{1}{\sqrt{1 - \mu^2 m^2 \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{2}{n}}}} \sqrt{2g \{ H - (z_1 - z_a) \}}$$

Скорость в сечении a

$$\begin{aligned} W_a &= \mu m \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{1}{n}} W_1 = \\ &= \frac{\mu^m}{\sqrt{\left(\frac{p_a}{p_1} \right)^{\frac{2}{n}} - \mu^2 m^2}} \cdot \sqrt{2g \{ H - (z_1 - z_a) \}} = \\ &= \frac{\mu m}{\sqrt{1 - \mu^2 m^2 \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{1}{n}}}} \sqrt{2g \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{2}{n}} \{ H - (z_1 - z_a) \}}. \end{aligned} \quad (7)$$

В обычных случаях измерений пользуются вместо этой формулы более простым ее видом, который получают, предполагая, что удельный вес газа при проходе через диафрагму не меняется, то-есть $\gamma_1 = \gamma_a$.

откуда

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_a} = \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{1}{n}} = 1; \text{ то-есть } n = \infty.$$

Тогда

$$h = \lim_{n \rightarrow \infty} H = \lim_{n \rightarrow \infty} \left\{ \frac{-n}{n-1} \frac{p_a}{\gamma_a} \left[\left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \right\} = \frac{p_a - p_1}{\gamma_a}.$$

Формула (7) при $n = \infty$ принимает вид:

$$w_a = \frac{\mu m}{\sqrt{1 - \mu^2 m^2}} \sqrt{2g \left\{ \frac{p_a - p_1}{\gamma_a} - (z_1 - z_a) \right\}} \quad (8)$$

Для того чтобы получить представление о величине неточности допускаемой вследствие такой замены, в приведенной далее таблице 25, даны значения следующих величин:

$$A = \frac{\mu m}{\sqrt{1 - \mu^2 m^2} \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{2}{n}}}; \quad B = \sqrt{2g \left(\frac{p}{p_a} \right)^{\frac{2}{n}} \left\{ H - (z_1 - z_a) \right\}}$$

$$w_a = AB$$

причем каждая из этих величин вычислена 1) для случая адиабатического изменения газа ($n=1,4$) и 2) для случая изоплерического изменения ($n=\infty$); в обоих случаях приняты следующие начальные значения:

$$p_a = 10\,000 \text{ кг/м}^2 = 10\,000 \text{ мм вод. ст.},$$

$$\gamma_a = 1,25 \text{ кг/м}^3,$$

$$m = 0,4$$

$$\mu = 0,67,$$

$$z_1 - z_a \approx 0,$$

последнее условие точно выполняется при горизонтальной трубе и почти всегда может быть допущено также и при вертикальной трубе (см. ниже).

Таблица 25

Поправочный коэффициент на расширение газа при протекании через диафрагму

p_1 мм вод. ст.	$\left(\frac{p_a - p_1}{p_a} \right) 100\%$	A		B		$W_a = AB$		x
		$n=1,4$	$n=\infty$	$n=1,4$	$n=\infty$	$n=1,4$	$n=\infty$	
9975	0,25	0,278	0,278	19,6	19,8	5,45	5,50	0,991
9950	0,5	0,278	0,278	27,6	28,0	7,67	7,79	0,987
9925	0,75	0,278	0,278	33,8	34,3	9,40	9,54	0,985
9900	1,0	0,278	0,278	38,9	39,6	10,8	11,0	0,982
9800	2,0	0,278	0,278	54,9	56,0	15,3	15,6	0,981
9700	3,0	0,278	0,278	66,8	68,5	18,6	19,0	0,979
9500	5,0	0,278	0,278	85,3	88,6	23,7	24,6	0,963
9300	7,0	0,277	0,278	99,8	104,8	27,6	29,1	0,948
9000	10,0	0,277	0,278	117,1	125,3	32,4	34,8	0,931

В последнем столбце таблицы даны значения поправочного коэффициента

$$x = \frac{\sqrt{\frac{n}{n-1} \frac{p_a}{\gamma_a} \left[\left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{n+1}{n}} + \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{2}{n}} \right]}}{\sqrt{\frac{p_a - p_1}{\gamma_a}}} =$$

$$= \sqrt{\frac{n}{n-1} \frac{\left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{n+1}{n}}}{1 - \frac{p_1}{p_a}}}$$

дающего отношение скорости газа перед диафрагмой, подсчитанной по формуле (7) к скорости, подсчитанной по общеупотребительной формуле (8). Таблица 25 показывает, что при точных измерениях с помощью диафрагмы не следует пренебрегать коэффициентом x .

Если желают удовлетвориться точностью до 1%, то введением поправки можно пренебречь в тех случаях, когда падение давления $(p_a - p_1)$ меньше 0,25% от давления в трубопроводе p_a . При уменьшении падения давления x приближается к единице, что является пределом x при $\frac{p_1}{p_a} \rightarrow 1$.

Действительно:

$$\lim_{\frac{p_1}{p_a} \rightarrow 1} x^2 = \frac{n}{n-1} \frac{0}{0}$$

или по правилу определения неопределенных выражений этого вида

$$\lim_{\frac{p_1}{p_a} \rightarrow 1} x^2 = \frac{n}{n-1} \frac{\left[\frac{d}{dp_1} \left\{ \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right\} \right]_a}{\left[\frac{d}{dp_1} \left(1 - \frac{p_1}{p_a} \right) \right]_a} = \frac{n}{n-1} \frac{\frac{2}{n} - \frac{n+1}{n}}{-1} = 1.$$

Для того чтобы выяснить, следует ли пользоваться этими поправками с точки зрения соответствия процесса, происходящего при протекании через диафрагму, процессу адиабатическому, рассмотрим следующий пример.

Пусть по трубопроводу диаметром в 500 мм (D) течет газ со скоростью 10 метров в секунду (w) при температуре 45°C (t) с удельным весом 1,2 (γ) и с теплоемкостью при постоянном объеме на 1 кг = 0,17 кал. (C_v); температура окружающего воздуха $t_b = 15^\circ\text{C}$, коэффициент теплопередачи от газа в трубопроводе к окружающему воздуху $k = 10$ кал. °C/час/м², отношение давлений после и до диафрагмы $\frac{p_1}{p_a} = 0,99$.

Если расстояние между сечениями a и 1 (места замера давлений до и после диафрагмы) составляет 750 мм (около 500 мм до диафрагмы и 250 мм, после диафрагмы), то в течение часа газ теряет на этом участке

$$Q = k\pi D \cdot 0,75 (t - t_b) = 10 \cdot 3,14 \cdot 0,5 \cdot 0,75 (45 - 15) = 353 \text{ кал.}$$

Потеря тепла, отнесенная к 1 кг газа, составит:

$$q = \frac{Q}{w \frac{\pi D^2}{4} \cdot 1,2 \cdot 3600} = 0,041 \text{ кал.}$$

Одновременно с процессом изменения температуры газа вследствие охлаждения через стенку, температура изменяется также вследствие изменения состояния газа при прохождении через диафрагму. Поэтому процесс изменения состояния газа может быть представлен как политропический процесс с показателем политропы i ; если обозначим еще понижение температуры газа между сечениями a и 1 через Δt , то, как известно из термодинамики,

$$q = C_v \frac{i - n}{i - 1} \Delta t, \quad (a)$$

где Δt учитывает понижение температуры и от охлаждения через стенку и от расширения; n — показатель адиабаты = $\frac{C_p}{C_v}$.

Для того чтобы определить два неизвестных i и Δt составим еще уравнение политропы в координатах T и p :

$$\frac{T_1}{T_a} = \frac{t + 273 - \Delta t}{t + 273} = \left(\frac{p_2}{p_a} \right)^{\frac{i-1}{i}}, \quad (6)$$

Подставляя в оба уравнения известные величины, получим:

$$0,041 = 0,17 \frac{i - 1,4}{i - 1} \Delta t,$$

$$\frac{318 - \Delta t}{318} = 0,99^{\frac{i-1}{i}}.$$

Исключив Δt , получим:

$$1 - 0,000758 \frac{i - 1}{i - 1,4} = 0,99^{\left(\frac{i-1}{i} \right)}.$$

Решая это уравнение относительно i , находим, что для $i = 1,50$ левая часть уравнения меньше правой части

$$0,99621 < 0,99667,$$

а для $i=1,52$ получается обратное соотношение

$$0,99672 > 0,99657,$$

то-есть истинное значение i близко к 1,51.

Взятый пример соответствует случаю измерения расхода доменного газа, поступающего в двигатель; при меньшей разности между температурами газа и наружного воздуха, что обычно имеет место, получилось бы меньшее значение i . Большие разности температур обычно не встречаются при замере газа, а потому потеря тепла охлаждением на 1 кг газа взята в примере близкая к максимальному пределу, встречающемуся в практике; она может возрастать при уменьшении диаметра газопровода, который, однако, редко бывает меньше 500 мм в больших машинах на доменном газе, и, наконец, потеря тепла на 1 кг может возрасти при уменьшении скорости газа ниже 10 метров в секунду, с чем приходится нередко встречаться.

Увеличение потери тепла охлаждением на 1 кг газа вызывает повышение показателя политроны расширения. В ту же сторону влияет и уменьшение перепада давлений в диафрагме.

Нами принято в примере отношение давлений после и до диафрагмы — 0,99, что для обычных случаев замера газа соответствует 100 мм. вод. ст.; нередко перепад давлений бывает меньше, что вызывает повышение показателя политроны расширения.

Нетрудно убедиться в том, что в нашем численном примере случай $i=\infty$ (формула 8) получается уже при отношении давлений

$$\frac{p_1}{p_0} = 1 - 0,000758 = 0,999242 \text{ м,}$$

то-есть при перепаде давлений 7,6 мм. вод. ст., а с такими значениями перепада приходится встречаться в практике, правда, обычно лишь при неполной нагрузке машины и при большом отношении площадей отверстия диафрагмы и газопровода. Но в этом случае вопрос о введении поправки на изменение удельного веса газа вообще теряет практическое значение, так как при столь малых значениях перепада поправочный коэффициент даже для адиабатического процесса весьма близок к единице.

При дальнейшем понижении перепада показатель политроны становится отрицательным; но этого случая мы совсем не будем рассматривать, так как в практике не приходится иметь дело с перепадами давлений меньше 7—10 мм. вод. ст. при измерении острой диафрагмой при замере давлений вблизи диафрагмы.

Не будем мы также останавливаться на случае, когда температура замеряемого газа ниже температуры окружающей среды, так как в обычных случаях измерений при испытаниях газомоторов такие соотношения не встречаются; в этом случае

показатель политропы будет меньше показателя адиабаты; ход числений не отличается от предыдущего.

Из встречающихся при испытаниях газомоторов замеров следует остановиться еще на замере расхода воздушного дутья. Высокая температура дутья (до 100°C) влияет в сторону увеличения теплоотдачи в окружающую среду, а следовательно и показателя политропы; но высокий удельный вес воздуха (до 2,5) большой диаметр воздухопровода (до 1,5 м) влияют в обратную сторону. В обычных случаях влияние двух последних факторов называется более значительным, чем влияние первого, так что показатель политропы сравнительно мало отличается от показателя адиабаты; только в случае неполной подачи дутья значение показателя может приблизиться к $n = \infty$ и даже перейти в отрицательную область.

Если приходится замерять диафрагмой количество выхлопных газов (например, с целью испытания парового котла на отходящих газах, особенно когда котел желательно испытать отдельно от газовой машины), то в этом случае, особенно при неизолированном трубопроводе, можно получить разнообразные значения показателя политропы, значительно отличающиеся от показателя адиабаты.

Таким образом при необходимости получения точных результатов измерения расхода газа необходимо каждый раз учитывать изменение удельного веса газа поправочным коэффициентом, определяемым в зависимости от показателя политропы расширения газа между сечениями, в которых производится замер давлений.

Более подробно ход вычислений поясняется, ниже — в § 52.

II. Рассмотрим способ замера давлений в сечениях a и 2 по фиг. 25, предположив, что в сечении 2 поток газа уже заполняет все сечение трубопровода.

Для общности вывода будем предполагать, что диаметр трубопровода до и после диафрагмы неодинаковы, что иногда встречается в практике.

Между сечениями a и 1 процесс происходит так, как и в рассмотренном выше случае измерения давлений. Поэтому рассмотрим прежде всего процесс, происходящий между сечениями 1 и 2 .

Обозначив через n_2 — показатель политропы изменения состояния газа между сечениями 1 и 2 и приписывая индексы к буквам, обозначающим величины, относящиеся к сечениям 1 и 2 , получим по такому же методу, как примененный при выводе уравнения (4):

$$\frac{w_1^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g} + z_1 - z_2 - \frac{n_2}{n_2 - 1} \frac{p_1}{\gamma_1} \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}} - 1 \right\} - \alpha \frac{(w_1 - w_2)^2}{2g} = 0, \quad (9)$$

где введен еще добавочный член $\alpha \frac{(w_1 - w_2)^2}{2g}$, выражающий потерю напора при внезапном расширении сечения трубопровода

согласно теореме Борда, но с поправочным коэффициентом α , учитывающим отклонения от теоретической формулировки закона Борда, а также, учитывающий потери трением на участке между сечениями 1 и 2¹⁾. Учет потерь трением с помощью коэффициента при выражении потери от внезапного расширения более соответствует физическому характеру процесса, чем выражение потерь от трения в зависимости от живой силы в каком-либо из крайних сечений, как это часто делают.

Скорость w_2 может быть исключена из уравнения (9) с помощью уравнения непрерывности:

$$F_1 w_1 \gamma_1 = F_2 w_2 \gamma_2,$$

откуда

$$w_2 = w_1 \frac{F_1}{F_2} \frac{\gamma_1}{\gamma_2} = w_1 \mu m_2 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n_2}}. \quad (10)$$

Для участка между сечениями a и 1 мы получили выше следующее уравнение:

$$\frac{w_a^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g} + z_a - z_1 - \frac{n}{n-1} \frac{p_a}{\gamma_a} \left\{ \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\} = 0.$$

Складывая его с (9), получим:

$$\frac{w_a^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g} + z_a - z_2 + H + H_2 - \alpha \frac{(w_1 - w_2)^2}{2g} = 0, \quad (11)$$

где

$$\left. \begin{aligned} H &= - \frac{n}{n-1} \frac{p_1}{\gamma_a} \left\{ \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\} \\ H_2 &= - \frac{n_2}{n_2-1} \frac{p_1}{\gamma_1} \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} - 1 \right\} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Исключая из (11) w_2 с помощью (10) и w_1 — с помощью (6'), получим:

$$\begin{aligned} \frac{w_a^2}{2} - \frac{w_a^2}{2g} \frac{\mu^2 m_2^2}{\mu^2 m^2} \left(\frac{p_a}{p_1} \right)^{\frac{2}{n}} \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{2}{n_2}} + z_a - z_2 + H + H_2 - \\ - \frac{w_a^2}{2g} \alpha \frac{1}{\mu^2 m^2} \left(\frac{p_a}{p_1} \right)^{\frac{2}{n}} \left\{ 1 - \mu m_2 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n_2}} \right\}^2, \end{aligned} \quad (13)$$

откуда и может быть определено w_a . Сложный вид формулы делает практически необходимым допустить постоянство удельных весов, то-есть $n = n_2 = \infty$; это тем более возможно, что разность давлений при замере по рассматриваемому методу полу-

¹⁾ Ср. Пешль. Гидравлика. 1931, стр. 60.

дается значительно меньше, чем по ранее рассмотренному методу.

В случае же, если разность давлений все таки получается значительной, то неизбежно пользование формулой (13), что делает рассматриваемый метод замера давлений практически нецелесообразным.

При допущении $n=n_2=\infty$

$$H+H_2=\frac{p_a-p_1}{\gamma_a}+\frac{p_1-p_2}{\gamma_1}=\frac{p_a-p_2}{\gamma_a}$$

и решение уравнения (13) дает

$$w_a=\frac{\mu m}{\sqrt{a-2\mu m_2+\mu^2 m_2^2(1+a)-\mu^2 m^2}}\sqrt{2g\left\{\frac{p_a-p_2}{\gamma_a}+z_a-z_2\right\}} \quad (14)$$

В наиболее часто встречающихся случаях $F_1=F_2$ и, следовательно, $m=m_2$; тогда

$$w_a=\frac{\mu m}{(1-\mu m)\sqrt{a}}\sqrt{2g\left\{\frac{p_a-p_2}{\gamma_a}+z_a-z_2\right\}} \quad (15)$$

Обычно пишут формулу (15), считая $a=1$, что можно признать допустимым, так как, во-первых, уже сделан ряд других упрощающих допущений, во-вторых, обычно в подсчет вводится общий скоростной коэффициент

$$K_2=\frac{\mu}{(1-\mu m)\sqrt{a}}, \quad (16)$$

находимый непосредственно из опыта (см. ниже).

§ 49. Стандартные методы расположения мест замера давлений до и после диафрагмы; американский метод (Republic Flaw Meters) и германский метод (DIN)

При замерах давлений по первому способу, то-есть при замере максимального перепада давлений (сечения a и I фиг. 25) выбор расстояний сечений a и I от диафрагмы на практике часто делается произвольно. Специальные исследования этого вопроса, произведенные американской Лабораторией Republic Flaw Meters¹⁾, показывают, что сужение потока перед диафрагмой начинается в расстоянии не более $0,9-1,0D$, где D — диаметр газопровода.

Наименьшее сечение потока устанавливается в следующих расстояниях после диафрагмы (см. таблицу 26):

¹⁾ См. Инструкцию по измерению скорости газа острыми диафрагмами, утвержденную 4-м Всесоюзным теплотехническим съездом („Известия теплотехнического института“ № 8 (41), 1928 г.).

Таблица 26

Положение места замера давления при замера расхода газа острой диафрагмой по методу Republic Flaw Meters в зависимости от отношения сечений диафрагмы и трубопровода

Отношение сечений диафрагмы и трубопровода m	Расстояние после диафрагмы места замера давления
0,1	0,75 D
0,2	0,70 D
0,3	0,65 D
0,4	0,55 D
0,5	0,45 D
0,6	0,35 D
0,7	0,27 D

На практике нет надобности выдерживать эти расстояния с большой точностью, так как довольно большие отклонения в их величинах не вызывают значительных ошибок в результатах измерения. Ошибка в значении скорости газа получается меньше 0, 25%, то-есть практически неощутима при замера давле-

Таблица 27

То же, что и в таблице 26, при условии допущения ошибки в расходе газа не более $\pm 0,25\%$

m	Пределы расстояния после диафрагмы места замера давления от — до
0,1	0,25 — 1,10 D
0,2	0,35 — 0,90 D
0,3	0,40 — 0,70 D
0,4	0,40 — 0,60 D
0,5	0,35 — 0,50 D
0,6	0,30 — 0,40 D
0,7	0,20 — 0,30 D

ния после диафрагмы, в расстоянии от диафрагмы в пределах, приведенных в таблице 27.

Из таблицы 27 видно, что если выбрать расстояние места замера от диафрагмы 0,4 D , то для всех встречающихся в практике случаев (m не больше 0,6) обеспечена вполне достаточная точность, причем одна и та же установка для замера давлений может применяться при постановке диафрагм различных диаметров.

При замера по второму методу, то-есть в сечениях a и 2 по фиг. 25, расстояние сечения 2 от диафрагмы

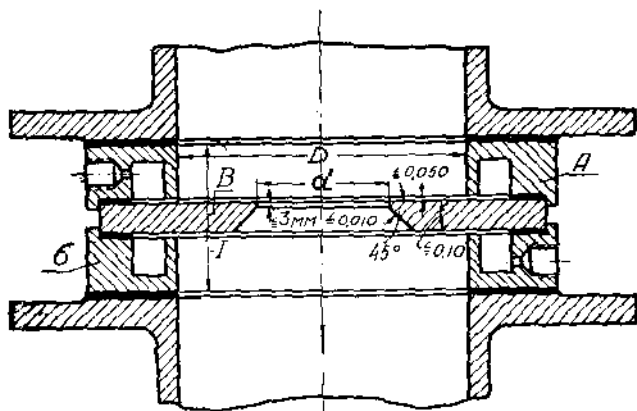
выбирается равным 4,5 D , что обеспечивает полное восстановление потока при любом значении m .

Второй метод измерения разности давлений имеет по сравнению с первым следующие недостатки:

а) замеряемая разность давлений получается меньше, что уменьшает относительную точность измерения,

б) большее влияние на результат измерения оказывают потери напора от трения, вследствие большей длины газопровода между точками замера. Это вызывает неопределенность значений скоростных коэффициентов, так как невозможно точно учесть влияние материала стенки и некоторых других факторов.

в) Не всегда можно обеспечить достаточную длину прямолинейного участка газопровода. При недостаточной же его длине может оказаться, что замер в сечении 2 будет неправилен, между тем как в сечении 1 замер может оказаться правильным. Во всяком случае ошибка от закруглений трубопровода в сечении 1 будет меньше, чем в сечении 2.



Фиг. 26.

Замер давлений по первому методу также имеет недостатки (б) и (в), но лишь в меньшей мере, чем замер по второму методу. Чтобы свести влияние этих недостатков до возможного минимума, часто пользуются третьим методом замера давлений непосредственно около самой диафрагмы (см. фиг. 26).

Такой метод принят в Правилах союза германских инженеров. Так как в этом случае потеря давления не может быть связана со скоростью газа теоретической формулой, то пользуются эмпирическими коэффициентами в обычной формуле:

$$w_a = K_3 \sqrt{2g \frac{p_a - p_1}{\gamma_a}} \quad (17)$$

Этот метод имеет еще то преимущество, что дает возможность совершенно не учитывать разности уровней, на которых расположены сечения замеров, так как расстояние между обоими сечениями равно только толщине диафрагмы, то-есть не более 0,005 м, тогда как по первому методу оно достигает при диамет-

ре газопровода в 1 м величины около 1,4 м, а при замере по второму методу — около 5,5 м.

Нетрудно убедиться в том, что при вертикальном расположении газопровода в месте замера, к чему особенно стремятся при влажном и грязном газе, разностью уровней не всегда можно пренебречь. Если, например, разность давлений — 100 мм водяного столба, то-есть довольно значительна, и удельный вес газа 1,25 кг/м³, то разность напоров получается равной 80 м. При первом методе замера неучет разности уровней вызовет ошибку в

$$\frac{\sqrt{81,4} - \sqrt{80}}{\sqrt{80}} 100 = 0,9\%$$

а при замере по второму методу ошибка составит:

$$\frac{\sqrt{85,5} - \sqrt{80}}{\sqrt{80}} 100 = 3,5\%$$

Это обстоятельство дает добавочные преимущества третьему методу.

Влияние расширения газа при проходе через диафрагму, которое мы определили для первого метода коэффициентом x (см. табл. 25), для второго метода, можно сказать, не поддается теоретическому определению, которое имело бы практическую ценность; но и для первого метода мы нашли выше, что x зависит еще от теплообмена с окружающей средой; учет этого обстоятельства довольно сложен. Что же касается третьего метода, то здесь величиной теплообмена с окружающей средой можно пренебречь вследствие малой величины поверхности трубопровода между сечениями замера давлений. Это дает полную определенность значению x при третьем методе, что представляет еще одно преимущество этого метода.

§ 50. Численные значения скоростных коэффициентов для различных методов измерения острой диафрагмой по данным Republic Flaw Meters, по данным Jakob и Kretschmer'a и по данным Германской комиссии по паровым турбинам. Общие указания относительно других данных (Вейсбах, Мюллер, Брандис, Зейферт)

Коэффициенты в формуле для подсчета скорости газа в трубопроводе

$$w = m K x \sqrt{2g \frac{P_a - P_r}{\gamma_a}}$$

зависят, как мы видели выше, от способа замера давлений. Коэффициент x зависит от теплообмена с окружающей средой через стенку трубопровода, и именно эта зависимость определяет зависимость x от способа замера давлений.

В этом параграфе мы рассмотрим выбор коэффициента K зависимости от способа замера давлений и от других факторов.

При первом методе замера давлений (в сечениях a и 1 по фиг. 25)

$$K_1 = \frac{\mu}{\sqrt{1 - \mu^2 m^2}}.$$

При втором методе замера давлений (в сечениях a и 2 фиг. 25) при одинаковых диаметрах трубопровода до и после диафрагмы

$$K_2 = \frac{\mu}{(1 - \mu m) \sqrt{a}}.$$

При третьем методе замера давлений (около самой диафрагмы до и после нее):

K_3 — не может быть выражено теоретической формулой и определяется исключительно экспериментальными исследованиями.

В таблице 28 приведены численные значения для K_1 и K_2 по данным лаборатории Republic Flaw Meters¹⁾ и численные значения для K_3 по данным Jakob und Kretzschmer²⁾.

Таблица 28

Скоростные коэффициенты для острых диафрагм по данным Republic Flaw Meters (K_1 и K_2) и по данным Jakob und Kretzschmer'a

Внутренний диаметр трубы $D=75$ мм			Внутренний диаметр трубы $D=100$ мм			
$m = \frac{d^2}{D^2}$	K_1	K_2	m	K_1	K_2	K_3
0,05	0,624	0,619	0,05	0,619	0,642	—
0,10	0,619	0,663	0,10	0,617	0,661	0,625
0,15	0,623	0,688	0,15	0,622	0,686	0,624
0,20	0,631	0,718	0,20	0,628	0,716	0,625
0,25	0,641	0,754	0,25	0,638	0,750	0,635
0,30	0,653	0,795	0,30	0,650	0,790	0,647
0,35	0,668	0,841	0,35	0,662	0,835	0,663
0,40	0,684	0,893	0,40	0,680	0,886	0,683
0,45	0,705	0,953	0,45	0,700	0,946	0,705
0,50	0,728	1,022	0,50	0,723	1,014	0,728
0,55	0,756	1,106	0,55	0,750	1,096	0,754
0,60	0,788	1,210	0,60	0,782	1,197	0,785
0,65	0,827	1,331	0,65	0,820	1,318	0,828
0,70	0,880	1,480	0,70	0,873	1,464	0,885

¹⁾ Взято из журн. „Известия Теплотехнического института“ № 3/41 1928, стр. 103.

²⁾ Взято из журн. „Техника контроля и учета теплосилового хозяйства“, октябрь 1930 г., стр. 11.

$D=150 \text{ mm}$			$D=200 \text{ mm}$			
m	K_1	K_2	m	K_1	K_2	K_3
0,05	0,615	0,636	0,05	0,610	0,631	—
0,10	0,615	0,657	0,10	0,613	0,654	0,623
0,15	0,620	0,683	0,15	0,618	0,680	0,622
0,20	0,626	0,711	0,20	0,624	0,708	0,623
0,25	0,635	0,745	0,25	0,632	0,741	0,632
0,30	0,646	0,784	0,30	0,643	0,780	0,641
0,35	0,659	0,829	0,35	0,655	0,825	0,659
0,40	0,674	0,880	0,40	0,670	0,874	0,678
0,45	0,693	0,938	0,45	0,687	0,931	0,698
0,50	0,716	1,004	0,50	0,710	0,997	0,721
0,55	0,742	1,084	0,55	0,736	1,076	0,746
0,60	0,774	1,183	0,60	0,766	1,173	0,776
0,65	0,813	1,301	0,65	0,808	1,290	0,814
0,70	0,864	1,444	0,70	0,856	1,430	0,865

$D=250 \text{ mm}$			$D=300 \text{ mm}$			
m	K_1	K_2	m	K_1	K_2	K_3
0,05	0,606	0,627	0,05	0,603	0,624	—
0,10	0,611	0,652	0,10	0,610	0,640	0,621
0,15	0,615	0,678	0,15	0,614	0,676	0,620
0,20	0,621	0,705	0,20	0,620	0,703	0,621
0,25	0,630	0,738	0,25	0,627	0,736	0,630
0,30	0,640	0,777	0,30	0,637	0,774	0,638
0,35	0,651	0,821	0,35	0,649	0,818	0,656
0,40	0,665	0,870	0,40	0,663	0,867	0,673
0,45	0,683	0,926	0,45	0,679	0,923	0,692
0,50	0,704	0,992	0,50	0,700	0,987	0,715
0,55	0,730	1,069	0,55	0,725	1,063	0,739
0,60	0,761	1,175	0,60	0,756	1,157	0,767
0,65	0,800	1,281	0,65	0,796	1,273	0,802
0,70	0,851	1,420	0,70	0,846	1,413	0,852

K_3					
m	$D=400$	$D=500$	$D=600$	$D=800$	$D=1000$
0,10	0,619	0,617	0,615	0,613	0,611
0,15	0,618	0,616	0,614	0,612	0,610
0,20	0,619	0,617	0,615	0,613	0,612
0,25	0,618	0,626	0,624	0,622	0,620
0,30	0,636	0,636	0,634	0,632	0,630
0,35	0,653	0,650	0,647	0,644	0,642
0,40	0,669	0,665	0,661	0,657	0,655
0,45	0,687	0,683	0,679	0,673	0,670
0,50	0,709	0,703	0,698	0,692	0,689
0,55	0,732	0,725	0,719	0,713	0,710
0,60	0,759	0,752	0,745	0,737	0,733
0,65	0,792	0,783	0,774	0,764	0,760
0,70	0,839	0,827	0,815	0,799	0,794

Сравнение коэффициентов K_1 и K_2 показывает, что формула для K_2 — (16) должна обязательно включать коэффициент α как в формуле (16), а не писаться в виде $K_2 = \frac{\mu}{1-\mu m}$, как это часто делают.

Взяв, например, значение K_1 для $D=300$ мм и $m=0,60$, находим соответствующее μ из формулы:

$$K_1 = \frac{\mu}{\sqrt{1-\mu^2 m^2}},$$

откуда:

$$\mu = \frac{K_1}{\sqrt{1+K_1^2 m^2}} = \frac{0,756}{\sqrt{1+0,756^2 \cdot 0,60^2}} = 0,6885$$

Подстановка этого значения в формулу (16) дает

$$1,157 = \frac{0,6885}{(1-0,6885 \cdot 0,6) \sqrt{\alpha}},$$

откуда $\alpha=1,03 \neq 1$, что и доказывает правильность формулы (16)

В зависимости от m получается различное α ; причина может заключаться в том, что место замера давления после диафрагмы при втором методе выбирается всегда в расстоянии 4,5 D от диафрагмы, а между тем полное восстановление потока происходит на различных расстояниях от диафрагмы и тем ближе к ней, чем больше m : следовательно, замеряя давления в расстоянии, выбранном независимо от m , мы вводим еще новый фактор — трение газа о стенки на участке после восстановления потока, что и вызывает колебания в значении α .

При возрастании диаметра газопровода уменьшается K , а вместе с ним и μ , при одном и том же m . Эти изменения μ могут быть объяснены влиянием трения газа о стенки трубы. Это влияние уменьшается с увеличением диаметра газопровода при одинаковых скоростях и удельном весе газа.

Уменьшение влияния трения дает повышение скорости в сжатом сечении, то-есть уменьшение сжатого сечения и уменьшение μ , а следовательно и K . Но, как известно, потери от трения характеризуются так называемым Рейнольдсовым числом:

$$R_e = \frac{w \cdot D \cdot \gamma}{g \cdot \eta},$$

где

w — скорость газа в м/сек,

D — диаметр газопровода в м,

γ — удельный вес газа в кг/м³,

$g = 9,81$ м/сек²,

η — динамическая вязкость газа в кг-сек/м².

Потери от трения возрастают с уменьшением R_e и наоборот, а так как μ зависит (при одинаковых m) от потерь на трение то оно должно возрастать с уменьшением R_e .

Отсюда видим, что говорить о зависимости μ и K от D можно только в предположении постоянства w , η , γ .

Зависимость K от R_e дана в „Правилах измерения расхода жидкости нетарированными соплами и диафрагмами при скорости ниже критической“, составленных Германской комиссией по паровым турбинам. В таблице 29 даны значения K , взятые из диаграмм, приведенных в указанных правилах ¹⁾.

Таблица 29

Скоростные коэффициенты (K_s) для острых диафрагм по данным правил Германской комиссии по паровым турбинам

m	$R_e = 10^5$	$R_e = 5 \cdot 10^5$	$R_e = 2 \cdot 10^5$	$R_e = 10^5$	$R_e = 7 \cdot 10^4$	$R_e = 5 \cdot 10^4$	$R_e = 2 \cdot 10^4$	$R_e = 10^4$	$R_e = 10^3$
0,05	0,598	0,598	0,598	0,598	0,598	0,598	0,598	0,600	0,602
0,10	0,602	0,602	0,602	0,602	0,602	0,602	0,604	0,607	0,612
0,15	0,604	—	—	—	—	—	—	—	—
0,20	0,615	0,615	0,615	0,615	0,615	0,615	0,618	0,625	0,640
0,25	0,624	—	—	—	—	—	—	—	—
0,30	0,634	0,634	0,634	0,634	0,635	0,636	0,641	0,649	—
0,35	0,646	—	—	—	—	—	—	—	—
0,40	0,661	0,661	0,661	0,662	0,663	0,666	0,677	0,691	—
0,45	0,676	—	—	—	—	—	—	—	—
0,50	0,69	0,696	0,696	0,697	0,693	0,701	0,714	0,731	—
0,55	0,717	—	—	—	—	—	—	—	—
0,60	0,742	0,742	0,744	0,748	0,753	0,758	0,773	0,790	—
0,65	0,770	—	—	—	—	—	—	—	—
0,70	0,808	0,808	0,808	0,812	0,817	0,823	—	—	—

Численные значения, стоящие в таблице 29 влево от ломаной линии даны с точностью $\pm 0,5\%$, а значения правее той же линии — с точностью $\pm 1,0\%$, (для $D \geq 300$ мм для труб гладких или с обычной шероховатостью).

В случае труб $D < 300$ мм и шероховатых стенок трубы (равномерная ржавчина в результате длительной эксплуатации) цифры таблицы 29 увеличиваются согласно таблице 30.

Для гладких труб даже при D от 50 до 300 мм поправка по таблице 30 не вводится.

Уменьшение поправок на шероховатость при меньших m объясняется тем, что при уменьшении m удлиняется участок трубопровода, на котором поток газа отделен от стенки трубы слоем газа, находящегося в состоянии вихревого движения.

¹⁾ Журн. „Известия теплотехнического Института“ № 6—7 1930 г., стр. 128—132.

Таблица 30

Поправки к скоростным коэффициентам для острых диафрагм для трубопроводов малого диаметра и шероховатых (по данным правил Германской комиссии по паровым турбинам),

m	D от 50 до 100 мм		D от 100 до 200 мм		D от 200 до 300 мм	
	поправ-ка	точ-ность	поправ-ка	точ-ность	поправ-ка	точ-ность
в п о ц е н т а х						
0,5—0,7	+1,5	$\pm 2,0$	+1,5	$\pm 2,0$	+1,0	$\pm 1,5$
0,3—0,5	+1,0	$\pm 1,5$	+1,0	$\pm 1,5$	+0,5	$\pm 1,0$
0,2—0,3	+0,5	$\pm 1,0$	+0,5	$\pm 1,0$	+0,5	$\pm 1,0$
0,16—0,2	+0,5	$\pm 1,0$	+0,5	$\pm 1,0$	+0,0	$\pm 0,5$

При не совсем острых краях диафрагмы вводится еще дополнительная поправка по таблице 31.

Таблица 31

Поправки к скоростным коэффициентам для острых диафрагм при не совсем острых краях диафрагм (по данным правил Германской комиссии по паровым турбинам)

Диаметр диафрагмы d мм	Поправка Точность	
	в процентах	
> 100	0,0	$\pm 0,5$
60—100	+0,5	$\pm 1,0$
40—60	+1,0	$\pm 1,0$
20—40	+1,5	$\pm 1,0$
10—20	+2,0	$\pm 1,5$

Коэффициенты K_4 относятся к тому же способу замера давлений, что и коэффициенты K_3 (около самой диафрагмы). Сравнение значений K_4 и K_3 показывает лишь небольшую разницу между ними: точное сравнение не может быть проведено, так как построение системы значений K_4 отлично от построения системы значений K_3 , на что уже указывалось выше. В виду того, что система значений K_4 построена на принципе, лучше учитывающем влияние физических процессов, чем система K_3 , следует предпочитать пользование коэффициентами K_4 . Считаем однако нужным указать, что, повидимому, нельзя сказать того же о других частях правил Германской комиссии по паровым турбинам, так как нельзя перенести на измерение газов даваемые в этих правилах значения поправочных коэффициентов x .

указанных там для перегретого пара, а не для газов. Этот вопрос был уже затронут нами выше и будет разбираться еще на численном примере в § 52, где поясняются также различные детали вычислений.

Данные о скоростном коэффициенте K приводятся во многих работах, но часто данные эти относятся либо к одному только диаметру трубы, либо точно не указывается расположение мест замера давлений до и после диафрагмы.

Данные Вейсбаха и Мюллера дают зависимость коэффициента сжатия и скоростного коэффициента только от m^1).

Данные Брандиса дают также зависимость от диаметра, но, как указано выше, зависимость от диаметра определяется влиянием трения, последнее же зависит не от диаметра, а от рейнольдсова числа²⁾.

Не вдаваясь в изучение всех перечисленных данных с полным учетом методики, которая применялась при соответствующих опытах, нельзя дать исчерпывающую критическую оценку этих данных и выбрать наиболее точные из них. Но по полноте и по соответствию с физическими процессами при протекании газа через диафрагму данные Германской комиссии по паровым турбинам заслуживают наибольшего доверия в случаях замера давлений около самой диафрагмы.

§ 51. Соображения о выборе метода измерения и о выборе системы значений скоростных коэффициентов

Для окончательного установления системы скоростных коэффициентов, и при том для различных способов измерения давлений, необходимо, кроме критического изучения имеющегося цифрового материала, поставить также специальные опытные исследования. Выполнение такой работы имело бы большое значение не только для испытаний и контроля газовых двигателей, но и для многих других отраслей промышленности.

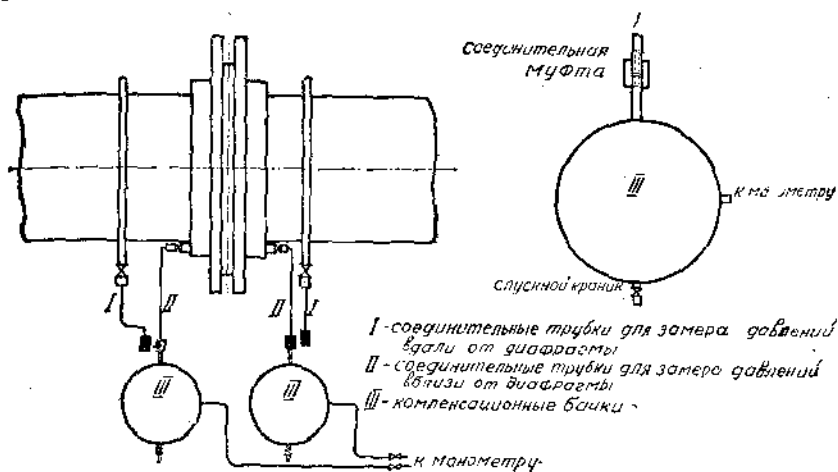
Наряду с исследованием вопроса о скоростных коэффициентах следует изучить также вопрос о введении поправочного коэффициента на изменение удельного веса газа при протекании через диафрагму.

Как мы видели выше и как убедимся в дальнейшем на численном примере, простое отбрасывание этого фактора вызывает ошибку, заметную даже при обычной точности измерений.

¹⁾ См. Грамберг: Технические измерения, т. I, или Темкин: Контроль работы котельных установок, ч. II.

²⁾ Наконец, некоторые данные приводятся без указания источников, например, характерно, что в книге Зейферта „Испытание паровых машин, котлов и двигателей внутреннего сгорания“, 1931 (перевод с немецкого) данные таблицы на стр. 153 для коэффициента сжатия резко расходятся с данными таблицы стр. 154 для скоростного коэффициента; кроме того не дана зависимость ни от диаметра, ни от рейнольдсова числа; данные стр. 154 совпадают с данными таблицы 28 для больших значений диаметров газопровода (коэффициенты K_2).

Характерно, что и для случая замера расхода пара, когда поправка на изменение удельного веса имеет обычно еще большее значение, данные относительно поправки на изменение удельного веса (x), приводимые в различных источниках, расходятся, нельзя произвести их критической оценки из-за отсутствия указаний на способ определения поправочных коэффициентов¹⁾. В применении к измерениям газа, которые приходится проводить при испытаниях газомоторов, возникают кроме указанных, еще специфические трудности. Горючий газ, воздух для горения, воздушное дутье от воздуходувки, выхлопные газы



Фиг. 27.

всегда движутся по трубопроводам неравномерно; выведенные же выше соотношения теоретически правильны лишь для установившегося во времени движения газов. Теоретический учет влияющая неустановившегося движения на изменение формул численных коэффициентов и методов вычисления дал бы слишком сложные методы вычисления.

Во всяком случае этот вопрос нуждается в теоретической и экспериментальной проработке.

В виду сложности вопроса и необходимости экспериментальной его проверки, мы здесь не будем на нем останавливаться, а в численном примере воспользуемся данными замеров давлений, полученными путем установки компенсационных баков между трубопроводом и манометрами.

¹⁾ Ср., например, данные для острых диафрагм Германской комиссии по паровым турбинам („Известия ВТИ“, № 6-7/19, 1930 стр. 130, фиг. 9) с данными Ясинского в книге Темкина: Контроль работы котельных установок, ч. II, 1931 стр. 59, фиг. 52, при переводе к одной координатной системе обеих указанных диаграмм.

Схема установки компенсационных баков показана на фиг. 27.

Заметим, что особо грубых ошибок влияние неустановившегося движения не вызывает, что видно из оценки результатов произведенных испытаний, а именно из исследования тепловых балансов газомоторных установок, а также материальных балансов.

Наиболее простой способ экспериментальной проверки заключался бы в постановке параллельных измерений на одном газопроводе на различных расстояниях от машины, то-есть при различных колебаниях скорости газа (лучше всего один из замеров провести таким образом, чтобы между машиной и местом замера был включен бак или газгольдер достаточных размеров для полного выравнивания давлений).

Сопоставление результатов таких измерений, произведенных в различных условиях, дало бы ценный материал для учета влияния неустановившегося движения газа по трубопроводу на замер расхода газа. Опыты можно поставить также в лабораторных условиях.

§ 52. Численный пример; определение удельного веса газа; определение вязкости газа; определение средней разности давлений; выбор скоростного коэффициента; введение поправки на изменение удельного веса

Проведем все вычисления, необходимые для определения расхода газа, на примере измерения расхода доменного газа. Значения измеренных величин, нужных для вычислений, будем вводить постепенно по мере хода вычислений.

1. Определение удельного веса газа. Измеряется расход доменного газа следующего состава:

$$\begin{aligned} \text{CO}_2 &= 8,6\% \\ \text{CO} &= 28,8\% \\ \text{O}_2 &= 0,3\% \\ \text{CH}_4 &= 0,4\% \\ \text{H}_2 &= 2,8\% \\ \text{H}_2\text{O} &= 4,0\% \\ \text{N}_2 &= 55,1\% \end{aligned}$$

В месте измерения расхода (перед диафрагмой) газ имеет температуру $t=29^\circ \text{C}$ и относительное давление $h=215$ мм вод. ст. при барометрическом давлении в 756 мм рт. ст., так что абсолютное давление газа перед диафрагмой

$$p_a = 756 + \frac{215}{13,6} = 772 \text{ мм рт. ст.}$$

Удельные веса отдельных газов можно взять из таблицы 32, содержащей удельные веса газов, с которыми приходится встречаться при теплотехнических измерениях.

Молекулярные и удельные веса и газовые постоянные для встречающихся при испытаниях газов

Название газа	Химическое обозначение	Молекулярный вес	Удельный вес при 0°C и 760 мм рт. ст.	Газовая постоянная
Азот	N ₂	28,02	1,251	30,21
Аммиак	NH ₃	17,03	0,760	49,79
Бензол	C ₆ H ₆	78,02	3,484	10,86
Водород	H ₂	2,016	0,090	420,6
Водяной пар	H ₂ O	18,02	0,801	47,06
Кислород	O ₂	32,00	1,429	26,50
Метан	CH ₄	16,03	0,716	52,90
Оксид углерода	CO	28,00	1,250	30,29
Сернистый газ	SO ₂	64,06	2,860	13,24
Сероводород	H ₂ S	34,09	1,522	24,88
Углекислый газ	CO ₂	44,00	1,964	19,27
Этилен	C ₂ H ₄	28,03	1,251	30,25

По правилу определения удельного веса газовой смеси, следует сложить веса, которые имеет каждый газ в 1 м³ смеси. В нашем случае на 1 м³ доменного газа приходится по весу:

	кг
азота	1,251 · 0,551 = 0,689
водорода	0,090 · 0,008 = 0,003
вод пара	0,80 · 0,040 = 0,032
кислорода	1,429 · 0,003 = 0,004
метан	0,76 · 0,004 = 0,003
окси углерода	1,250 · 0,288 = 0,360
углекислого газа	1,964 · 0,086 = 0,169

Всего 1,260

Удельный вес доменного газа оказался при 0°C и 760/мм. рт. ст.

$$\gamma = 1,260 \text{ кг/м}^3.$$

В действительности, при 0°C из газа выделится почти весь водяной пар; поэтому найденная величина удельного веса должна считаться условной, определенной применительно к

заданным условиям. Если бы температура в газопроводе была отлична от 29°C и, следовательно, влажность газа отличалась бы от 4%, то получилась бы другая величина γ_0 . Чтобы определить удельный вес сухого газа при 0°C и 760 мм рт. ст., можно применять следующие рассуждения:

Вес сухой части газа $(100 - \text{H}_2\text{O}) \frac{\gamma_{oc}}{100}$.

Вес водяного пара (условно) в предположении, что пар не конденсируется:

$$\text{H}_2\text{O} \cdot \frac{0,804}{100}.$$

Вес смеси — γ .

Следовательно:

$$\gamma_0 = \frac{100 - \text{H}_2\text{O}}{100} \gamma_{oc} + \frac{0,804}{100} \text{H}_2\text{O},$$

откуда может быть определено γ_0 по γ_{oc} и наоборот при любом H_2O .

В нашем случае

$$\gamma_{oc} = \frac{100\gamma_0 - 0,804 \text{H}_2\text{O}}{100 - \text{H}_2\text{O}} = \frac{100 \cdot 1,26 - 0,804 \cdot 4}{100 - 4} = 1,28.$$

Удельный вес газа перед диафрагмой определится из уравнения:

$$\gamma = \gamma_0 \frac{273}{273 + t} \cdot \frac{H + h}{760} = 1,260 \frac{273}{273 + 29} \cdot \frac{756 + 16}{760} = 1,157.$$

2. Определение вязкости газа. Для вычисления Рейнольдсова числа, по которому выбирается значение скоростного коэффициента, необходимо найти значение вязкости газа. Для этого нужно определить вязкости отдельных газов при данной температуре. Наиболее употребительная формула для вычисления вязкости в зависимости от температуры предложена Сезерлендом (Sutherland) и имеет вид

$$\eta = \eta_0 \frac{1 + \frac{C}{273}}{1 + \frac{C}{T}} \sqrt{\frac{T}{273}}.$$

где η_0 — вязкость при 0°C,

C — постоянная, зависящая от рода газа,

T — абсолютная температура.

Заметные отклонения от этой формулы наблюдаются лишь при весьма низких температурах.

Значения η_0 и C были приведены выше в таблице 17. Для ускорения подсчетов можно пользоваться данными нижеследу-

ющей таблицы 33, в которой величины η подсчитаны для часто встречающихся газов по формуле Сезерленда.

Таблица 33 ¹⁾

Вязкость газов в зависимости от температуры $10^6 \cdot \eta$ кгсек/м²

Название газа	0°C	100°C	200°C	300°C	400°C	500°C
Кислород (O ₂)	1,84	2,34	2,79	3,19	3,56	3,89
Азот (N ₂)	1,63	2,06	2,44	2,77	3,08	3,36
Углекислота (CO ₂)	1,40	1,88	2,32	2,72	3,09	3,43
Водород (H ₂)	0,83	1,05	1,23	1,38	1,53	1,66
Воздух	1,69	2,15	2,53	2,89	3,21	3,53

Для водяного пара величина вязкости может быть определена из таблиц Sreuerer'a путем экстраполирования. Зависимость вязкости от давления невелика, так что для нашей цели можно пользоваться данными для вязкости при давлении 1 атм.

Численные значения для 1 атм и (для сравнения) для двух атмосфер даны в таблице 34, причем значения для $t < 100^\circ\text{C}$ получены путем экстраполирования.

Таблица 34 ²⁾

Извлечения из таблиц Sreuerer'a для вязкости
водяного пара

Температура °C	$\eta \cdot 10^6$		
	при $p < 1$ ат.	при $p = 1$ ат.	при $p = 2$ ат.
0	0,91	—	—
40	1,05	—	—
80	1,21	—	—
100		1,28	—
120		1,36	1,38
140		1,43	1,45
160		1,51	1,52
180		1,58	1,60
200		1,66	1,68

Для остальных газов вязкость не определена с достаточной точностью, но для нашей цели это не имеет существенного значения, так как содержание остальных газов обычно не велико (за исключением коксового и светильного газа, содержащего до 25—30% метана), а потому невелико и влияние их вязкости на вязкость газовой смеси.

¹⁾ Гребер. Введение в теорию теплопередачи

²⁾ Меркель. Основы теплопередачи. 1929, стр. 341.

В случае надобности вязкость может быть подсчитана по формуле

$$\eta = \frac{\lambda}{3600 \varepsilon g C_v}$$

где λ — коэффициент теплопроводности в кал/м·час

C_v — теплоемкость на 1 кг при постоянном объеме в кал/кг,

$g = 9,81$ м/сек²,

ε — число, зависящее от атомности газов.

Например, для метана

$$\lambda = 0,0268 (1 + 0,00655t) = 0,032 \text{ (для } t = 29^\circ\text{C)}^1$$

$$C_v = 0,24 \frac{29,8}{16} = 0,445^2$$

Зависимость числа ε от атомности газов определяется следующей таблицей: ³⁾

Атомность	ε
1	2,50
2	1,90
3	1,63
4	1,50

Число ε может быть также вычислено по формуле:

$$\varepsilon = \frac{7,32(K-1)}{K^{1,3}}$$

Для метана при $t = 29^\circ\text{C}$ $K = 1,28^2$ следовательно $\varepsilon \cong 1,50$.

Находим для метана при $t = 29^\circ\text{C}$:

$$\eta_1 = \frac{0,032}{1,50 \cdot 0,445 \cdot 9,8 \cdot 3600} = 1,39 \cdot 10^{-6}$$

Для других газов по таблицам 33 и 34 и по формуле Северленда при $t = 29^\circ\text{C}$ имеем:

для кислорода	$\eta_2 = 1,99 \cdot 10^{-6}$
„ азота	$\eta_3 = 1,76 \cdot 10^{-6}$
„ водорода	$\eta_4 = 0,91 \cdot 10^{-6}$
„ окиси углерода	$\eta_5 = 1,79 \cdot 10^{-6}$
„ углекислого газа	$\eta_6 = 1,65 \cdot 10^{-6}$
„ водяного пара	$\eta_7 = 1,02 \cdot 10^{-6}$

¹⁾ Landolt-Bernstein, 1923.

²⁾ Техническая энциклопедия. Справочник физических, химических и технологических величин, т. VII, стр. 271.

³⁾ Хвольсон. Курс физики, т. III, 1923, стр. 349.

Зависимость вязкости газовой смеси от вязкостей отдельных газов точно не установлена. Поэтому приходится пользоваться приближенной зависимостью, такой же, как для удельного веса, — есть правилом смешения газов (см. Меркель: Основы теплопередачи, стр. 334).

В нашем случае получим:

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{10^{-6}}{100} \{1,39 \text{ CH}_4 + 1,99 \text{ O}_2 + 1,76 \text{ N}_2 + 0,91 \text{ H}_2 + \\ &\quad + 1,79 \text{ CO} + 1,65 \text{ CO}_2 + 1,02 \text{ H}_2\text{O}\} = \\ &= 10^{-6} \{1,39 \cdot 0,4 + 1,99 \cdot 0,3 + 1,76 \cdot 55,1 + \\ &\quad 0,91 \cdot 2,8 + 1,79 \cdot 28,8 + 1,65 \cdot 8,6 + 1,02 \cdot 4,0\} = \\ &= 1,705 \cdot 10^{-6} \approx 1,7 \cdot 10^{-6} \text{ кг-сек/м}^2.\end{aligned}$$

Если бы мы совсем не учли вязкости метана, то получили бы почти тот же результат:

$$\begin{aligned}\frac{10^{-6}}{99,6} \{1,99 \cdot \text{O}_2 + 1,76 \text{ N}_2 + 1,91 \text{ H}_2 + 1,79 \text{ CO} + 1,65 \text{ CO}_2 + 1,02 \text{ H}_2\text{O}\} = \\ = 1,706 \cdot 10^{-6} \approx 1,7 \cdot 10^{-6} \text{ кг-сек/м}^2.\end{aligned}$$

3. Определение средней за время испытания разности давлений. В таблице 35 дана запись замеров разности давлений между местами замера до и после диафрагмы.

Суммарный расход за время испытания получается как интеграл от мгновенного расхода по времени, то-есть суммарный расход

$$V = \int_0^{\tau} V_s d\tau = A \int_0^{\tau} \sqrt{p_s - p_1} d\tau,$$

где считаем A постоянным, хотя оно зависит от γ и от x , а, следовательно, от $(p_s - p_1)$, но эта зависимость, в обычных случаях при обычных колебаниях $(p_s - p_1)$, настолько незначительна, что усложнение вычислений учетом ее не оправдывается повышением точности результата.

Поэтому величины γ и x вычисляем по средним за время испытания значениям p_s и p_1 .

Из таблицы 35 видим, что $V(p_s - p_1)_{\text{ср}} \approx (V(p_s - p_1))_{\text{ср}}$, то-есть вычисление расхода может производиться по среднему значению разности давлений, без применения точного метода вычислений.

Если бы колебания $(p_s - p_1)$ были более значительны, то следовало бы пользоваться величинами последнего столбца. Если бы, кроме того, значительно изменялась за время испытания и температура газа, то вместо определения среднего значения $V(p_s - p_1)$ следовало бы определять среднее значение $V(273+t)(p_s - p_1)$, учитывая введением температуры изменение удельного веса за время испытания.

Таблица 35

час.-мин.	Барометрическое давление H мм рт. ст.	Относительное давление h мм вод. ст.	Температура газа $t^{\circ}C$	Разность давлений $p_a - p_1$ мм вод. ст.	$\sqrt{p_a - p_1}$
9—20	756	210	28	28	5,292
9—25	756	217	28	26	5,099
9—30	756	220	28	27	5,196
9—35	756	205	28,5	29	5,385
9—40	756	212	28,5	30	5,477
9—45	756	218	29	28	5,292
9—50	756	222	29	31	5,568
9—55	756	215	29	27	5,196
10—00	756	216	29,5	25	5,000
10—05	756	220	29,5	29	5,385
10—10	756	208	30	30	5,477
10—15	756	214	30	26	5,099
Среднее . .	756	215	29	28,0	5,288
				$\sqrt{28,00} = 5,292$	

Мы не будем останавливаться на подробностях этих вычислений в виду того, что относительное изменение абсолютной температуры редко происходит в широких пределах, а сами вычисления не представляют принципиальных затруднений.

Кроме колебаний, зависящих от изменения потребления газа вследствие изменения нагрузки, остановимся на учете колебаний, зависящих от неравномерности движения газа по трубопроводу. Обычно приходится пользоваться, для возможности точного отсчета разности давлений, включением компенсационных бачков между трубопроводом и манометром. Если манометр после компенсационных бачков показывает Δp мм вод. ст., а колебания разности давлений происходят по кривой фиг. 28, то изменение скорости газа происходит по кривой w . Среднее значение скорости $w_{\text{ср}}$ определяется средним значением ординаты кривой w за полный период изменения давлений. С другой стороны может быть вычислено среднее значение разности давлений — $\Delta p'_{\text{ср}}$ и по нему может быть найдена скорость газа $w'_{\text{ср}}$.

В общем случае $w'_{\text{ср}} \neq w_{\text{ср}}$. Действительный расход газа соответствует скорости $w_{\text{ср}}$, а манометр после компенсационных бачков дает $\Delta p''_{\text{ср}}$, по которому мы вычисляем $w''_{\text{ср}}$. Вопрос о том, какую точно величину показывает манометр после бачков, может быть разрешен лишь в результате подробного исследования этого вопроса. Мы здесь ограничимся предположением, что $w''_{\text{ср}}$ заключается в интервале между $w'_{\text{ср}}$ и $w_{\text{ср}}$; в худшем случае $w''_{\text{ср}} = w'_{\text{ср}}$, то есть $\Delta p''_{\text{ср}} = \Delta p'_{\text{ср}}$.

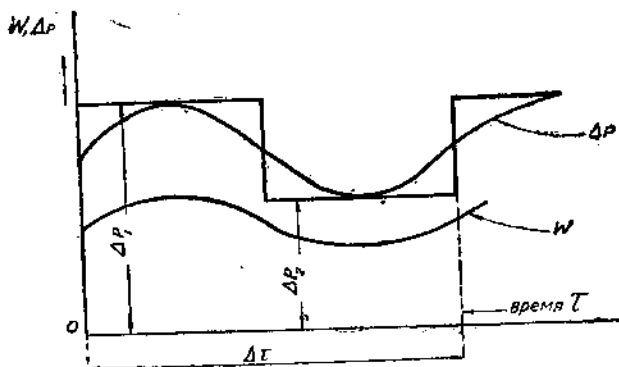
Очевидно:

$$w'_{\text{ср}} = a\sqrt{\Delta p'_{\text{ср}}}$$

$$w_{\text{ср}} = \frac{a}{\Delta\tau} \int_0^{\Delta\tau} \sqrt{\Delta p} d\tau = \frac{1}{\Delta\tau} \int_0^{\Delta\tau} w d\tau.$$

Отношение действительного значения к вычисленному, то-
есть поправочный коэффициент

$$K_w = \frac{w_{\text{ср}}}{w'_{\text{ср}}} = \frac{\int_0^{\Delta\tau} \sqrt{\Delta p} d\tau}{\Delta\tau \sqrt{\Delta p'_{\text{ср}}}},$$



Фиг. 28.

откуда видно, что K_w зависит от формы кривой Δp (фиг. 28). Ясно, что при замене кривой Δp ломанной линией с ординатами, равными максимальному и минимальному значению Δp , как показано на фиг. 28, получится поправочный коэффициент K'_w , который будет больше отличаться от единицы, чем K_w . Определив K'_w , мы найдем таким образом предельное значение K_w и предельную величину относительной ошибки $(1 - K'_w) 100\%$. Рассмотрим численный пример. Пусть $\Delta p_1 = 36$ мм вод. ст.; $\Delta p_2 = 20$ мм вод. ст.

$$\Delta p'_{\text{ср}} = \frac{\Delta p_1 + \Delta p_2}{2} = 28 \text{ мм вод. ст.}$$

$$K'_w = \frac{\sqrt{\Delta p_1} \cdot \frac{\Delta\tau}{2} + \sqrt{\Delta p_2} \cdot \frac{\Delta\tau}{2}}{\sqrt{\frac{\Delta p_1 + \Delta p_2}{2}} \Delta\tau} = \frac{\sqrt{\Delta p_1} + \sqrt{\Delta p_2}}{\sqrt{2(\Delta p_1 + \Delta p_2)}} = \frac{\sqrt{36} + \sqrt{20}}{\sqrt{2(36 + 20)}} = 0,990$$

то-есть ошибка меньше 1% .

Определение величин Δp_1 и Δp_2 может быть произведено (грубо приближенно) путем наблюдения колебаний жидкости

в манометре, включенном в газопровод до и после диафрагмы без компенсационных бачков, при возможно коротких и широких соединительных трубках, чтобы не сказывалось трение газа в соединительных трубках, действующее демпфирующим образом на показания манометра; кроме того сказывается трение и инерция столба жидкости в манометре.

Из примера можно вывести заключение, что действительный расход всегда несколько меньше замеренного; всегда $K'_w < 1$, что можно доказать для общего случая.

В приведенном численном примере получилось $K'_w = 0,99$; действительное значение K_w заключено между 0,99 и 1, так что при введении поправочного коэффициента

$$K_w = \frac{K'_w + 1}{2} = 0,995$$

мы делаем ошибку не больше $\pm 0,5\%$.

4. Выбор скоростного коэффициента. Пусть замер разности давлений производится около самой диафрагмы, то есть по правилам DIN (см. § 50). Скоростной коэффициент K_s в этом случае выбирается в зависимости от Рейнольдсова числа

$$R_s = \frac{Dw\gamma}{\eta \cdot g}$$

Для вычисления R_s нужно предварительно, хотя бы приблизительно, определить w ; такой метод достаточно быстро приводит к цели, потому что изменение R_s не сильно влияет на K_s .

Пусть для нашего примера

$$D = 0,7 \text{ м.}$$

$$m = \frac{d^2}{D^2} = \left(\frac{0,42}{0,7} \right)^2 = 0,8^2 = 0,36.$$

При этом

$$K_s \approx 0,649 \text{ (для больших } R_s) \text{ — по таблице 29.}$$

Не вводя поправки на изменение удельного веса газа (таблица 25) и на неравномерность потока газа, получим:

$$w = m K_s \sqrt{2g \frac{\Delta P}{\gamma}} = 0,36 \cdot 0,649 \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{28}{1,157}} = 5,09 \text{ м/сек.}$$

$$R_s = \frac{0,7 \cdot 5,9 \cdot 1,157}{1,7 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81} \approx 2,6 \cdot 10^5.$$

Из таблицы 29 видно, что значение $K_s = 0,649$ выбрано правильно.

5. Введение поправки на изменение удельного веса газа при проходе через диафрагму. Согласно

§ 48 для введения этой поправки нужно знать показатель политропы расширения газа при проходе через диафрагму. В нашем случае процесс можно считать адиабатическим вследствие невысокой температуры газа (а следовательно и небольшой разности между температурами газа и окружающей среды) и вследствие небольшой поверхности охлаждения между сечениями, в которых замеряются давления. Если бы эти условия не выполнялись, то следовало бы определять показатель политропы так, как объяснено и показано на примере в § 48.

В нашем же примере достаточно определить показатель адиабаты, зависящий от состава газа; это определение необходимо проделывать также и тогда, когда определяется показатель политропы по методу § 48.

Для определения теплоемкостей при постоянном давлении и при постоянном объеме, необходимых для определения показателя адиабаты, воспользуемся данными таблицы 36.

Значения теплоемкостей газов, имеющиеся в различных литературных источниках, довольно значительно отличаются друг от друга. В таблице 36 приведены для газов N_2 , O_2 , CO , H_2 , CO_2 соответствующие данные¹.

Теплоемкость H_2 , как двухатомного газа, принята такой же, как для остальных двухатомных газов. Эти данные почти не отличаются от данных Neumann'a, приведенных в книге Зейфerta: Теория горения и техника сжигания, 1926 (см. также справочную книгу „Теплотехник“, 1928) для интервала температур от 0 до $1000^\circ C$, в котором только и приходится производить вычисления при измерении расхода газа (выхлопной газ до $800^\circ C$).

Данные для метана взяты из Технической энциклопедии („Справочник физико-химических и технических величин“, т. 7, стр. 271).

Neumann дает меньшие значения (при $0^\circ C$ по Технической энциклопедии — 0,383, по Neumann'у — 0,343).

В таблице 36 приведены значения истинных (а не средних) тепл емкостей для $1 м^3$ газов при $0^\circ C$ и 760 мм рт. ст. в калориях на $1^\circ C$.

Более подробно вопрос о выгоре теплоемкостей рассматривается в главе V.

Теплоемкости доменного газа, расход которого измеряется, получаются по правилу вычисления теплоемкостей для газовой смеси (для $t = 29^\circ C$):

$$\begin{aligned} C_p &= \frac{1}{100} \{0,313(O_2 + N_2 + CO + H_2) + 0,399 \cdot CO_2 + 0,367 H_2O + 0,410 CH_4\} = \\ &= \frac{1}{100} \{0,313 (0,3 + 55,1 + 28,8 + 2,8) + 0,399 \cdot 8,6 + 0,367 \cdot 4,0 + \\ &\quad + 0,410 \cdot 0,4\} = 0,323. \end{aligned}$$

¹ Из книги Шюле: Новые таблицы и диаграммы для технических газов. 1931.

Таблица 36

Истинные теплоемкости газов (C_p и C_v) от 0°C до 1000°C.

Температура °C	Двухатомные газы N_2, O_2, CO, H_2		CO_2		H_2O		CH_4	
	C_p	C_v	C_p	C_v	C_p	C_v	C_p	C_v
0	0,312	0,223	0,386	0,298	0,365	0,276	0,383	0,293
100	0,314	0,226	0,432	0,344	0,371	0,284	0,475	0,386
200	0,316	0,228	0,465	0,378	0,378	0,290	0,563	0,474
300	0,319	0,230	0,491	0,404	0,386	0,298	0,647	0,558
400	0,321	0,233	0,509	0,423	0,394	0,306	0,728	0,639
500	0,324	0,235	0,523	0,435	0,401	0,313	0,804	0,713
600	0,326	0,237	0,535	0,446	0,409	0,321	0,876	0,787
700	0,329	0,240	0,547	0,458	0,416	0,328	—	—
800	0,333	0,244	0,559	0,470	0,423	0,335	—	—
900	0,337	0,248	0,571	0,482	0,432	0,342	—	—
1000	0,341	0,252	0,584	0,495	0,443	0,354	—	—

$$C_v = \frac{1}{100} \{ 0,224(O_2 + N_2 + CO + H_2) + 0,311 CO_2 + 0,278 H_2O + 0,320 CH_4 \} = 0,234.$$

Показатель адиабаты

$$n = \frac{C_p}{C_v} = \frac{0,323}{0,234} = 1,38.$$

Поправочный коэффициент, учитывающий изменение удельного веса при проходе газа через диафрагму:

$$x = \sqrt{\frac{n \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{2n}{n-1}} - \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{n+1}{n}}}{n-1 \cdot \frac{1 - \frac{p_1}{p_a}}{p_a}}},$$

где $p_a = 772$ мм рт. ст.

$$p_1 = 772 - \frac{28}{13,6} = 769,9 \text{ мм рт. ст.}$$

При этих значениях получаем $x \approx 0,981$.

6. Определение расхода газа. Скорость газа перед диафрагмой может быть определена с помощью найденных величин:

$$w = x m K_d \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma_a}} = 0,981 \cdot 0,36 \cdot 0,649 \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{23}{1,157}} = 4,99 \text{ м/сек.}$$

Средняя скорость должна быть еще несколько уменьшена, учитывая влияние неравномерности потока газа на отсчет разности давлений, как показано выше. Вводя соответствующий коэффициент K_w , получим:

$$w' = K_w w = 0,995 \cdot 4,99 = 4,97 \text{ м/сек.}$$

Заметим, что введение последней поправки не следует считать обязательным в виду небольшой ее величины и, главное, — в виду ненадежности точного замера амплитуды колебания разности давлений, при протекании газа через диафрагму. Поэтому будем пользоваться найденным раньше значением $w = 4,99$.

В течение часа количество протекающего газа составит

$$V = 3600 \frac{\pi D^2}{4} w = 3600 \frac{3,14 \cdot 0,7^2}{4} \cdot 4,99 = 6910 \text{ м}^3$$

при температуре и давлении газа перед диафрагмой.

Если отнести расход газа к 0°С и 760 мм рт. ст. условно считая при этом, что водяной пар не конденсируется, то получим:

$$V_0 = V \frac{\gamma}{\gamma_0} = 6910 \frac{1,157}{1,250} = 6350 \text{ м}^3$$

Наконец, если сделать пересчет на сухой газ, то получим:

$$V_{\text{св}} = V_0 \frac{100 - \text{H}_2\text{O}}{100} = 6100 \text{ м}^3.$$

§ 53. Выбор размеров диафрагм; сравнение диафрагм острых с закругленными краями и с трубой Вентури

При установке диафрагмы диаметр ее выбирается из следующих соображений:

1. Падение давления не должно быть слишком большим, чтобы не нарушать нормальной работы установки — потребителя газа; опасность слишком большого падения давления возникает при максимальных значениях скорости газа (при полной нагрузке машины).

2. Падение давления не должно быть слишком малым, чтобы относительная ошибка измерения не была слишком значительной; опасность слишком малого падения давления возникает при минимальных значениях скорости газа (при малых нагрузках машины).

Таким образом, для определения размеров диафрагмы нужно приблизительно знать пределы величины, скорости газа при том интервале нагрузок машины, в котором предполагается вести испытания.

Предварительная оценка скоростей газа может быть произведена на основании вычисления расходов газа, подсчитанных по гарантийным данным фирмы, изготовившей двигатель или на основании результатов испытаний других машин такого же или близкого типа.

Определив таким образом w_{max} и w_{min} и зная удельный вес газа в месте замера, получим следующие уравнения для определения m :

$$w_{max} = m K \sqrt{2g \frac{\Delta p_{max}}{\gamma}},$$

$$w_{min} = m K \sqrt{2g \frac{\Delta p_{min}}{\gamma}}.$$

При этом приходится учитывать зависимость K от m , причем род этой зависимости определяется предположенным методом замера давлений (табл. 28 и 29 K_1, K_2, K_3, K_4).

Если m , определенное по первому уравнению, даст слишком малое Δp_{min} , то становится необходимым применять микроманометр в место обычного U-образного манометра (приблизительно при $p_{min} < 20$ мм вод. ст.).

Если интервал изменения скорости настолько велик, что получается слишком большое Δp_{max} , то приходится либо уменьшить Δp_{min} , либо ставить вместо острой диафрагмы трубу Вентури.

Применение этого приспособления дает, при том же отсчете по манометру, меньшую потерю давления, так как часть потерянного напора вновь восстанавливается в расширяющейся части трубы Вентури. Остаются невосстановленными лишь потери трением и совершенно отсутствуют потери, связанные с явлением так называемого гидравлического удара.

Применение сопел также дает меньшую потерю давления; но здесь это уменьшение достигается путем уменьшения отсчета по манометру, то-есть тот же эффект может быть получен и при острой диафрагме путем увеличения отношения m .

Таким образом применение сопел приводит лишь к усложнению изготовления и установки, а применение трубы Вентури еще сложнее, особенно при больших диаметрах, с какими обычно и приходится встречаться при испытаниях мощных газомоторов. Поэтому сопла и трубы Вентури применяются не при испытаниях, а лишь как стационарные установки для эксплуатационного контроля расхода газа.

В этих условиях острая диафрагма оказывается менее пригодной вследствие возможности разъедания ее кромки, а по сравнению с трубой Вентури она проигрывает еще вследствие большей потери давления, что вызывает добавочную затрату энергии на преодоление этих потерь.

§ 54. Измерение расхода газа напорной трубкой; сравнение с описанными ранее методами

Измерение расхода газа с помощью диафрагм, сопел, трубы Вентури оказывается невозможным в следующих случаях:

а) при отсутствии прямого участка газопровода необходимой длины;

б) при невозможности установки приборов тогда, когда газопровод в месте измерения не может быть отделен от общего газопровода из-за отсутствия вентилей;

в) при невозможности установки приборов там, где двигатель не может быть остановлен по производственным условиям;

г) при нежелательности потери напора при проходе через диафрагму, сопло или трубу Вентури.

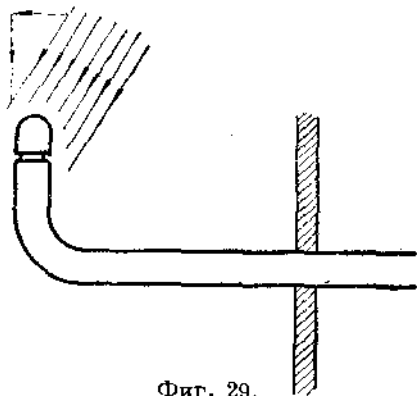
Относительно последней причины нужно сказать, что в практике испытаний газовых двигателей потери давления, которые имеют место при проходе через указанные приспособления, обычно настолько незначительны, что не нарушают заметно нормальных условий работы двигателя. Поэтому соображения о потере давления не играют роли при испытаниях газовых двигателей, если диаметр отверстия диафрагмы не меньше 0,6—0,7 внутреннего диаметра газопровода.

Что касается первых трех случаев невозможности пользования диафрагмой, то единственным способом измерения в этих случаях остается применение напорных трубок Пито, обычно выполняемых по системе Прандтля.

В случае (а) напорные трубки не могут дать точного замера, так как здесь отдельные газовые струйки не идут параллельно оси газопровода (см. фиг. 29).

При этом центральное отверстие трубки Прандтля воспринимает динамический напор, соответствующий осевой составляющей скорости струйки газа. Кольцевое отверстие трубки Прандтля воспринимает также динамический напор, соответствующий радиальной составляющей скорости струйки газа. Отсюда видно, что замер, то-есть разность давлений, воспринимаемых обеими отверстиями, будет отличаться не только от того замера, который получился бы при расположении трубки параллельном струйке газа, но будет отличаться также и от разности давлений, соответствующей осевой составляющей скорости газа.

Положение может быть исправлено применением пространственной трубки Пито¹. Однако, подобные приборы применяются лишь в аэродинамических лабораториях; пользование ими при



Фиг. 29.

¹ См., например, В. В. Красноперов: Экспериментальная аэродинамика, ч. I. 1930, стр. 112.

испытаниях двигателя в эксплуатационных условиях не может дать удовлетворительных результатов, так как изучение распределения скоростей по сечению газопровода будет занимать слишком много времени, в течение которого может измениться режим работы машины и режим течения газа по трубе.

То же можно сказать и о пользовании методом изменения направления обыкновенной трубки с целью изучения распределения скоростей.

Все же можно считать (хотя в нашем распоряжении нет достаточных опытных сравнительных данных), что результат, получаемый замером напорной трубкой путем изучения распределения скоростей по сечению газопровода, более надежен, чем результат, полученный с помощью диафрагмы при недостаточной длине прямого участка газопровода, так как в случае диафрагмы неправильное распределение скоростей даже не может быть обнаружено, а если и обнаружится путем измерения разностей давлений на нескольких образующих цилиндрического трубопровода, то и не может быть учтено. Измерение же с помощью напорной трубки дает ясную картину отклонения от нормального (симметричного относительно оси газопровода) распределения скоростей и при не очень больших отклонениях может быть учтено (см. ниже).

Невозможность применения диафрагмы в случаях (б) и (в) заставляет совсем отказываться от применения диафрагм, если испытание не может быть отложено до остановки завода или до остановки двигателя. Напорные же трубки могут быть установлены даже при работе двигателя.

В свою очередь и напорные трубки имеют существенные недостатки, а именно:

а) Применение напорных трубок затруднительно при замере газа, содержащего влагу во взвешенном состоянии; при этом внутри трубок образуются водяные прослойки, совершенно искажающие замер. Необходимость частой продувки трубок делает замеры ненадежными.

б) При пыльном газе трубка легко засаривается, что однако менее опасно, чем заливание водой, так как засаривание легко обнаруживается и, кроме того, наступает лишь по истечении некоторого времени.

в) Малая разность давлений, замеряемая при пользовании напорными трубками, делает измерение менее точным (относительно), чем в случае диафрагмы (см. ниже).

§ 55. Теория измерения расхода газа напорной трубкой

Осевое отверстие напорной трубки воспринимает динамический напор

$$h_d = \int_0^p \frac{dp}{\gamma} + \frac{w^2}{2g} + Z,$$

где p (кг/м²) — давление газа в месте измерения,
 w (м/сек) — скорость газа,
 γ (кг/м³) — удельный вес газа,
 z (в метрах) — расстояние по вертикали осевого отверстия
 трубки от какого-либо условно принятого уровня.
 Кольцевое отверстие трубки воспринимает статический напор

$$h_s = \int_0^p \frac{dp}{\gamma} + z_1,$$

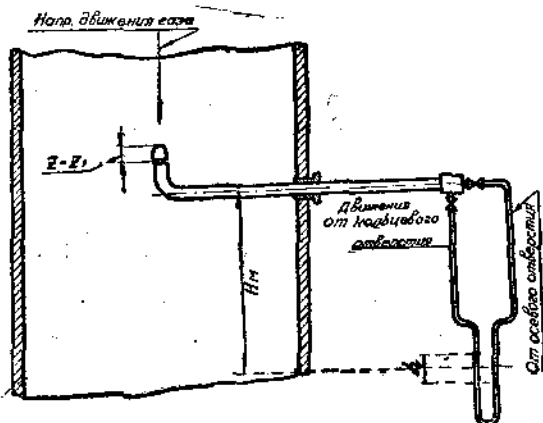
где индекс 1 указывает на то, что соответствующие величины относятся к газу около места расположения кольцевого сечения трубки.

Показание манометра, соединенного с обеими трубками (фиг. 30), будет равно:

h мм вод. ст. =

$$= h \text{ кг/м}^2 = \gamma h_s - \gamma_1 h_1. \quad (1)$$

Для горизонтальной трубы $z = z_1$ и, следовательно, $\gamma = \gamma_1$ и $p = p_1$ (влияние стеснения сечения газопровода напорной трубкой и влияние трения не принимаем во внимание); тогда



Фиг. 30.

$$h = \gamma \frac{w^2}{2g}. \quad (2)$$

Для вертикальной трубы можно сделать такое же допущение, так как $(z - z_1)$ обычно не превышает 30 мм = 0,03 м. газового столба, что по отношению к скоростному напору составляет

$$\alpha = \frac{0,03}{\frac{w^2}{2g}} 100\%.$$

При скорости газа 5 м/сек, ниже которой редко приходится производить измерения, получаем:

$$\alpha = 2,4\%.$$

Определим действительное значение h по формуле (1) и приближенное значение по формуле (2) на численном примере; Пусть доменный газ ($\gamma = 1,15$ кг/м³, $p = 10500$ мм вод. ст.) движется по вертикальной трубе вниз со скоростью $w = 5$ м/сек;

расстояние между отверстиями напорных трубок $z - z_1 = 30$ мм. Приняв для упрощения вычислений, для осевого отверстия $z = 0$ и отсчитывая статический напор не абсолютный, а относительный по отношению к тому, который существует около осевого отверстия, получим:

$$h_d = \frac{w^2}{2g}$$

$$h_s = \int_p^{p_1} \frac{dp}{\gamma} + z_1,$$

или при политропическом изменении состояния газа от p до p_1

$$h_s = \frac{n}{n-1} \frac{p}{\gamma} \left\{ \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\} + z_1$$

Динамический напор около кольцевого сечения:

$$h'_d = h_s + \frac{w_1^2}{2g},$$

причем вследствие изменения удельного веса (не учитывая сужения сечения введением напорной трубки):

$$w_1 \gamma_1 = w \gamma,$$

так что

$$h'_d = h_s + \frac{w^2}{2g} \left(\frac{\gamma}{\gamma_1} \right)^2.$$

Если не принимать во внимание трения, то должно быть

$$h_d = h'_d.$$

Подставляя значения этих величин, замечая, что

$$p_1 = p \left(\frac{\gamma_1}{\gamma} \right)^n,$$

и исключив p_1 , получим:

$$\frac{w^2}{2g} = \frac{n}{n-1} \frac{p}{\gamma} \left\{ \left(\frac{\gamma_1}{\gamma} \right)^{n-1} - 1 \right\} + z_1 + \frac{w^2}{2g} \left(\frac{\gamma}{\gamma_1} \right)^2,$$

откуда определим γ_1 , зная все прочие величины.

При любом значении n уравнение может быть разрешено относительно γ_1 путем последовательных приближений или графически; при $n = 1,4$, то-есть при адиабатическом изменении, получим:

$$3,5 \left\{ \left(\frac{\gamma_1}{\gamma} \right)^{0,4} - 1 \right\} \frac{p}{\gamma} + \frac{w^2}{2g} \left\{ \left(\frac{\gamma_1}{\gamma} \right)^{-2} - 1 \right\} + z_1 = 0,$$

откуда, подставив $p=10500$, $z_1=-0,03$, $w=5$, найдем

$$\gamma_1 = 1,000002344\gamma \cong \gamma.$$

При этом значении

$$h_1 = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot \frac{10500}{1,15} \left\{ 1,000002344^{1,4-1} - 1 \right\} - 0,03 = -0,00005 \text{ м.}$$

По формуле (1)

$$\begin{aligned} h &= \gamma h_a \left(1 - \frac{\gamma_1}{\gamma} \frac{h_a}{h_a} \right) = 1,15 \frac{5^2}{2 \cdot 9,81} \left(1 - 1,000002344 \frac{(-0,00005)}{\frac{5^2}{2 \cdot 9,81}} \right) = \\ &= 1,15 \cdot \frac{5^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,999996 \cong 1,15 \frac{5^2}{2 \cdot 9,81} = 1,47 \text{ мм вод. ст.;} \end{aligned}$$

то-есть вычисление по формулам (1) и (2) дает практически одинаковый результат.

В соединительных трубках, идущих от трубок Пито к манометру, существуют различные давления: p мм вод. ст. и $(p+h)$ мм вод. ст. это обуславливает разницу в удельных весах газа в обеих трубках:

$$\frac{h}{p} \gamma.$$

Если манометр установлен выше или ниже напорной трубки на H метров, то влияние столбов газа в соединительных трубках дает добавочную разность давлений

$$h' = \frac{h}{p} \gamma H \text{ кг/м}^2 \text{ или мм вод. ст.}$$

Взяв максимальную практически встречающуюся при испытаниях газомоторов скорость газа $w=20$ м/сек, получим при прочих прежних численных значениях: h 24 мм вод. ст.

Если $H=15$ м, что возможно, например, при расположении манометра на уровне пола, а напорной трубки—на трубе, идущей на высоте, то

$$h' = \frac{24}{10500} 1,15 \cdot 15 = 0,06 \text{ мм вод. ст.,}$$

что составляет по отношению к действительной разности давлений

$$\frac{0,06 \cdot 100}{24} = 0,25\%$$

и дает еще меньшую ошибку в вычислении скорости и расхода газа. Повтому влиянием разности высот расположения напорной трубки и манометра во всех практически встречающихся случаях можно пренебречь. При этом, конечно, должна быть обеспечена одинаковая температура газа в обеих соединительных трубках, так как разница в температурах вызывает разницу в весах столбов газа и неправильное показание манометра.

Итак, формула (2) может применяться во всех случаях измерения с помощью напорных трубок. Определив h мм. вод. ст. и γ кг/м³, находим скорость газа

$$w = \sqrt{2g \frac{h}{\gamma}} \quad (3)$$

В результате тарировки напорной трубки при различных значениях w должен быть известен поправочный коэффициент, представляющий отношение действительной скорости к той, которая получается по формуле (3). Тогда действительная скорость газа

$$w = K \sqrt{2g \frac{h}{\gamma}} \quad (4)$$

где— K поправочный коэффициент, соответствующий численному значению скорости w .

Для напорных трубок типа Прандтля значение K обычно мало отличается от единицы. Отклонение от единицы увеличивается при уменьшении скоростей. Род газа, которым тарировалась напорная трубка, не влияет на значение K , если оно относится к одинаковым скоростям. Обычно считают, что проверка в струе жидкости дает те же значения K , что и проверка в струе газа. Укажем, что нам неизвестны серьезные опытные исследования в этой области, а потому все же следует считать необходимым, чтобы трубка, применяемая для измерения газа, была проверена также в струе газообразного вещества, причем значения K должны быть даны в зависимости от w , а не в зависимости от h , как это иногда делается.

§ 56. Определение средней по сечению трубопровода скорости газа различными методами

Для того, чтобы определить количество газа, протекающего по трубопроводу, необходимо знать среднюю по сечению трубопровода скорость газа. Чтобы ее найти, необходимо исследовать распределение скоростей по сечению в месте измерения расхода. Отношение средней скорости $w_{ср}$ к скорости на оси газопровода (w_0) будем называть скоростным коэффициентом сечения газопровода:

$$\varphi = \frac{w_{ср}}{w_0}$$

Необходимость каждый раз опытом определять значение φ объясняется тем, что теоретические формулы для распределения скоростей по сечению (Poiseuille'a, Katman'a, Prandtl'a) относятся либо к ламинарному, либо к турбулентному движению. В практических же случаях нельзя с надежностью утверждать, к какому типу относится движение в данном случае. Кроме того теоретические формулы совершенно не учитывают влияния различных неправильностей в распределении скоростей, вследствие влияния заворотов газопровода, вентилях и т. д., от влияния которых совсем освободиться не всегда возможно.

Во время испытания обычно пользуются установкой напорной трубки по оси газопровода и таким образом получают осевую скорость w_0 по формуле (4). Тогда

$$w_{\text{ср}} = \varphi K \sqrt{2g \frac{h}{\gamma}}, \quad (5)$$

где φ должно быть определено при том же w_0 , которое имело место при испытании, так как φ зависит от скорости. Часто из-за непостоянства режима течения газа трудно провести точное определение φ , тогда приходится ограничиться определением φ только при одном значении w_0 и применять его для различных значений w_0 , которые получаются при испытаниях машины с различными режимами работы.

Остановимся несколько подробнее на методах определения и вычисления φ .

Рассмотрим прежде всего метод определения φ , изложенный в "Инструкции по определению средней по сечению газопровода скорости", утвержденной четвертым всесоюзным теплотехническим съездом¹.

По этому методу сечение газопровода разбивается на ряд концентрических колец, имеющих равные площади. Обозначим наружные радиусы колец R_i и внутренние R_{i-1} ; наружный радиус самого большого кольца будет радиусом газопровода:

$$R_n = \frac{D}{2}.$$

По условию равенства площадей должно быть

$$\pi R_1^2 = \pi R_2^2 - \pi R_1^2 = \dots = \pi R_n^2 - \pi R_{n-1}^2,$$

откуда

$$R_2 = R_1 \sqrt{2}$$

$$R_3 = R_1 \sqrt{3}$$

$$\dots \dots \dots$$

$$R_n = R_1 \sqrt{n}.$$

¹ См. "Известия теплотехнического института" № 8/41. 1928.

В каждом из полученных колец производится замер напорной трубкой таким образом, чтобы ось трубки устанавливалась на расстоянии от оси газопровода r_i , причем r_i выбирается так, чтобы окружность радиуса r_i делила соответствующее кольцо на две равновеликие части.

Таким образом для выбора r_i имеем следующее уравнение:

$$\pi R_i^2 - \pi r_i^2 = \pi r_i^2 - \pi R_{i-1}^2,$$

откуда, замечая, что

$$R_i = R_1 \sqrt{i},$$

$$R_{i-1} = R_1 \sqrt{i-1},$$

получаем:

$$2\pi r_i^2 = \pi R_1^2 (i + i - 1),$$

$$r_i = R_1 \sqrt{\frac{2i-1}{2}},$$

и, наконец, вводя вместо R_1 его выражение через R_n ,

$$r_i = R_n \sqrt{\frac{2i-1}{2n}}.$$

где n —число колец.

В таблице 37 даны вычисленные по этой формуле значения

$$\frac{r_i}{R_n} = \sqrt{\frac{2i-1}{2n}}$$

Для практического применения числа таблицы нужно умножить на R_n данного случая, выбрав число колец. Число колец обычно выбирают с таким расчетом, чтобы расстояния между точками замера не были меньше 10—15 мм.

Величинами R_i в дальнейшем не придется пользоваться, а потому они не вычисляются.

Измерение скоростных напоров в различных расстояниях r_i от оси газопровода занимает обычно такой промежуток времени, что режим работы машины изменяется. Поэтому нужно стремиться к тому, чтобы изменения эти не были слишком велики и представляли бы не изменения в одну сторону, а колебания около некоторой средней величины. Тогда, проделав измерения напорной трубкой последовательно несколько раз (до 6—8 рядов замеров), можно вести подсчет φ по средним значениям при небольших колебаниях нагрузки.

Отбор показаний может быть сделан или путем изучения их (например, графическое построение) или более точно, путем отбора тех значений, при которых другая вспомогательная напорная трубка, установленная неподвижно, давала одинаковые показания.

Таблица 37

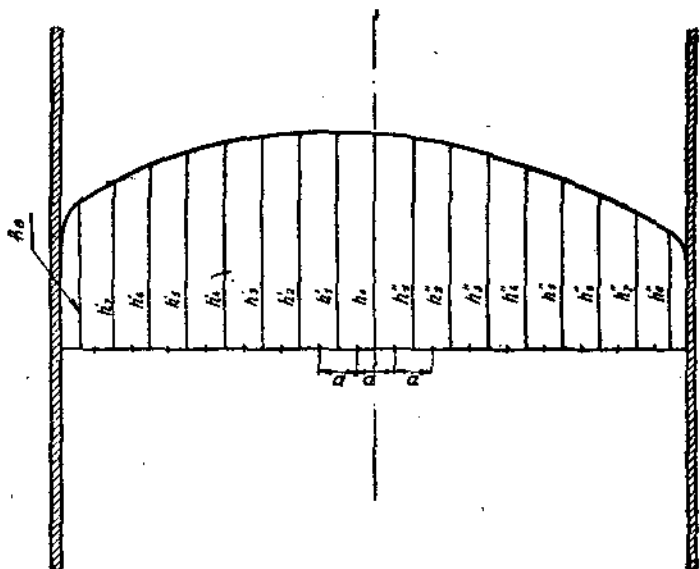
№№ по пор.	Обозна- чение ($R_n=1$)	Ч и с л о к о л е ц															
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	r_1	0,707	0,500	0,409	0,354	0,316	0,290	0,267	0,250	0,236	0,224	0,213	0,204	0,196	0,189	0,183	0,177
2	r_2	—	0,866	0,707	0,612	0,543	0,500	0,466	0,433	0,406	0,388	0,370	0,354	0,339	0,328	0,316	0,306
3	r_3	—	—	0,914	0,790	0,707	0,646	0,597	0,559	0,528	0,500	0,477	0,456	0,438	0,423	0,408	0,396
3	r_4	—	—	—	0,936	0,836	0,764	0,707	0,661	0,624	0,592	0,564	0,540	0,519	0,500	0,482	0,468
5	r_5	—	—	—	—	0,949	0,866	0,805	0,751	0,707	0,671	0,639	0,612	0,589	0,567	0,548	0,531
6	r_6	—	—	—	—	—	0,957	0,885	0,829	0,782	0,741	0,707	0,678	0,650	0,627	0,614	0,586
7	r_7	—	—	—	—	—	—	0,964	0,902	0,851	0,805	0,770	0,737	0,707	0,681	0,658	0,637
8	r_8	—	—	—	—	—	—	—	0,968	0,914	0,866	0,826	0,790	0,759	0,732	0,707	0,655
9	r_9	—	—	—	—	—	—	—	—	0,972	0,922	0,880	0,841	0,809	0,778	0,752	0,730
10	r_{10}	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,975	0,930	0,891	0,855	0,823	0,796	0,761
11	r_{11}	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,977	0,935	0,898	0,866	0,837	0,810
12	r_{12}	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,978	0,941	0,908	0,876	0,847
13	r_{13}	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,982	0,945	0,913	0,884
14	r_{14}	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,982	0,949	0,919
15	r_{15}	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,983	0,951
16	r_{16}	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,983

Выбрав для каждого кольца, по два значения h (с одной стороны оси трубы — h' , а с другой стороны h''), получим:

$$\varphi = \frac{w_{cp}}{w_0} = \frac{\sqrt{h_1'} + \sqrt{h_1''} + \sqrt{h_2'} + \sqrt{h_2''} + \dots + \sqrt{h_n'} + \sqrt{h_n''}}{2n\sqrt{h_0}}, \quad (6)$$

где h_0 — скоростной напор, замеренный на оси газопровода, а $\sqrt{h_i}$ — пропорциональны скоростям газа в соответствующих кольцах.

Достоинством изложенного метода является большая простота последнего этапа вычислений (формула 6). Недостатком метода является сложность вычисления радиусов и сложность



Фиг. 31.

самого процесса измерений, так как требуется точно выдерживать вычисленные заранее величины радиусов. Необходимость точной установки напорной трубки удлиняет продолжительность измерений, в виду чего уменьшается возможность провести все измерения при постоянном режиме работы машины.

Для устранения этих недостатков можно производить измерения не обязательно в заранее вычисленных положениях с тем, чтобы ускорить установку напорной трубки в различных положениях. На основании полученных замеров может быть построена диаграмма, по которой уже определяются скоростные напоры в тех расстояниях от оси трубы, которые требуются по изложенному методу.

Наконец можно пользоваться также следующим методом. Построив диаграмму скоростных напоров (h на фиг. 31), разбивают сечение на небольшие кольца равной толщины — a мм и в центре каждого кольца замеряем напоры h , пользуясь которыми вычисляем соответствующие скорости

$$w = \sqrt{2g \frac{h}{\gamma}}.$$

Вычисление скоростей необходимо производить лишь в том случае, когда в интервале между минимальной и максимальной скоростью поправочный коэффициент напорной трубки заметно изменяется. Если поправочный коэффициент в этих пределах постоянен, то можно ограничиться вычислением значений $\sqrt{h}$ с целью упрощения вычислений (см. ниже).

Введя поправочные коэффициенты, находим действительные скорости

$$w_i = k_i \sqrt{2g \frac{h_i}{\gamma}},$$

Площади колец найдутся следующим образом:

$$f_0 = \frac{\pi a^2}{4}$$

$$f_1 = 2\pi a^2$$

$$f_2 = 4\pi a^2$$

$$\vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots$$

$$f_n = \pi \left\{ R^2 - \left(\frac{2n-1}{2} a \right)^2 \right\},$$

где R — радиус газопровода.

Расход газа через сечение f_i :

$$V_i = w_i f_i,$$

где $w_i = \frac{w_i' + w_i''}{2}$ — средняя скорость из двух замеренных с обеих сторон от оси в данном кольце.

Полный расход газа:

$$V = \sum V_i$$

Средняя скорость по сечению

$$w_{cp} = \frac{V}{F} = \frac{\sum V_i}{\sum f_i}$$

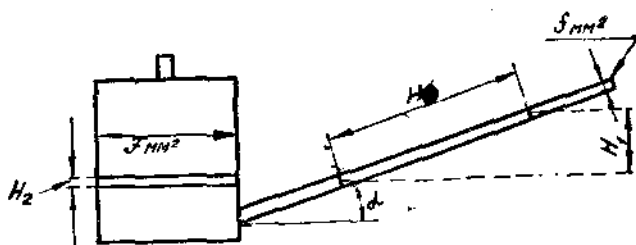
и скоростной коэффициент

$$\varphi = \frac{w_{cp}}{w_0} = \frac{V}{F w_0} = \frac{\sum \left[k_i \sqrt{2 g \frac{h_i}{\gamma} f_i} \right]}{k_0 \sqrt{2 g \frac{h_0}{\gamma} \pi R^2}} \quad (7)$$

Если все $k_i = k_0 = \text{const}$, то

$$\varphi = \frac{\sum \left[\sqrt{\frac{f_i}{\pi}} \right]}{\sqrt{\frac{h_0}{\pi} R^2}} \quad (8)$$

Учет поправочных коэффициентов k_i может быть произведен также и при подсчете по первому из рассмотренных методов (относительно этого в Инструкции четвертого всесоюзного тепло-технического съезда нет указаний).



Фиг. 32.

Для более точного вычисления φ необходимо продельвать измерения по двум взаимно перпендикулярным диаметрам в одном сечении, особенно в случаях несимметричного распределения скоростей.

§ 57. Измерение малых разностей давлений; микроманометр — его теория и проверка; поплавковый тягомер

Измерение малых разностей давлений, с которыми приходится иметь дело при пользовании напорной трубкой, производится обычно с помощью микроманометров с наклонной шкалой (при испытаниях), или с помощью поплавковых тягомеров (при длительном контроле). Рассмотрим способы пересчета показаний этих приборов на мм вод. ст.

На фиг. 32 изображен схематически микроманометр с наклонной шкалой. Когда уровень жидкости в наклонной трубке поднимается на H мм, то это вызывает понижение уровня в сосуда на

$$H_2 = H f \frac{1}{F} \text{ мм.}$$

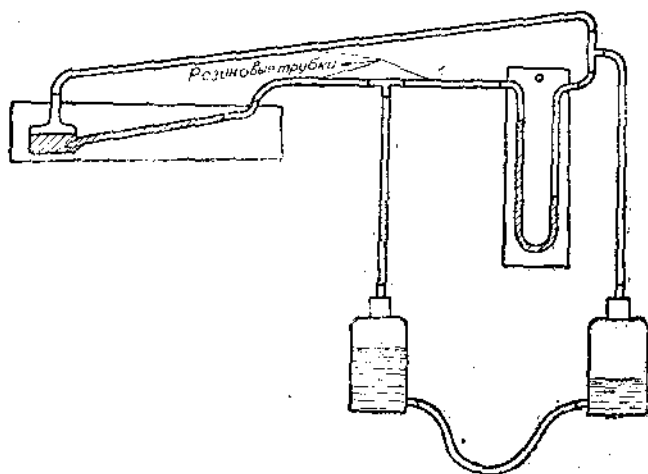
Измеряемая разность давлений будет

$$h = H_1 + H_2 = H \left(\sin \alpha + \frac{f}{F} \right) = \frac{H}{m},$$

где $m = \frac{1}{\sin \alpha + \frac{f}{F}}$ является масштабом микроманометра. Если

шкала микроманометра нанесена не в миллиметрах, а в единицах длиной l мм и если удельный вес жидкости, налитой в микроманометр (по отношению к удельному весу воды) равен ρ , то

$$h = H \frac{l \cdot \rho}{m} = \frac{H}{\mu},$$



Фиг. 33.

где μ — полный масштаб показаний микроманометра, учитывающий его форму, размеры, род жидкости, род шкалы.

Наиболее трудно из всех входящих сюда элементов точное измерение α ; неточность в измерении α вызывает при малых углах наклона такую же относительную неточность в определении $\sin \alpha$, m и μ .

При наклоне около 6° ($m \approx 0,1$) неточность в $10'$ вызывает ошибку в масштабе в $3\frac{1}{2}\%$.

Поэтому если нет возможности произвести точное измерение α , следует определять масштаб непосредственным сравнением с обыкновенным U-образным манометром, что может быть выполнено, например по следующей схеме (фиг. 33).

Изменяя взаимное положение банок по высоте, мы вызываем изменение уровней жидкости и в микроманометре и в U-образном манометре; сравнивая их показания, определяем масштаб.

Для микроманометров с постоянным наклоном трубки определение масштаба производится один раз и определенный масштаб характеризует микроманометр. Для микроманометра, с изменяющимся наклоном трубки измерение масштаба производится при различных положениях трубки и значения масштабов наносятся на особую шкалу.

В таблице 38 приводится протокол проверки масштаба микроманометра с постоянным наклоном (тигмер Крелла) при различных разностях давлений и при одном положении нулевой точки.

Некоторые отклонения значений масштаба при малых разностях давлений объясняются меньшей относительной точностью отсчетов и лишь в небольшой мере могут быть объяснены искривлениями наклонной трубки.

Таблица 38

Протокол проверки микроманометра.
Тип микроманометра — тигмер Крелла (проверка по схеме фиг. 33).
Жидкость в обоих манометрах — вода ($\rho = 1$).

Показание		Разность отсчетов от начальной точки, принятой при проверке		Масштаб микроманометра между положением при отсчете и начальной точкой
U — образного манометра (в мм)	Микроманометра (в делениях шкалы)	U-образный манометр	Микроманометр	
2	20	0	0	—
9	77	7	57	8,1
12	102	10	82	8,2
15	124	13	104	8,0
17,5	145	15,5	125	8,1
20,5	169	18,5	149	8,1
23,5	192	21,5	172	8,0
26,5	219	24,5	199	8,1
28	232	26	212	8,2
32	262	30	242	8,1

Ввиду небольших отклонений масштаба при различных уровнях жидкости, за масштаб принимаем результат проверки при максимальном отсчете, то-есть

$$\mu = 8,1.$$

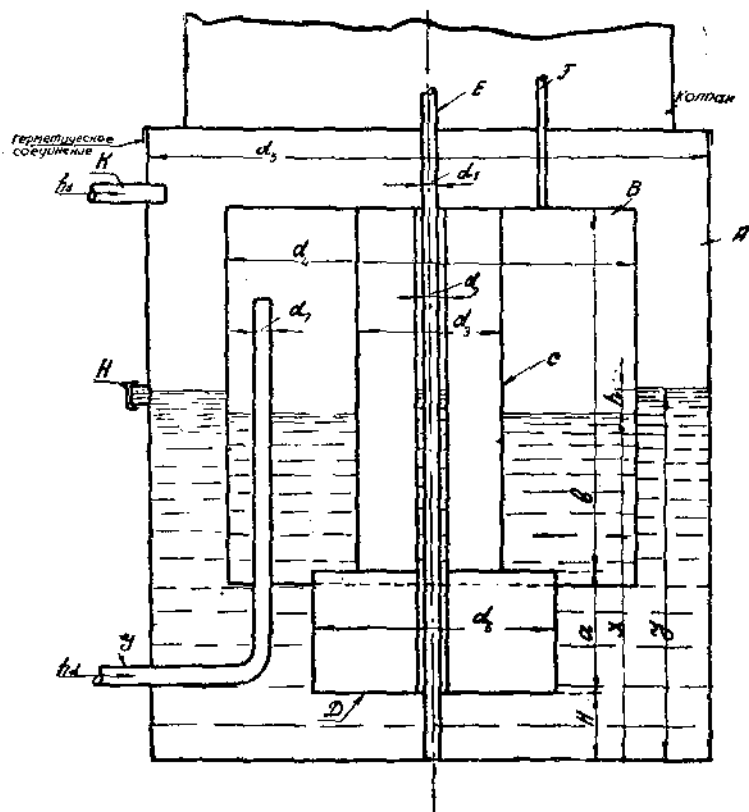
Шкала имеет длину 252 мм на 300 делений, то-есть одно деление имеет длину $l = 0,84$ мм.

Масштаб, зависящий только от наклона трубки (при шкале в мм)

$$m = \rho l \mu = 1 \cdot 0,84 \cdot 8,1 = 6,8;$$

пользуясь этим значением, можно сделать пересчет и для того случая, когда микроманометр будет заполнен другой жидкостью.

На фиг. 34 дана схема поплавкового тягомера с цилиндрическим поплавком. Для определения масштаба его показаний может быть применен только что описанный метод опытного определения. Масштаб показаний может быть определен также



Фиг. 34.

и на основании знания размеров тягомера (диаметров поплавка и корпуса).

Метод определения масштаба по размерам сводится к следующему. Тягомер состоит из цилиндра A, герметически закрытого сверху колпаком (не изображен полностью). В цилиндр наливается вода, уровень которой устанавливается в начале работы при помощи отверстия H, закрываемого затем пробкой (на резьбе). В воде плавает колпак B, направляемый стержнем E. Этот колпак составляет одно целое с пустотелым поплавком CD. К колпаку B прикреплен стержень F, с карандашом, который

записывает положение поплавка по вертикали на вращающемся барабане (не изображен на чертеже), находящемся внутри колпака—крышки. Поплавок не имеет возможности вращаться; барабан вращается часовым механизмом. В результате на барабане получается полная суточная диаграмма показаний тягомера.

В цилиндр A и под колпак B входят соответственно трубки K и G , соединенные с трубками Пито, вставленными в газопровод. Трубка G соединяется с загнутой трубкой Пито (то-есть с осевым отверстием трубки Прандтля), а трубка K —с прямой, то-есть с кольцевым отверстием трубки Прандтля. В таком случае на колпак B будет действовать снизу вверх динамический напор газа, идущего в газопроводе, то-есть разность между полным напором и статическим:

$$h = h_z - h_s. \quad (1)$$

Величина подъема поплавка η от некоторого начального положения измеряет в некотором масштабе динамический напор, так что

$$h = a\eta, \quad (2)$$

где a —коэффициент пропорциональности, который нам нужно найти, чтобы иметь возможность пользоваться показаниями газомера.

Введем вспомогательные величины— x и y —уровни воды в цилиндре A газомера и под колпаком B (см. фиг. 34). Тогда, очевидно (в миллиметрах водяного столба),

$$h = y - x \quad (3)$$

или в дифференциальной форме

$$dh = dy - dx. \quad (4)$$

Постоянство объема воды внутри газомера при любом положении поплавка дает еще следующее уравнение:

$$\begin{aligned} H(f_5 - f_1 - f_7) + a(f_5 - f_6 + f_2 - f_1 - f_7) + \\ + (x - a - H)(f_5 - f_6 + f_2 - f_1 - f_7) + \\ + (y - x)(f_5 - f_4 + f_2 - f_1) = \text{const}, \end{aligned}$$

где $f_i = \frac{\pi d_i^2}{4}$ —площадь круга, соответствующая диаметру d_i (см. фиг. 34).

Заметим, что $dH = d\eta$ есть не что иное, как величина перемещения поплавка от некоторого положения. Тогда последнее уравнение в дифференциальной форме будет иметь следующий вид:

$$\begin{aligned} (f_5 - f_1 - f_7) d\eta + (f_5 - f_6 + f_2 - f_1 - f_7) (dx - d\eta) + \\ + (f_5 - f_4 + f_2 - f_1) (dy - dx) = 0 \end{aligned}$$

ли, после преобразований,

$$Ad\eta + Bdy + Cdx = 0, \quad (5)$$

де

$$\left. \begin{aligned} A &= f_3 - f_2 \\ B &= f_5 - f_4 + f_2 - f_1 \\ C &= f_4 - f_3 - f_1 \end{aligned} \right\} \quad (5')$$

Еще одно уравнение дает закон Архимеда о потере в весе плавающих тел. Когда динамический напор возрастает на dh , то равновесие поплавка нарушается — вверх действует добавочная сила

$$(f_4 - f_3) dh.$$

Эта сила должна быть уравновешена увеличением веса поплавка на такую же величину путем поднятия его над поверхностью воды внутри колпака B на ds ; тогда, очевидно,

$$(f_4 - f_3) dh = (f_3 - f_2) ds;$$

но

$$ds = dH - dx = d\eta - dx,$$

а потому

$$(f_4 - f_3) dh = (f_3 - f_2) (d\eta - dx),$$

или

$$A_1 d\eta + B_1 dh + C_1 dx = 0, \quad (6)$$

где:

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= f_3 - f_2 = A \\ B_1 &= f_3 - f_4 \\ C_1 &= f_2 - f_3 = -A \end{aligned} \right\} \quad (6')$$

Таким образом мы получили три уравнения (4), (5) и (6), из которых следует исключить вспомогательные величины dx и dy , чтобы найти зависимость между $d\eta$ и dh .

Исключив dy из (5) при помощи (4), получим:

$$Ad\eta + B(dh + dx) + Cdx = 0. \quad (7)$$

Определяя dx из (7) и из (6) и приравнявая их друг к другу получим:

$$\frac{Ad\eta + Bdh}{B + C} = \frac{A_1 d\eta + B_1 dh}{C_1},$$

откуда

$$\left(\frac{A}{B + C} - \frac{A_1}{C_1} \right) d\eta = \left(\frac{B_1}{C_1} - \frac{B}{B + C} \right) dh$$

или

$$dh = \frac{AC_1 - A_1 B - A_1 C}{B_1 C + B B_1 - B C_1} d\eta = a d\eta, \quad (8)$$

так что окончательно:

$$\alpha = \frac{AC_1 - A_1B - A_1C}{B_1C + BB_1 - BC_1} = \frac{-(f_1 - f_2)^2 + (f_2 - f_3)(f_5 - f_4 + f_2 - f_1) + (f_2 - f_1)(f_4 - f_3 - f_1)}{(f_3 - f_4)(f_4 - f_5 - f_1) + (f_3 - f_4)(f_5 - f_4 + f_2 - f_1) - (f_2 - f_3)(f_5 - f_4 + f_2 - f_1)} \quad (9)$$

Для одного из тягомеров величины f , имели следующие значения:

$$f_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2 = 0,785 \cdot 12^2 = 115 \text{ мм}^2$$

$$f_2 = \frac{\pi}{4} d_2^2 = 0,785 \cdot 20^2 = 320 \text{ мм}^2$$

$$f_3 = \frac{\pi}{4} d_3^2 = 0,785 \cdot 49^2 = 1921 \text{ мм}^2$$

$$f_4 = \frac{\pi}{4} d_4^2 = 0,785 \cdot 222^2 = 39\,427 \text{ мм}^2$$

$$f_5 = \frac{\pi}{4} d_5^2 = 0,785 \cdot 240^2 = 46\,080 \text{ мм}^2$$

$$f_6 = \frac{\pi}{4} d_6^2 = 0,785 \cdot 145^2 = 16\,820 \text{ мм}^2$$

$$f_7 = \frac{\pi}{4} d_7^2 = 0,785 \cdot 12^2 = 115 \text{ мм}^2$$

Подстановка этих значений в формулу (9) дает:

$$\alpha = \frac{73\,410\,000}{1\,670\,580\,000} = 0,0439 = \frac{1}{22,8}$$

то-есть каждые 22,8 мм подъема поплавка соответствуют 1 мм водяного столба динамического напора газа в газопроводе.

Таким образом в рассмотренном тягомере существует пропорциональность между подъемом поплавка и скоростным напором газа. При более сложной форме поплавка может быть получена пропорциональность между подъемом поплавка и квадратным корнем из скоростного напора, то-есть скоростью газа и расходом газа. При таких формах поплавка остается только один практически удобный способ определения масштаба показаний — сравнение с U -образным манометром (см. выше).

§ 58. Численный пример

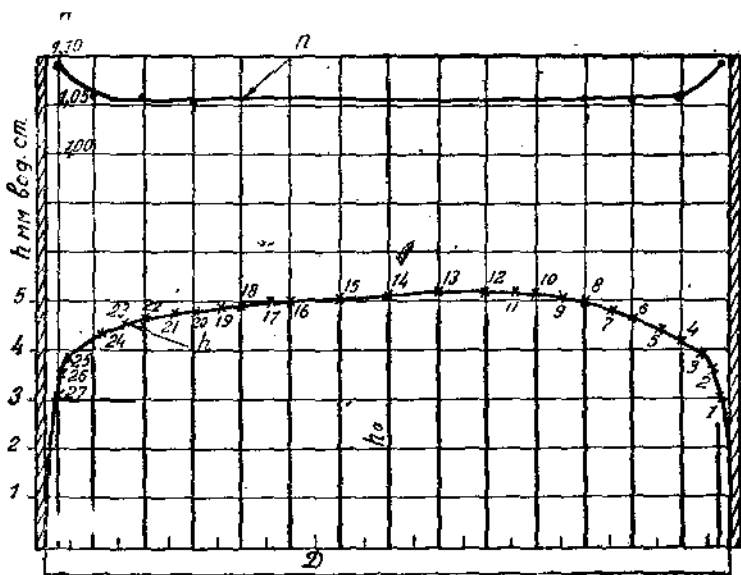
Измерения для определения средней по сечению газопровода скорости (и скоростного коэффициента) дали следующий результат:

Внутренний диаметр газопровода $D=700$ мм.

Жидкость в микроманометре — вода ($\theta=1$).

Масштаб микроманометра $\mu=8,1$.

Барометрическое давление $B=732$ мм рт. ст.



Фиг. 35.

Давление в газопроводе (относительное) $p=12$ мм рт. ст. (среднее за период замеров).

Температура газа — $t=37^{\circ}\text{C}$.

Удельный вес измеряемого (доменного) газа при этих условиях, подсчитанный по составу газа, $\gamma=1,08$ кг/м³.

В таблице 39 даны следующие величины:

A — деление напорной трубки, находящееся около наружной торцевой поверхности сальника, с помощью которого вставлена трубка в газопровод. Наибольшая величина A соответствует наиболее вдвинутому в газопровод положению напорной трубки, когда загнутый конец трубки упирается в противоположную стенку газопровода. Постепенно выдвигая трубку, получим меньшие значения A . Наименьшее значение соответствует наиболее выдвинутому положению трубки, когда загнутый конец упирается в стенку газопровода около сальника или в самый

сальник. Иногда закругление трубки препятствует дальнейшему выдвиганию трубки.

Если, например, диаметр напорной трубки (наружный) — 16 мм, то при максимальном A замер производится в расстоянии $\frac{16}{2} = 8$ мм от стенки газопровода. Аналогичное расстояние при минимальном A определится, очевидно, как

$$D_{\text{мм}} - 8_{\text{мм}} - (A_{\text{max}} - A_{\text{min}})_{\text{мм}}$$

b отсчет по микроманометру в делениях его шкалы,
 c положение нулевой точки микроманометра в делениях его шкалы.

При этих обозначениях динамический напор будет, очевидно,

$$h = \frac{(b - c)}{r} \text{ мм вод. ст.}$$

Таблица 39

Запись замеров при определении
 средней по сечению трубопровода
 скорости газа

A	b	c	h
740	45	20	3,08
730	49,5	20	3,64
720	52	20	3,92
700	54	20	4,20
675	55,5	20	4,11
650	57	20	4,59
625	58,5	20	4,76
600	59,5	20	4,90
575	61	20	5,03
550	61,5	20	5,11
525	62	20	5,18
500	62,5	20	5,22
450	62	20	5,18
400	61,5	20	5,11
350	61	20	5,02
300	60	20	4,94
275	59,5	20	4,88
250	59,5	20	4,88
225	59	20	4,82
200	58,5	20	4,77
175	58	20	4,70
150	57,5	20	4,62
125	56,5	20	4,50
100	55	20	4,28
75	51	20	3,83
65	48	20	3,47
61	45,5	20	3,17

На фиг. 35 величины h отложены в виде ординат, на диаметре газопровода. Полученной кривой можно пользоваться для вычисления скоростей газа по формуле

$$w_i = k_i \sqrt{2g \frac{h_i}{\gamma}}, \quad (a)$$

где поправочный коэффициент напорной трубки k_i зависит от скорости газа.

Результаты тарировки напорной трубки даны в таблице 40, причем поправочный коэффициент n этой таблицы дан в зависимости от напора, а не от скорости. Поэтому необходимо либо пересчитать данные таблицы 40 на скорости, либо установить зависимость между коэффициентом k формулы (a) и коэффициентом n таблицы 40.

Таблица 40

Протокол проверки напорной трубки

$h_{эт}$ (напорная трубка — эталон)	h_T (проверяемая трубка)	$n = \frac{h_{эт}}{h_T}$
3,00	2,66	1,130
6,02	5,68	1,062
8,25	7,85	1,050
14,45	14,10	1,025
14,45	14,15	1,022
14,93	14,70	1,018
17,50	17,2	1,018
21,80	21,5	1,014
33,0	32,5	1,015
46,6	45,8	1,018
59,6	58,4	1,020
67,2	65,2	1,030
73,6	72,0	1,021

Величины $h_{эт}$ и h_T даны в мм спиртового столба (микроманометр при проверке был наполнен спиртом с удельным весом $\phi = 0,802$).

При проверке трубки помещались в аэродинамической трубе, по которой продувался воздух.

Давление воздуха в месте измерения было 743 мм рт. ст. и температура — 8°C.

Следовательно, удельный вес воздуха был

$$\gamma_s = 1,29 \frac{743}{760} \frac{273}{273+8} = 1,22 \text{ кг/м}^3.$$

Если бы при наших измерениях газ имел удельный вес γ , и если бы микроанометр также был залит спиртом, то можно было бы определять скорость газа по формуле

$$w_i = \sqrt{2g \frac{n \partial h_r}{\gamma_s}}, \quad (b)$$

выбирая n в зависимости от h_r , что вполне соответствовало бы условиям, существовавшим при тарировке напорной трубки.

По указанному выше поправочные коэффициенты напорной трубки сохраняют свое численное значение при одинаковых скоростях газа, а не при одинаковых напорах (при одинаковых скоростях могут получаться различные напоры в зависимости от θ и γ). Приравнявая друг другу w по формулам (a) и (b), получим:

$$k_i \sqrt{2g \frac{h_i}{\gamma}} = \sqrt{2g \frac{n \partial h_r}{\gamma_s}} = \sqrt{n} \sqrt{2g \frac{\partial h_r}{\gamma_s}};$$

если выполнено это соотношение, то-есть равенство скоростей при измерении и при тарировке, то равны и поправочные коэффициенты, то-есть $k_i = \sqrt{n}$, следовательно:

$$\sqrt{\frac{h_i}{\gamma}} = \sqrt{\frac{\partial h_r}{\gamma_s}},$$

откуда получаем значение напора, для которого следует выбрать по таблице 40 поправочный коэффициент $n = k_i^2$:

$$h_r = \frac{h_i}{\theta} \frac{\gamma_s}{\gamma} = \frac{h_i}{0,802} \frac{1,22}{1,08} = 1,41 h_i. \quad (c)$$

Ход вычислений получается следующий. По формуле (c) находим h_r , затем по таблице 40 находим n и, наконец, скорость по формуле (b) или по

$$w_i = \sqrt{2g \frac{n h_i}{\gamma}}.$$

По формулам (7) — (8) § 56 видно, что для вычисления φ

достаточно вычислять не w_i , а лишь $\sqrt{nh_i}$; площади колец также могут быть заменены величинами

$$\frac{f_i}{\pi} = r_n^2 - r_o^2,$$

где r_n и r_o — наружный и внутренний радиусы колец, на которые разбито все сечение газопровода.

Для облегчения нахождения n данные таблицы 40 нанесены на диаграмму фиг. 36.

Результаты вычислений сведены в таблице 41.

Таблица 41*

Подсчет средней по сечению газопровода скорости газа

Расстояние от оси газопро- вода мм	Радиусы колец		$\frac{F_i}{\pi}$	$\sqrt{nh_i}$			$\frac{F_i}{\pi} \sqrt{nh_i}$
	нару- жный r_n мм	внут- рен- ний r_o мм		слева	спра- ва	сред- нее зна- чение $\sqrt{nh_i}$	
0	25	0	625	—	—	2,33	1 460
50	75	25	5 000	2,32	2,34	2,33	11 650
100	125	75	10 000	2,29	2,34	2,32	23 200
150	175	125	15 000	2,27	2,32	2,29	34 350
200	225	175	20 000	2,25	2,27	2,26	45 200
250	275	225	25 000	2,21	2,22	2,21	55 250
300	325	275	30 000	2,12	2,12	2,12	63 600
337,5	350	325	16 875	1,87	1,92	1,90	32 060
Сумма	—	—	122 500	—	—	—	266 770

По формуле (7) и (8) § 56:

$$\varphi = \frac{266770}{2,33 \cdot 122500} = 0,933.$$

Часовой расход газа

$$V = 3600 \pi \frac{D^3}{4} \varphi \sqrt{2g \frac{nh_o}{\gamma}} =$$

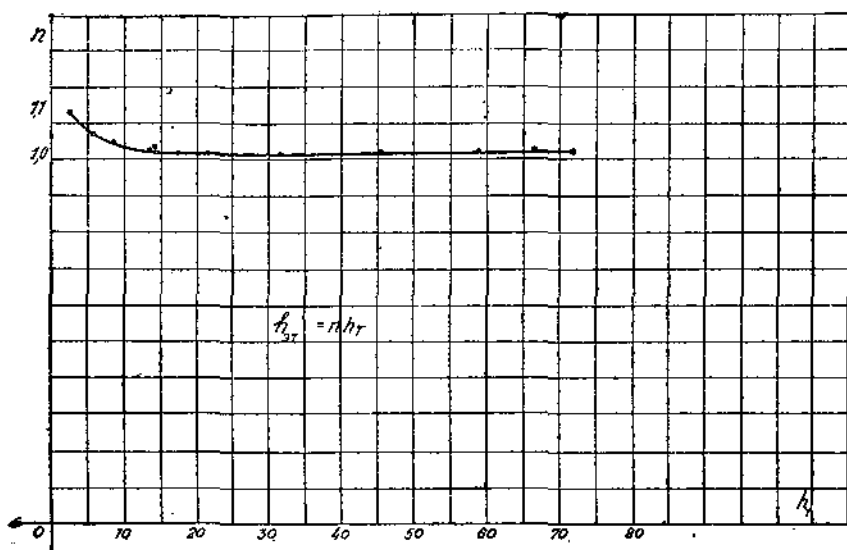
$$= 3600 \cdot 3,14 \cdot \frac{0,7^2}{4} \cdot 0,933 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,095 \cdot 5,1}{1,08}} = 12 100 \text{ м}^3$$

при давлении и температуре в месте замера.

* По данным фиг. 35 и 33.

§ 59. Косвенные методы определения расхода газа; различные методы определения объема камеры сжатия

Перейдем к рассмотрению косвенных методов определения расхода газа при испытаниях газомоторов (см. начало главы). Эти методы используют данные, полученные с помощью приборов, не предназначенных непосредственно для измерения расхода газа. Вычисление расхода газа этими методами требует поэтому довольно сложных вычислений, в которых участвуют различные



Фиг. 36.

величины, характеризующие происходящие в двигателе процессы. Недостаточная изученность этих процессов приводит к тому, что косвенные методы определения расхода газа не могут претендовать даже на ту точность, которая может быть достигнута прямыми методами, разобранными выше.

Поэтому роль косвенных методов определения расхода газа сводится к следующему:

- 1) к приближительному определению расхода газа в тех случаях, когда прямые методы почему-либо не применены и когда сложность процесса в двигателе не препятствует применению косвенных методов (см. об этом ниже);

- 2) к возможности обнаружения грубых ошибок при пользовании прямыми методами и к выбору наиболее подходящего результата из нескольких, полученных прямыми методами, когда применяются одновременно несколько прямых методов и получается разногласие в результатах;

3) к возможности сделать заключение о характере происходящих в двигателе процессов путем сопоставления результатов, полученных прямыми и косвенными методами в тех случаях, когда прямые методы дают безусловно правильный результат.

Ход вычислений расхода газа по косвенным методам приходится применять различные в зависимости от типа двигателя.

В дальнейшем мы подробно рассмотрим теоретически и на примерах вычисления для следующих типов машин:

- а) четырехтактная машина без продувки,
- б) четырехтактная машина с продувкой,
- в) двухтактная машина.

Для всех случаев необходимо знать объем камеры сжатия рабочей полости двигателя. На определении объема камеры сжатия различными методами остановимся прежде всего.

I. Объем камеры сжатия может быть определен путем вычисления по размерам, взятым с натуры или из чертежа. При вычислениях по чертежу с натуры должен быть определен хотя бы один размер, характеризующий положение поршня по отношению к крышке в мертвом положении; размер этот может быть получен при остановке машины, то-есть в холодном ее состоянии. В работе соотношение меняется, так как нагрев вызывает одновременное удлинение корпуса машины и штока на различные величины. В машинах типа тандем поправка на удлинение во время работы может дать заметное изменение в объеме камеры сжатия, особенно в полостях, наиболее удаленных от коренного вала.

II. С большей точностью может быть определен объем камеры сжатия путем заполнения камеры жидкостью, объем которой измеряется. Однако этот способ мало применим к камерам с большими размерами, так как потери жидкости через неплотности могут оказаться довольно значительными. Кроме того при некоторых формах камер сжатия при заливке образуется воздушный мешок, что не дает возможности вообще воспользоваться методом заливки.

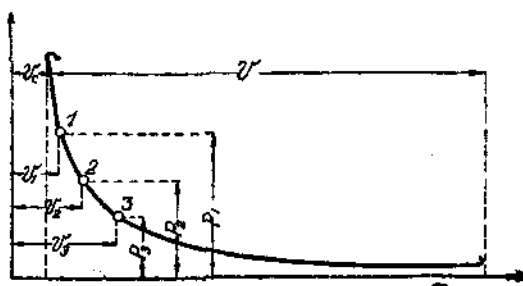
III. Объем камеры сжатия может быть определен по индикаторной диаграмме. Этот метод имеет то преимущество, что дает результат с учетом всех изменений, происходящих в двигателе во время работы. Неточность определения длин по индикаторной диаграмме, вследствие сравнительно малой величины этих длин и значительной толщины карандашных линий на диаграмме, может быть компенсирована исследованием нескольких диаграмм и определением средней величины объема камеры сжатия.

Определение объема камеры сжатия по индикаторной диаграмме требует определения показателя политропы линии сжатия на каком либо ее участке. Можно определять также и показатель политропы линии расширения, но результат получится менее точный, так как показатель политропы при расширении изменяется более резко, чем при сжатии, вследствие усиленного теплообмена и влияния догорания.

На фиг. 37 показана схематически линия сжатия индикаторной диаграммы.

Возьмем на линии сжатия точки 1, 2, 3, настолько близко одна к другой, чтобы можно было считать, что показатель политропы между 1 и 3 почти не изменяется. Препятствием к сильному уменьшению расстояния между 1, 2, 3 служит увеличение влияния на результат относительных ошибок измерения величин V и P .

Обозначая индексами 1, 2, 3 значения V и P (абсолютные объемы и абсолютные давлении), относящиеся к



точкам 1, 2, 3, получим уравнения:

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n, \quad (1)$$

$$P_2 V_2^n = P_3 V_3^n, \quad (2)$$

Обозначив объем камеры сжатия через V_c , получим:

$$V_1 = V_c + V'$$

$$V_2 = V_c + V''$$

$$V_3 = V_c + V'''$$

Фиг. 37.

Исключив V_c из системы уравнений (1) и (2), получим:

$$\frac{V' \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} - V''}{1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}}} = \frac{V'' \left(\frac{P_2}{P_3} \right)^{\frac{1}{n}} - V'''}{1 - \left(\frac{P_2}{P_3} \right)^{\frac{1}{n}}},$$

откуда

$$\left(V' - V''' \right) \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} + \left(V'' - V' \right) \left(\frac{P_1}{P_3} \right)^{\frac{1}{n}} = V'' - V'''$$

что может быть написано в виде:

$$a u^{\frac{1}{n}} + b v^{\frac{1}{n}} = c \quad (3)$$

Уравнение может быть решено относительно n путем приближенного численного решения. Приближенное решение может быть найдено также и в общем виде, для чего напомним (3) в виде:

$$a(1+x)^{\frac{1}{n}} + b(1+y)^{\frac{1}{n}} = c$$

и заметим, что $a+b=c$, а также что $x < 1$ и $y < 1$ при достаточно близком расположении точек 1, 2 и 3 друг к другу, а потому ограничимся в разложении в ряд членами, содержащими x^2 и y^2 .

После преобразований получим:

$$ax + by + \left(\frac{1}{n} - 1\right) \frac{ax^2 + by^2}{2} + \left(\frac{1}{n} - 1\right) \left(\frac{1}{n} - 2\right) \frac{ax^3 + by^3}{6} = 0.$$

Решение этого уравнения, как квадратного относительно $\left(\frac{1}{n}\right)$, дает:

$$\frac{1}{n} = -\frac{3}{2}p + \sqrt{\left(\frac{3}{2}p\right)^2 - q}, \quad (4)$$

где

$$p = \frac{a(x^2 - x^3) + b(y^2 - y^3)}{ax^3 + by^3},$$

$$q = \frac{a(6x - 3x^2 + 2x^3) + b(6y - 3y^2 + 2y^3)}{ax^3 + by^3}$$

Непосредственное численное решение уравнения (3) не сложнее вычисления n по формуле (4) при условии получения одинаковой точности.

Найдя n , определяем v_c по любому из уравнений (1) или (2). Например, по уравнению (1) получаем:

$$V_c = \frac{V' \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{n}} - V''}{1 - \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{n}}} \quad (5)$$

IV. Объем камеры сжатия может быть определен непосредственно по уравнению (5), если принять показатель политропы для всей линии сжатия (средний) на основании изучения диаграм аналогичных двигателей. Для больших газомоторов со степенью сжатия от 4,5 до 7 можно принимать для приближенных подсчетов $n = 1,28 - 1,32$, если V' и V'' выбрать следующим образом: — первый объем для момента зажигания или несколько раньше его, а второй объем — для момента закрытия впускного клапана или продувочных окон или несколько позже этого момента.

Такой выбор объемов V' и (V'') обеспечивает постоянство веса газа, участвующего в процессе сжатия (V') и зависимость давления исключительно от процесса сжатия и теплообмена со стенками рабочей полости. Определение момента зажигания и момента закрытия впускного отверстия производится проверкой на машине, а если этого нельзя сделать (например, если машина не может быть остановлена по производственным условиям), то придется пользоваться данными заводской регулировки или данными фирмы, но в этом случае необходимо при выборе V' и V'' отступать от этих данных в сторону уменьшения исследуемого интервала, то-есть увеличивая V' и уменьшая V'' по указанным выше причинам.

Основное преимущество этого способа простота: по точности же он, повидимому, не уступает способу III, а в применении к большим газомоторам, также и способам I и II.

V. Объем камеры сжатия может быть определен путем сравнения линии сжатия при обычных условиях с линией сжатия, полученной при работе с добавочной камерой, известного объема, присоединенной к камере сжатия через индикаторный или другой кран. Мы не останавливаемся на разборе это о способа в виду почти полной его непригодности для больших машин вообще, в том числе и для газомоторов.

Из сделанного обзора видно, что для газомоторов могут быть применены методы I и IV, а в случае достаточно больших размеров индикаторной диаграммы — также и метод III.

§ 60. Четырехтактная машина без продувки. Методика и численный пример косвенного определения коэффициента подачи и расхода газа

В этом случае можно считать, что воздух (а также и горючий газ), поступающий в машину, не теряется через выхлопной клапан, хотя существует период времени, когда одновременно открыты и выхлопной и впускной клапаны.

Введем следующие обозначения:

P_v — индикаторное давление в цилиндре в конце выхлопа (в мертвой точке) в абс. атм. (кг/см²);

$P_{вс}$ — то же в конце всасывания (в мертвой точке, а не в момент закрытия клапана);

$T_{вн}$ $T_{вс}$ — абсолютные температуры в цилиндре в тех же точках, что P_v и $P_{вс}$;

$V_{сж}$ — объем камеры сжатия в м³.

Остаточные газы, которые при мертвом положении поршня в конце выхлопа занимают объем $V_{сж}$ (при P_v и $T_{вн}$), будут занимать в конце всасывания (при $P_{вс}$ и $T_{вс}$) объем:

$$V_{ост} = V_{сж} \frac{P_v}{P_{вс}} \cdot \frac{T_{вс}}{T_{вн}}. \quad (1)$$

Обычно $V_{ост} < V_{сж}$.

Вследствие изменения объема остаточных газов на $(V_{сж} - V_{ост})$ полезный объем цилиндра изменяется в отношении

$$\xi = \frac{V_{п} + (V_{сж} - V_{ост})}{V_{п}}, \quad (2)$$

где $V_{п}$ объем, описываемый поршнем за 1 ход.

При давлении и температуре конца всасывания ($P_{вс}$ и $T_{вс}$) в цилиндре содержится свежей смеси:

$$V_{см} = V_{п} + (V_{сж} - V_{ост}).$$

Этот объем при температуре всасываемой газовой смеси $t^{\circ}\text{C}$ и при барометрическом давлении H мм рт. ст. составит:

$$V_a = \frac{735 P_{\text{вс}} (273+t)}{H \cdot T_{\text{вс}}} [V_{\text{п}} + (V_{\text{сж}} - V_{\text{ост}})] \quad (3)$$

С другой стороны по определению коэффициента наполнения η_i

$$V_a = \eta_i V_{\text{п}} \quad (4)$$

Исключая V_a из (3) и (4), получим:

$$\eta_i = \frac{735 P_{\text{вс}} (t+273)}{H \cdot T_{\text{вс}}} \frac{V_{\text{п}} + (V_{\text{сж}} - V_{\text{ост}})}{V_{\text{п}}} \quad (5)$$

При тех же условиях, то есть при $t^{\circ}\text{C}$ и H мм рт. ст., объем остаточных газов

$$V'_{\text{ост}} = V_{\text{сж}} \frac{P_{\text{п}}}{H} \frac{(273+t)}{T_{\text{в}}} 735 \quad (6)$$

Можно считать, что за время всасывающего хода отдача теплоты через стенку в охлаждающую воду почти не происходит, а потому температура газов в конце всасывания найдется, как температура смеси из всосанной газовой смеси и остаточных газов. Получим:

$$T_{\text{вс}} = \frac{V_a (273+t) C_1 + V'_{\text{ост}} T_{\text{в}} C_2}{(V_a + V'_{\text{ост}}) C_3} \quad (7)$$

где t — температура всасываемой рабочей смеси $^{\circ}\text{C}$, C_1, C_2, C_3 — теплоемкости на 1 м³ при постоянном давлении, средине от 0°C соответственно до $t, T_{\text{в}}, T_{\text{вс}}$.

Вычисление ведем следующим образом.

Давления $P_{\text{п}}$ и $P_{\text{вс}}$ определяем по индикаторной диаграмме, снятой слабой пружиной. Это определение возможно с точностью до 0,01—0,02 атм. Температуру $T_{\text{в}}$ берем близкой к величине, замеряемой пирометром у выпускного клапана. Заметим, что даже довольно значительные ошибки в величине $T_{\text{в}}$ не сильно влияют на окончательный результат.

Величиной $T_{\text{вс}}$ задаемся в первом приближении; затем вычисляем последовательно:

$$V_{\text{ост}}, \xi, \eta_i, V_a, V'_{\text{ост}}, T_{\text{вс}}.$$

Если последняя величина не совпадает с той, которой мы задались вначале, то вычисление повторяется сначала. При достижении полного совпадения соответствующее значение η_i будет окончательным. Обычно 2-3 вычисления дают совпадение величин $T_{\text{вс}}$.

Зная η , находим часовой расход газовой смеси для одной рабочей камеры:

$$V_r = \eta_i V_n \frac{n}{2} \cdot 60, \quad (8)$$

а затем и часовой расход горючего газа, отнесенный к 0°C и 760 мм рт. ст.

$$v_{ro} = \frac{V_r \cdot 273 \cdot H}{1 + \alpha V_0 (273 + t) 760}, \quad (9)$$

где V_0 теоретический объем воздуха, необходимый для сгорания на 1 м³ горючего газа.

α — коэффициент избытка воздуха.

Если V_{ro} известно из достаточно надежных непосредственных замеров, то можно идти обратным путем, определяя последовательно V_r , η_i и т. д.

Обычно расхождения в величинах V_r , полученных описанным подсчетом и замером, не превосходят 5%.

Для того чтобы показать на примере применение выведенных формул, рассмотрим результаты испытания газодинамо.

Испытывался двигатель tandem двойного действия четырехтактный, мощностью 2200 л. с.

Диаметр цилиндра—1200 мм,

Ход поршня—1400 мм,

Диаметр штока—300 мм.

Число оборотов в минуту $n=94$.

Испытание производилось при мощности по электрическим приборам 1200 квт, то-есть при 75% номинальной мощности.

Найдем коэффициент наполнения η_i , пользуясь следующими данными:

Объем камеры сжатия, найденный вычислением объема по чертежу, $v_{сж}=0,24$ м³.

Давление в конце выхлопа по индикаторной диаграмме (масштаб пружины 1 атм.=25 мм)— $P_v=1,08$ атм. абс.

Температура в конце выхлопа $T_v=800^\circ$ абс. (принимаям приблизительно, пользуясь показанием пирометра; в конце вычислений эта величина обосновывается иначе).

Давление в конце всасывания по индикаторной диаграмме $P_{вс}=0,79$ атм. абс.

Температура в конце всасывания $T_{вс}=334^\circ$ абс. (первоначально была принята другая величина, но вычисления по способу последовательных приближений привели именно к значению $T_{вс}=334^\circ$; здесь мы показываем только последний этап вычислений).

Пользуясь всеми обозначениями, указанными при изложении выводов формул, получим последовательно:

Объем остаточных газов в конце всасывания:

$$V_{ост} = V_{сж} \frac{P_v}{P_{вс}} \frac{T_{вс}}{T_v} = 0,24 \cdot \frac{1,08}{0,79} \cdot \frac{334}{800} = 0,139 \text{ м.}^3$$

Коэффициент увеличения объема хода:

$$\xi = \frac{V_n + (V_{сж} - V_{ост})}{V_n} = \frac{1,484 - (0,24 - 0,139)}{1,484} = 1,07.$$

Здесь $V_n = \left\{ \frac{\pi 1,2^2}{4} - \frac{\pi 0,3^2}{4} \right\} 1,4 = 1,484 \text{ м}^3$ — объем, описываемый

поршнем двигателя за один ход, учитывая сечение штока.

Коэффициент наполнения по формуле (5):

$$\xi = \frac{735 P_{вс} (273 + t)}{H \cdot T_{вс}} = \frac{735 \cdot 0,79 (273 + 17) 1,07}{780 \cdot 334} = 0,69, \text{ где } t = 17^\circ \text{C},$$

$H = 780 \text{ мм рт. ст.}$

Весовая рабочая смеси по формуле (4):

$$V_a = \eta_v V_n = 0,69 \cdot 1,484 = 1,024 \text{ м}^3 \text{ при } t^\circ \text{C и } H \text{ мм рт. ст.}$$

Объем остаточных газов при тех же условиях:

$$V'_{ост} = V_{сж} \frac{P_v 735 (273 + t)}{H \cdot T_a} = 0,24 \cdot \frac{1,08 \cdot 735 (273 + 17)}{780 \cdot 800} = 0,088 \text{ м}^3.$$

Учитывая различные теплоемкости свежей смеси ($C_1 \approx 0,3$) и продуктов сгорания ($C_2 \approx 0,32$), получим температуру в конце сгорания:

$$\begin{aligned} T_{вс} &= \frac{V_a (273 + t) \cdot C_1 + V'_{ост} T_a C_2}{(V_a + V'_{ост}) C_3} = \\ &= \frac{1,024 (273 + 17) 0,3 + 0,088 \cdot 800 \cdot 0,32}{(1,024 + 0,088) \cdot 0,3} = 334^\circ \text{C}, \end{aligned}$$

то-есть получили ту же величину, которая была принята в начале вычислений.

За один час введено в машину газозвоздушная смесь

$$V_ч = 4 V \frac{n}{2} \cdot 60 = 4 \cdot 1,024 \cdot \frac{96}{2} \cdot 60 = 11800 \text{ м}^3.$$

По составу доменного газа, которым работал двигатель, подсчитано теоретически необходимое для сгорания количество воздуха $V_0 = 0,748 \text{ м}^3$ воздуха на 1 м^3 доменного газа.

По составу доменного и выхлопного газов подсчитан коэффициент избытка воздуха:

$$\alpha = 1,15.$$

Часовой расход доменного газа при 0°C и 760 мм рт. ст. по формуле (9):

$$V_{ч0} = \frac{11800}{(1 + 1,15 \cdot 0,748)} \frac{273}{(273 + 17)} \frac{780}{760} = 6140 \text{ м}^3.$$

Для того чтобы обосновать выбор значения T_a , а также другие особенности вычислений, произведем элементарное исследование тепловых процессов в цилиндре двигателя.

После зарядки цилиндра свежей рабочей смесью в цилиндре содержатся следующие газы:

1. Доменный газ $\frac{V_a}{1+\alpha V_o} = \frac{1,024}{1+1,15 \cdot 0,748} = 0,550 \text{ м}^3$
 2. Воздух $(1,024 - 0,550) = 0,474 \text{ м}^3$
 3. Остаточные газы $V'_{\text{ост}} = 0,038 \text{ м}^3$
- Всего: 1,112 м³

Все объемы отнесены к 17°C и 780 мм рт. ст.

Химический состав доменного и выхлопного газов дан в следующей таблице:

Химическое обозначение	Доменный газ	Выхлопной газ (остаточн.)
	в объемных процентах	
CO ₂	9,7	21,4
CO	27,6	0,6
O ₂	0,3	1,7
H ₂ O	2,8	3,7
N ₂	56,7	72,6
H ₂	2,4	—
CH ₄	0,5	—

Состав газовой смеси, сжимаемой в цилиндре:

$$\text{CO}_2 = \frac{0,088 \cdot 21,4 + 0,550 \cdot 9,7}{1,112} = 6,4\%$$

$$\text{CO} = \frac{0,088 \cdot 0,6 + 0,550 \cdot 27,6}{1,112} = 13,7\%$$

$$\text{O}_2 = \frac{0,088 \cdot 1,67 + 0,550 \cdot 0,3 + 0,474 \cdot 21}{1,112} = 9,2\%$$

$$\text{H}_2\text{O} = \frac{0,088 \cdot 3,73 + 0,550 \cdot 2,8}{1,112} = 1,7\%$$

$$\text{N}_2 = \frac{0,088 \cdot 72,57 + 0,550 \cdot 56,7 + 0,474 \cdot 79}{1,112} = 67,6$$

$$\text{H}_2 = \frac{0,550 \cdot 2,4}{1,112} = 1,2\%$$

$$\text{CH}_4 = \frac{0,550 \cdot 0,5}{1,112} = 0,2\%$$

Удельный вес этой смеси:

$$\gamma = \frac{1}{100} \left\{ 6,4 \cdot 1,96 + 13,7 \cdot 1,25 + 9,2 \cdot 1,43 + 1,7 \cdot 0,6 + 67,6 \cdot 1,25 + 1,2 \cdot 0,09 + \right. \\ \left. + 0,2 \cdot 0,71 \right\} = 1,29 \text{ кг/м}^3.$$

Газовая постоянная в уравнении Клапейрона

$$R = \frac{P}{\gamma T} = \frac{10\,000}{1,29 \cdot 273} = 28,4 \text{ м.}$$

Вес газов, участвующих в рабочем процессе

$$G = \gamma V = 1,29 \cdot 1,112 = 1,43 \text{ кг.}$$

Давление сжатия:

$$P_c = P_{вс} \left(\frac{V_{вс}}{V_{сж}} \right)^n = 0,79 \left(\frac{1,484 + 0,24}{0,24} \right)^{1,3} = 7,17^{1,3} \cdot 0,79 = 10,2 \text{ атм. абс.,}$$

что вполне согласуется с индикаторными диаграммами и тем самым показывает, что между мертвой точкой и моментом закрытия впускного клапана в цилиндр не поступило газовой смеси или поступило настолько малое количество, что оно не отразилось на результате вычислений.

Температура в конце сжатия

$$T_{сж} = \frac{10,2 \cdot 0,24 \cdot 10\,000}{1,43 \cdot 28,4} = 604^\circ \text{ абс.} = 331^\circ \text{C}$$

Вычислив для проверки по формуле

$$T_{сж} = T_{вс} \left(\frac{V_{вс}}{V_{сж}} \right)^{n-1},$$

где

$$T_{вс} = 334^\circ \text{ абс.}$$

получим $603,2^\circ \text{ абс.}$, что достаточно совпадает с первой величиной.

Максимальное давление вспышки в среднем по диаграммам

$$P_s = 13,5 \text{ атм. абс.}$$

Коэффициент молекулярного изменения при полном сгорании

$$\beta = \frac{1 + \alpha V_0 - \frac{CO' + H_2'}{200}}{1 + \alpha V_0} = \frac{1 + 1,15 \cdot 0,748 - \frac{27,6 + 2,4}{200}}{1 + 1,15 \cdot 0,748} = 0,92,$$

следовательно, температура вспышки

$$T_2 = \frac{P_s V_{сж} 10\,000}{1,43 \beta R} = \frac{13,5 \cdot 0,24 \cdot 10\,000}{1,43 \cdot 0,92 \cdot 28,4} = 876^\circ \text{ абс.} = 603^\circ \text{C.}$$

Здесь следовало бы взять для объема величину большую чем $0,24 \text{ м}^3$ вследствие замедления сгорания, вызывающего смещение P_s от мертвого положения, но зато и для β следовало бы взять значение большее, чем $0,92$, в виду неполноты сгорания к моменту достижения P_s . Поэтому подсчитанный результат приблизительно верен.

В конце расширения имеем давление $P_p = 2,6$ атм. абс. так что средний показатель политроны расширения

$$k = \frac{\log 13,5 - \log 2,6}{\log 1,724 - \log 0,24} = 0,84$$

и температура в конце расширения

$$T_p = \frac{2,6 \cdot 1,724 \cdot 10\,000}{1,43 \cdot 0,92 \cdot 28,4} = 1200^\circ \text{ абс.}$$

Низкий показатель политроны расширения указывает на то, что горение происходило в значительной степени во время расширения, что в основном объясняется слишком малым избытком воздуха $\alpha = 1,15$.

Определим температуру T_1 , которую будут иметь уходящие газы при выходе в выхлопную трубу, считая расширение адиабатическим, в виду большой скорости процесса:

$$T_1 = T_p \left(\frac{1}{P_p} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 1200 \left(\frac{1}{2,6} \right)^{\frac{1,40-1}{1,40}} = 919^\circ \text{ абс.}$$

Пирометр показывал $273 + 495 = 768^\circ \text{ абс.}$; эта разница понятна, так как 919° есть максимальная температура газов в выхлопной трубе, а пирометр показывает среднюю и к тому же после охлаждения в коробке выхлопного клапана.

Принятая нами вначале температура в цилиндре в конце выхлопа $T_s = 800^\circ \text{ абс.}$ довольно близко подходит к найденным числам. Во всяком случае изменение T_s в пределах от 750 до 850°С не меняет полученного результата по расходу газа.

§ 61. Четырехтактная машина с продувной

Объем газовой смеси, проходящей через машину за один час, состоит из объема воздуха и объема горючего газа:

$$V_3' = V'_s + V_r = \alpha V_0 V_r + V_r,$$

где V_r — расход газа в м^3 в час,

V_0 — теоретически необходимый для сгорания объем воздуха на 1 м^3 газа в м^3 ,

α — коэффициент избытка воздуха, подсчитанный по анализу выхлопного газа в сборном выхлопном коллекторе.

В действительности в процессе принимает участие меньшее количество воздуха, так как часть воздуха теряется при процессе продувки через выхлопные окна. Заметим, что, вследствие частичной потери воздуха, в выхлопную трубу выходит газ непостоянного состава; последним выходит газ с большим содержанием продувочного воздуха. Поэтому в патрубке между выхлопным клапаном и сборным коллектором остается газ, сильно обогащенный воздухом, до следующего выхлопа; отбор пробы выхлопного газа, если он производится вблизи выхлопного клапана, дает поэтому искаженный результат при анализе. Коэффициент избытка воздуха, подсчитанный по такому анализу, имеет чрезмерно большое значение. Чем больше эта величина по сравнению с α , тем больше воздуха теряется при продувке через выхлопные клапаны. Однако на основании этих величин невозможно точно вычислить количество теряемого воздуха, а следовательно и количество воздуха, остающегося в цилиндре и участвующего в рабочем процессе.

Но если, кроме этих данных, имеется еще надежный замер расхода газа, то можно получить не только величину действительного α , участвующего в горении, но и ряд других характерных величин; эти общие соображения поясняются на следующем примере.

Для двигателя tandem, имеющего диаметр цилиндра $D = 1500$ мм, ход поршня $S = 1500$ мм, определен расход доменного газа $V_g = 7880$ м³ в час при 0°C и 760 мм рт. ст. (пересчитано условно, считая, что водяной пар не конденсируется) с помощью замера диафрагмой. Путем исследования индикаторных диаграмм по методу IV § 59 определен объем камер сжатия в каждой рабочей полости. Результаты вычислений приведены в следующей таблице.

Таблица

Цилиндр	Полость	V	V'	V''	P_1	P_2	V_0	ϵ
Передний	Передняя	89	7,1	59,5	5,9	1,63	23,9	4,7
"	Задняя	96	11,5	72,0	5,2	1,56	28,3	4,4
Задний	Передняя	98	7,8	65,5	5,9	1,6	24,6	5,0
"	Задняя	94	11,3	70,5	5,4	1,55	25,5	4,7

Здесь обозначено:

V — длина индикаторной диаграммы в мм (пропорционально объему, описанному поршнем).

V' — длина диаграммы в миллиметрах между мертвым положением поршня и положением, соответствующим моменту зажигания. При одном и том же моменте зажигания в градусах пово-

рота коренного вала до мертвой точки 38° получаются различные величины опережения зажигания в процентах хода поршня, — а именно: для передних полостей обоих цилиндров — 8% хода, а для задних полостей — 12% хода (передней считается сторона цилиндра, обращенная к коренному валу).

V'' — длина диаграммы в миллиметрах между первым положением, соответствующим концу сжатия, и положением, соответствующим моменту закрытия впускного клапана. При одном и том же моменте закрытия клапана — 65° по углу поворота коренного вала после мертвого положения начала сжатия получаем для передних полостей — 33% по ходу поршня, а для задних полостей — 25% по ходу поршня.

P_1 и P_2 абсолютные давления в положениях поршня, соответствующих V'' и V''' , причем P_1 получено измерением по полной диаграмме, а P_2 — по диаграмме снятой слабой пружиной (см. фиг. 38).

V_0 — объем камеры сжатия, подсчитанный по фор-

муле (6) § 59 и, следовательно, выраженный в мм длины индикаторной диаграммы

$$\epsilon = \frac{V + V_0}{V_0} \text{ — степень сжатия.}$$

Объем всех полостей вместе с камерами сжатия, считая в момент закрытия впускного клапана,

$$V_1 = \frac{\pi D^2}{4} S \sum \frac{V'' + V_0}{V} = \frac{3,14 \cdot 1,5^2}{4} 1,5 \left\{ \frac{59,5 + 23,9}{89} + \frac{72 + 28,3}{96} + \frac{65,5 + 24,6}{98} + \frac{70,5 + 25,5}{94} \right\} = 2,65 \cdot 3,92 = 10,4 \text{ м}^3.$$

Общий объем газов, который может участвовать в рабочем процессе (не считая воздуха, теряемого при продувке через выхлопные клапаны), при условии полной продувки цилиндра и при $n = 60$ об/мин, отнесенный к температуре и к давлению газов в цилиндре в момент закрытия впускного клапана, в течение часа

$$V = V' \frac{n}{2} 60 = 18\,720 \text{ м}^3.$$

Для того чтобы сравнить эту величину с результатами замера газа, нужно, хотя бы приблизительно, определить температуру

газов в цилиндре в момент закрытия впускного клапана. В пересчете на объем при 0°C и 760 мм рт. ст. (условно, не учитывая конденсации водяного пара) в двигатель поступают следующие газы в течение часа:

1) доменный газ $V_{\text{г}} = 7880 \text{ м}^3$ при температуре 43°C;
 2) наддувочный воздух (по замеру на трубе от турбокомпрессора к двигателю);

$V_{\text{вн}} = 9670 \text{ м}^3$ при температуре 53°C;

3) воздух, засасываемый из атмосферы (вне здания), определяемый по разности:

$V_{\text{за}} = \alpha V_0 V_{\text{г}} - V_{\text{вн}} = 1,69 \cdot 0,81 \cdot 7880 - 9670 = 10800 - 9670 = 1130 \text{ м}^3$,
 где α — коэффициент избытка воздуха, определенный анализом выхлопных газов, взятых на достаточном расстоянии от двигателя в сборном выхлопном коллекторе; место взятия пробы обеспечивает достаточное перемешивание выхлопных газов с теряемым предувочным воздухом.

V_0 — теоретически необходимый объем воздуха для сгорания 1 м³ доменного газа.

Температура засасываемого воздуха — 21°C.

Температура смеси этих газов, считая теплоемкости приблизительно одинаковыми,

$$t = \frac{\sum t_i V_i}{\sum V_i}. \quad (a)$$

Прежде чем воспользоваться этой формулой, нужно привести температуру наддувочного воздуха к атмосферному давлению, при котором (приблизительно) замерялись остальные температуры.

При адиабатическом процессе получаем:

$$t_{\text{ва}} = (273 + 53) \left(\frac{1}{1,28} \right)^{\frac{1,4 - 1}{1,4}} - 273 = 32^\circ\text{C},$$

где 1,28 атм. — давление в трубопроводе от турбокомпрессора (210 мм рт. ст. по U-образному манометру). Получилась температура 32°C, равная температуре в помещении, из которой и засасывается воздух турбокомпрессором.

Температура газовой смеси по формуле (a):

$$t = \frac{43 \cdot 7880 + 32 \cdot 9670 + 21 \cdot 1130}{7880 + 9670 + 1130} = 36^\circ\text{C}.$$

Давление в момент закрытия впускного клапана среднее для всех четырех полостей:

$$\frac{1,63 + 1,56 + 1,56 + 1,55}{4} = 1,57 \text{ атм.}$$

При адиабатическом сжатии газовой смеси от 1 атм, до 1,57 атм. получим температуру:

$$t' = (273 + 36) \left(\frac{1,57}{1} \right)^{\frac{1,4 - 1}{1,4}} - 273 = 77^\circ \text{C}.$$

Кроме того газовая смесь нагревается от стенок цилиндра. Принимая этот нагрев приблизительно в 20°C , получим температуру газов при закрытии впускного клапана

$$T = 273 + 77 + 20 = 370^\circ \text{ абс.}$$

Объем свежей газовой смеси при условиях, существующих в цилиндре в рассматриваемый момент

$$(7880 + 9670 + 1130) \frac{370}{273} \frac{1}{1,57} = 16\,150 \text{ м}^3.$$

Сравнивая эту величину с найденной выше V , видим, что свежая газовая смесь не заполняет объема цилиндров, если даже продувочный воздух не теряется через выхлопные клапаны. Заполнение всего цилиндра свежей смесью было бы возможно лишь при температуре смеси 430°C вместо 370°C , но такая температура могла бы получиться лишь в результате смешивания свежей смеси с горячими остаточными газами. Обозначая температуру смеси через T_1 , объем остаточных газов, отнесенный условно к 0°C и 760 мм рт. ст. через $V_{\text{ост}}$, получим при условии отсутствия потерь продувочного воздуха через выхлопной клапан:

$$(7880 + 9670 + 1130 + V_{\text{ост}}) \frac{T_1}{273} \frac{1}{1,57} = V = 18\,720,$$

принимая температуру остаточных газов равной 800°C или 1173° абс. (эта величина может изменяться в сравнительно нешироких пределах), получаем:

$$T_1 \cong \frac{370 \cdot (7880 + 9670 + 1130) + 1173 V_{\text{ост}}}{7880 + 9670 + 1130 + V_{\text{ост}}};$$

подставляя это в предыдущее уравнение, находим:

$$\frac{370 \cdot 18\,680 + 1173 V_{\text{ост}}}{273 \cdot 1,57} = 18\,720,$$

откуда $V_{\text{ост}} = 940 \text{ м}^3$.

В действительности количество остаточных газов в цилиндре будет несколько больше, так как часть воздуха все же теряется через выхлопные клапаны. Чтобы убедиться в этом, достаточно сравнить между собой результаты анализа выхлопных газов из сборного коллектора и из патрубков между клапанами и сборным коллектором, а также результаты измерения температуры выхлопных газов в тех же местах. В следующей таблице приведены эти результаты для рассматриваемого испытания:

Цилиндр	Полость	Состав сухих выхлопных газов в процентах				Темпера- тура газов
		CO ₂	O ₂	CO	H ₂	°C
Передний	Передняя	10,9	11,6	не опреде- лялось	77,5	492
"	Задняя	19,5	4,9	"	75,6	573
Задний	Передняя	16,2	8,9	"	74,9	554
"	Задняя	17,2	6,5	"	76,3	537
Средняя в патрубках		15,9	8,0	не опреде- лялось	76,1	542
в сборном коллекторе		17,9	5,7	0,5	75,9	579

Сравнение показывает, что в сборном коллекторе получилось меньше свободного кислорода и выше температура, что объясняется влиянием продувочного воздуха, остающегося в патрубках после окончания продувки до следующего выхлопа. По величине разности между этими двумя замерами нельзя судить о количестве теряемого при продувке воздуха. Можно лишь считать, что, при условии геометрически подобного расположения мест замеров на двух машинах, относительное количество теряемого воздуха будет больше на той машине, на которой больше величина разности по анализам газа и по температурам. В машинах с хорошей продувкой величины этих разностей бывают значительно больше полученных в рассматриваемом испытании (по CO₂ до 7—8%, по температуре до 200°C).

Итак в испытанной машине через выхлопные клапаны теряется мало воздуха; в результате в цилиндре остается много остаточных газов; исправить этот недостаток невозможно, если не увеличить количества воздуха (коэффициент избытка воздуха в подобных правильно работающих машинах достигает $\alpha = 2$ против $\alpha = 1,69$ в испытанной машине). Результатом недостаточного количества воздуха и загрязнения рабочей смеси остаточными газами является неполнота сгорания (CO = 0,5%), совершенно отсутствующая в других правильно работающих машинах.

Кроме того испытанная машина (воздуходувка) не тянет полной нагрузки — дает лишь обороты до 70—75 в минуту, вместо нормальных для этой и для других подобных машин — 80 оборотов в минуту.

Из примера мы видим, что применение изложенного метода к анализу происходящего в машине процесса может дать объяснение различным явлениям, сопровождающим работу машины. В этом и заключается ценность метода.

Если бы было заранее известно, что воздуха достаточно для хорошей продувки цилиндра (например при $\alpha \geq 2$ для полной

нагрузки), то можно было бы предположить, что остаточных газов в цилиндре не остается. Тогда может быть определен коэффициент избытка воздуха, действительно участвующего в процессе горения в цилиндре — α' , а также (по разности) коэффициент избытка для воздуха, пошедшего на продувку:

$$\alpha'' = \alpha - \alpha'.$$

Отсюда легко перейти к объемным количествам воздуха.

В виду аналогичности этих вычислений с только что сделанными, не приводим здесь соответствующего примера.

§ 62. Двухтактная машина

К двухтактной машине относятся также рассуждения, изложенные в предыдущем параграфе для четырехтактной машины с продувкой. Кроме того здесь может быть применен метод



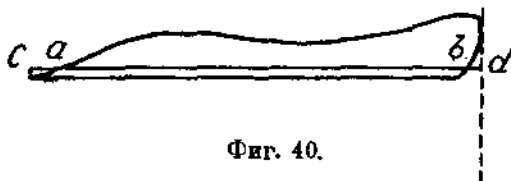
Фиг. 39.

определения расхода газа по индикаторным диаграммам продувочных насосов.

В тех случаях, когда регулирование расхода газа производится путем воздействия на золотник газового насоса, чем вызывается обратный перепуск большей

или меньшей части газа, определение расхода газа по диаграмме газового насоса не представляется возможным. Пример такой диаграммы показан на фиг. 39.

В этом случае остается лишь метод определения расхода воздуха по диаграмме воздушного насоса. Расход воздуха определяется по волюметрическому коэффициенту, определяемому из диаграммы путем деления отрезка атмосферной линии в пределах диаграммы (ab на фиг. 40) на всю длину диаграммы cd .



Фиг. 40.

Определенный таким образом волюметрический коэффициент представляет отношение объема засосанного насосом воздуха к объему, описанному поршнем насоса, относя оба объема к одному и тому же (атмосферному) давлению. При этом методе определения волюметрического коэффициента не учитывается изменение температуры воздуха в точках a и b (фиг. 40) по сравнению с температурой засасываемого воздуха (из атмосферы или из помещения). Однако разница между этими температурами не может быть значительной вообще и в особенности она не может быть значительной в продувочном насосе двухтактной машины, так как здесь давления

нагнетания невелики, а потому цилиндр вообще не подвергается действию высоких температур, которые получались бы при сжатии воздуха. Приходится считаться лишь с нагреванием воздуха от работы трения поршня о цилиндр; обычно эта величина не бывает значительной.

Определив волюметрический коэффициент

$$\eta_v = \frac{ab}{cd},$$

определяем расход воздуха в час при атмосферных температуре и давлении:

$$V_a = \eta_v \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) S n z \cdot 60,$$

где

D — диаметр цилиндра насоса в м,

d — диаметр штока насоса в м,

n — число оборотов насоса в минуту,

z — число рабочих полостей,

S — ход поршня насоса в м.

Пересчитав объем воздуха на 0°C и 760 мм рт. ст. по формуле:

$$V = V_a \frac{273}{(273 + t)} \cdot \frac{H}{760},$$

где:

H — барометрическое давление в мм рт. ст.

t — температура засасываемого воздуха в $^\circ\text{C}$,

можем написать:

$$V = \alpha V_a V_r,$$

где α и V_a имеют прежние значения, а V_r объем израсходованного газа, отнесенный к 0°C и 760 мм рт. ст. в условном предположении, что водяной пар, содержащийся фактически в газе, содержится в нем также и при 0°C , то-есть не конденсируется.

При двухтактной машине особое внимание должно быть обращено на определение α , для чего выхлопной газ должен отбираться для анализа возможно дальше от машины с целью получения хорошо перемешанной средней пробы газа. Полезно отбирать газ в нескольких местах по длине выхлопной трубы с целью получить уверенность, что выбранный для подсчетов анализ тождествен с анализами, полученными для проб, отобранных в соседних местах. Тождественность этих анализов показывает, что перемешивание выхлопного газа с продувочным воздухом уже закончено и получился газ равномерного состава. Анализ же вблизи машины необходим, чтобы обнаружить попадание в выхлоп свежего газа, который по длине трубы может сгореть с избыточным воздухом; догорание в выхлопной трубе, конечно, не исказит результата вычисления α , но исказит общие выводы о работе машины.

§ 63. Вычисление расхода газа по расходу воздуха

Укажем в заключение, что вычисление газа по расходу воздуха может быть применено при испытании каждой газовой машины (не только двухтактной, о которой говорится в предыдущем параграфе).

Этот способ удобно может быть применен при наличии всасывающего воздухопровода и не может быть применен при всасывании воздуха по каналам в фундаменте машины.

Особенное значение приобретает непосредственное измерение расхода воздуха тогда, когда по производственным условиям (невозможность остановки машины) или по особенностям расположения газопровода не может быть поставлена диафрагма, а напорная трубка не может быть применена вследствие влажности газа (влаги во взвешенном состоянии). Для замера воздуха указанные препятствия и некоторые другие затруднения не существуют. Конечно, точность конечного результата получается при прочих равных условиях ниже, чем при непосредственном замере газа.

ГЛАВА V

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОТВОРНОЙ СПОСОБНОСТИ И ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЯ ГАЗОВ

§ 64. Определение понятия о теплотворной способности

Теплотворной способностью вещества считают количество теплоты, выделяющееся при сгорании единицы веса или объема этого вещества. При этом в теплотворную способность включается только то количество теплоты, которое выделяется при реакции непосредственно в виде тепловой энергии, и не включаются в теплотворную способность другие виды энергии, хотя бы они и переходили в тепловую энергию в течение процесса горения и следующих за ним изменений (ср., например, Ошурков. Техническая термодинамика. 1931, стр. 35—37).

В тех случаях горения, с которыми приходится иметь дело в двигателях внутреннего сгорания, теплота может выделяться как в форме теплотворной способности, понимаемой в указанном выше смысле, так и в форме механической работы, совершающейся во всех тех случаях, когда объем газов после сгорания не равен объему газо-воздушной смеси до сгорания, причем оба объема предполагаются измеренными при одинаковых температурах и давлениях.

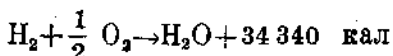
Такое изменение объема является следствием молекулярных изменений: например, при горении водорода



происходит сокращение объема. Для приведения объема продуктов сгорания (водяного пара) к первоначальному объему гремучего газа требуется произвести механическую работу, которая израсходуется на преодоление внешнего давления при расширении пара до первоначального объема гремучего газа. Следовательно, часть выделившейся при сгорании теплоты пойдет на совершение механической работы, и, значит, теплотворная способность будет меньше, чем то количество тепла, которое действительно выделяется при сгорании.

Это последнее называют в термодинамике „тепловым эффектом“, который, таким образом, включает в себя всю энергию, выделяющуюся при реакции в пересчете на теплоту.

Тепловой эффект реакции горения водорода



где тепловой эффект $W = 34\,340$ кал. отнесен к 1 кг водорода. Теплотворная способность может быть найдена следующим образом. 1 кг водорода занимает объем при 0°C 760 мм. рт. ст.

$$\frac{1}{0,09} = 11,1 \text{ м}^3.$$

В результате сгорания происходит молекулярное сокращение объема на $\frac{11,1}{2} = 5,55 \text{ м}^3$

Давление 760 мм. рт. ст. $= 10\,330 \text{ кг/м}^2$; следовательно, работа, превращавшаяся в теплоту за счет сокращения объема, составляет

$$P(V_{\text{нач}} - V_{\text{кон}}) = 10\,330 \cdot 5,55 = 57\,300 \text{ кг/м}^3$$

или в пересчете на теплоту

$$\frac{57\,300}{427} = 134 \text{ кал.}$$

Теплотворная способность 1 кг водорода получается

$$34\,340 - 134 \cong 34\,200 \text{ кал.}$$

В действительных процессах сгорания, происходящих в двигателе, мы наблюдаем результат выделения всего теплового эффекта, что же касается до сокращения объема происходящего при горении некоторых газов, то это отражается на понижении индикаторных давлений газов, по сравнению с теми значениями, какие они имели бы при отсутствии сокращения объема. Но индикаторные давления мы наблюдаем только те, которые фактически получаются.

Если обратиться к калориметру (например, типа Юнкера), то здесь давления при входе и при выходе газов равны между собой; следовательно молекулярные изменения объема происходят и, значит, мы получаем измерением тепловой эффект, а не теплотворную способность.

В практике пользуются термином „теплотворная способность“ также для теплового эффекта, иногда вводя уточнение: „теплотворная способность при постоянном давлении“ (что практически равносильно „тепловому эффекту“), как сделано, например, в нормах „Физико-химические константы продуктов коксования“ (Известия теплотехнического института № 8/41, 1928 г. стр. 114).

Поэтому в дальнейшем мы будем говорить о теплотворной способности, понимая под ней именно теплотворную способность

при постоянном давлении, что отвечает действительным процессам больше, чем теоретическое понятие теплотворной способности, измеряемой при постоянном объеме.

Необходимо указать, что те колебания, которые имеются между значениями теплотворных способностей газов у различных авторов, таковы, что различие в понятиях теплотворной способности, при постоянном давлении и при постоянном объеме почти не имеет практического значения. Например, для водорода на 1 м³ при 0°С и 760 мм рт. ст. находим следующие данные: по Шюле¹

$$\frac{68\,200}{22,4} = 3045 \text{ кал.}$$

По указанным выше нормам физико-химических констант продуктов коксования (IV Всесоюзный теплотехнический съезд)

3063 кал. и т. д.

Разница составляет 18 калорий или

$$\frac{18}{3063} 100 \cong 0,6\%.$$

Теоретическая разница между теплотворными способностями при постоянном давлении и при постоянном объеме составляет для водорода по найденному выше:

$$\frac{134}{34\,200} 100 = 0,4\% < 0,6\%.$$

§ 65. Теплотворная способность высшая и низшая

Как было указано в § 64 выделившееся при реакции количество тепла (теплотворная способность при постоянном давлении) замеряется путем приведения температуры и давления продуктов сгорания к их первоначальным значениям (до сгорания). Обычно определение теплотворной способности происходит при начальной температуре значительно ниже 100°С; также и в двигателе горючий газ и воздух поступают при температурах значительно ниже 100°С (обычно не более 50°С). Если топливо содержит водород в чистом виде или в виде соединений, то образовавшийся при горении водяной пар будет конденсироваться при охлаждении продуктов сгорания до начальной температуры, а при этом будет выделяться и его скрытая теплота парообразования (540 кал.) и теплота нагрева жидкой воды от начальной температуры до 100°С. Все это тепло должно быть включено в теплотворную способность топлива и действительно включается в нее при калориметрических определениях.

¹ Новые таблицы и диаграммы для технических топочных газов, 1931 стр. 25 — 26.

Если мы обратимся к рассмотрению существующих тепловых машин, то заметим, что отработанные продукты сгорания никогда не охлаждаются ниже 100°C и во всяком случае ниже точки росы, соответствующей содержанию в них водяного пара. Большее охлаждение хотя и желательно с тепловой точки зрения, не желательно однако с точки зрения долговечности работы металлических поверхностей, находящихся в соприкосновении с влажным газом. Поэтому теплота, выделяющаяся при конденсации водяного пара и при охлаждении полученной воды, никогда не используется.

Таким образом получается, что два различных топлива, имеющих одинаковую теплотворную способность, но различные содержания водорода, неравноценны с тепловой точки зрения, так как топливо с большим содержанием водорода имеет в виде скрытой теплоты конденсации относительно больший процент тепла чем топливо с меньшим содержанием водорода. Поэтому топливо характеризуется для практических целей не той теплотворной способностью, о которой говорилось выше, а так называемой „низшей теплотворной способностью“ в отличие от „высшей теплотворной способности,“ под которой разумеется объясненное выше понятие теплотворной способности при постоянном давлении.

Низшая теплотворная способность получается из высшей путем вычитания скрытой теплоты испарения и теплоты нагрева жидкости. С округлением эту величину принимают равной 600 кал. на 1 кг. образовавшегося пара или

$$\frac{1+8}{1} 600 = 5400 \text{ кал. на 1 кг водорода.}$$

Таким образом, если, например, высшая теплотворная способность водорода на 1 кг 34200 кал., то низшая теплотворная способность его будет

$$34\,200 - 5400 = 28\,800 \text{ кал.}$$

Для топлив, не содержащих водорода, понятия высшей и низшей теплотворных способностей совпадают; здесь подразумевается водород, входящий в чистом виде и в виде различных горючих соединений.

Если водород входит в топливо только в виде негорючих соединений (вода, водяной пар), то его присутствие не нарушает тождества между высшей и низшей теплотворной способностью.

Введение понятия о низшей теплотворной способности также не дает возможности сравнивать различные топлива только по этой величине, но другие факторы, необходимые для сравнения, уже не вводятся в понятие теплотворной способности, а определяются дополнительно (например, теоретически необходимое количество воздуха для сгорания и т. д.).

66. Определение теплотворной способности газа вычислением по составу

Теплотворная способность топлива определяется либо вычислением по данному химическому составу топлива, либо непосредственно опытом с помощью калориметра. Для твердых и жидких топлив рекомендуется второй способ определения; вычисление по химическому составу здесь дает надежные результаты, так как точно известен из анализа лишь элементарный состав топлива и при вычислении на основании этого состава теплотворной способности не учитываются достаточно точно количества теплоты, затрачиваемой на разложение сложных химических соединений, входящих в состав топлива.

Для газообразного топлива оба метода определения теплотворной способности дают одинаково надежные результаты, так как анализ газообразного топлива дает не только содержания в нем химических элементов, но и содержание тех соединений, в которые входят элементы. Само топливо является простой смесью этих соединений, а число горючих соединений, входящих в состав обычных газообразных топлив, весьма невелико (за исключением некоторой неопределенности в составе тяжелых углеводородов $C_n H_m$, что не имеет существенного влияния на результат вычислений).

В таблице 42 приведены значения теплотворных способностей при постоянном давлении для главнейших горючих газов, которые входят в состав доменного, генераторного и коксового газов, предполагая, что все тяжелые углеводороды заменяются в вычислениях этиленом ($C_2 H_4$), за исключением бензола, содержащегося в коксовом газе в заметных количествах даже после прохождения улавливающей установки (бензольные скруббера). В коксовом же газе может задержаться и заметное количество аммиака даже после улавливающей установки. Сероводород определяется далеко не всегда вследствие сравнительной сложности его определения. Но его содержание бывает заметным лишь в коксовом газе. Сера в доменном и в генераторном газах содержится в небольших количествах в виде SO_2 , который определяется анализом вместе с SO_2 , что не оказывает влияния на определение теплотворной способности.

Данные таблицы 42 взяты из указанных выше норм: „физико-химические константы продуктов коксования“. (Известия теплотехнического института 1928 г № 8/41, стр. 114).

За исключением данных для этилена все численные значения совпадают достаточно близко с данными „Справочника физических, химических и технологических величин“ (т. VII, отдел IV, из 1931 г. „Техническая энциклопедия“).

Для удобства вычислений вышней теплотворной способности в таблице 43 приведены данные для тех же газов для низшей теплотворной способности, исходя из данных таблицы 42.

Таблица 42

Название газа	Химическое обозначение	Результат полного сгорания (с теоретич. необходимым количеством кислорода)	Высшая теплотворная способность при постоянном давлении	
			на 1 кг	на 1 м³ при 0°C и 760 мм рт. ст.
Оксись углерода .	CO	CO ₂	2420	3010
Водород	H ₂	H ₂ O	34080	3060
Метан	CH ₄	CO ₂ + 2 H ₂ O	13300	9500
Этилен	C ₂ H ₄	2 CO ₂ + 2 H ₂ O	12300	15500
Бензол	C ₆ H ₆	6 CO ₂ + 3 H ₂ O	10100	35600
Амиак	NH ₃	$\frac{3}{2}$ H ₂ O + $\frac{1}{2}$ N ₂	5330	4050
Сероводород . . .	H ₂ S	SO ₂ + H ₂ O	4020	6180

Примечание 1: Все численные значения взяты с округлением до 10 кал., а для органических соединений до 100 кал.

Примечание 2: H₂O всюду в жидком виде.

Связь между обеими таблицами 42 и 44 поясняется следующим примером.

$$1 \text{ кг метана содержит } \frac{4 \cdot 1}{1 \cdot 12 + 4 \cdot 1} = 0,25 \text{ кг водорода.}$$

При сгорании 1 кг метана образуется $0,25 \times 9 = 2,25$ кг воды.

Считая с округлением (см. выше) скрытую теплоту парообразования и теплоту нагрева воды до 100°C равной в сумме 600 кал на 1 кг., получим низшую теплотворную способность метана на 1 кг.

$$13\,300 - 2,25 \cdot 600 = 11\,950 \text{ кал/кг.}$$

При удельном весе метана 0,717 кг/м³ получим на 1 м³ при 0°C и 760 мм рт. ст.

$$11\,950 \cdot 0,717 = 8560 \text{ кал.}$$

Если для исследуемого топлива содержание газов, указанных в таблице 43, даны в объемных процентах, то низшая теплотворная способность на 1 м³ топлива при 0°C и 760 мм рт. ст. получится по формуле:

$$H_v = 30,4 \text{ CO} + 25,8 \text{ H}_2 + 85,6 \text{ CH}_4 + 144,1 \text{ C}_2\text{H}_4 + \\ + 340,7 \text{ C}_6\text{H}_6 + 33,7 \text{ NH}_3 + 52,0 \text{ H}_2\text{S} \quad (1)$$

Таблица 43

Горючий газ	Низшая теплотворная способность	
	На 1 кг.	На 1 м ³ при 0°С и 760 мм рт. ст.
CO	2420	3040
H ₂	28 680	2580
CH ₄	11 950	8560
C ₂ H ₄	11 530	14 410
C ₂ H ₆	9680	34 070
NH ₃	4380	3370
H ₂ S	3700	5200

Как мы видели в главе об анализе газов, состав газа зависит от температуры газа, так как вместе с изменением температуры изменяется содержание в газе водяного пара, насыщающего газ (это всегда имеет место при охлаждении насыщенного паром газа, а может наблюдаться и при его нагревании, когда газ соприкасается с жидкой водой, если, например, он содержал водяные капли во взвешенном состоянии и т. д.).

Если изменяется состав газа вместе с температурой, то изменяется и теплотворная способность по формуле (1). Поэтому величина H_c дает теплотворную способность данного газа при определенной температуре (точнее при определенном содержании водяного пара).

Для того чтобы охарактеризовать постоянную (сухую) часть газа в смысле теплотворной способности, введем новую величину H_{sc} — теплотворную способность сухого газа на 1 м³ при 0°С и 760 мм рт. ст.

Если мы удалили из состава газа весь водяной пар, то процентное содержание всех остальных газов в смеси увеличится в одно и то же число раз в $\left(\frac{100}{100 - H_2O}\right)$ раз. В это же число раз увеличится, очевидно, и теплотворная способность сухого газа, по сравнению с той же величиной для полного состава газа, то-есть

$$H_{sc} = \frac{100}{100 - H_2O} H_c \quad (2)$$

Можно также вычислять H_{sc} и по формуле (1), подставляя данные для состава сухого газа, принятого за 100%.

Пусть, например, газ коксовых печей, прошедший улавливающую установку, то-есть так называемый обратный коксовый газ, имеет следующий состав:

Газ	Проценты по объему
CO ₂	2,2
H ₂ S	0,9
O ₂	1,0
C ₆ H ₆	0,3
C _n H _m (прин. за C ₂ H ₄)	0,6
CO	6,0
H ₂	57,3
CH ₄	21,4
N ₂	8,0
H ₂ O	2,3
Всего	100,0

Содержание водяного пара соответствует насыщению при 20°С и 773 мм рт. ст.

По формуле (1):

$$H_0 = 30,4 \cdot 6,0 + 25,8 \cdot 57,3 + 85,6 \cdot 21,4 + 144,1 \cdot 0,6 + 340,7 \cdot 0,3 + 52,0 \cdot 0,9 = 182 + 1478 + 1832 + 86 + 102 + 47 = 3727 \text{ кал./м}^3.$$

Пересчитав на сухой газ, получим:

$$H_{00} = \frac{100}{100 - 2,3} 3727 = 3815 \text{ кал./м}^3.$$

Если газ при входе в двигатель имеет кроме водяного пара еще и взвешенную влагу, то это также должно быть учтено соответствующим уменьшением теплотворной способности. Если, например, газ, взятый в численном примере, содержит на 1м³, отнесенный к 0°С и 760 мм рт.ст., 45 г взвешенной влаги, кроме 2,3% водяного пара, то теплотворная способность его будет:

$$H_0 = 3727 - 600 \cdot 0,045 = 3727 - 27 = 3700 \text{ кал./м}^3$$

$$H_{00} = 3815 - 27 = 3788 \text{ кал./м}^3.$$

§ 67. Теория определения теплотворной способности газа в калориметре Юнкерса

Для опытного определения теплотворной способности применяется обычно калориметр Юнкерса, а для менее точных измерений калориметр „Унион“. Не останавливаясь на описании устройства этих калориметров, рассмотрим вычисление теплотворной способности по показаниям измерительных приборов, входящих в состав калориметра.

На фиг. 41 изображена схема расположения приборов в калориметре Юнкера. На фигуре обозначены:

1 и 2 — термометры на подводящем и на отводящем водопроводах охлаждающей калориметр воды;

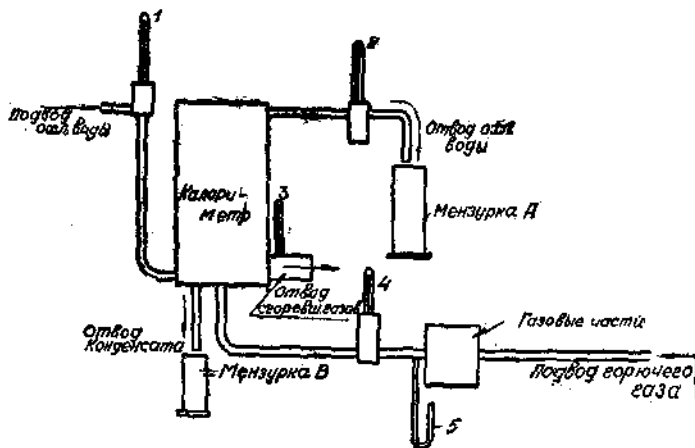
3 — термометр на патрубке, отводящем сгоревшие и охлажденные газы из калориметра;

4 — термометр на подводящем газопроводе;

5 — U-образный манометр на подводящем газопроводе;

A — мензурка, измеряющая количество израсходованной охлаждающей воды;

B — мензурка, измеряющая количество конденсата, полученного из водяного пара, образовавшегося при сгорании.



Фиг. 41.

Введем следующие обозначения:

t_1, t_2, t_3, t_4 — температуры в $^{\circ}\text{C}$, замерыемые термометрами 1, 2, 3, 4;

t_0 — температура окружающего воздуха в $^{\circ}\text{C}$;

B — барометрическое давление в мм рт. ст.;

h — показание U-образного манометра 5, пересчитанное на мм рт. ст.;

Δt — продолжительность опыта в сек.;

W — количество охлаждающей воды, израсходованной за время опыта в литрах (кг), которое измерено мензуркой A;

V — количество газа, сожженного в калориметре за время опыта в м^3 по отсчету на газовых часах, то есть при $t_4^{\circ}\text{C}$ и $(B+h)$ мм рт. ст.;

n — количество конденсата (в кг), измеренное мензуркой B за время опыта.

Выделившееся при сгорании в течение опыта количество тепла выражается следующим образом через высшую теплотвор-

ную способность газа K_0 кал. на 1 м^3 при 0°C и 760 мм рт. ст.:

$$Q = K_0 V \frac{B+h}{760} \cdot \frac{273}{273+t_4},$$

где K_0 относится к газу, насыщенному водяным паром при $t_4^\circ\text{C}$ и $(B+h)$ мм рт. ст..

Теплота Q распределяется в калориметре следующим образом:

1. Уносится охлаждающей водой:

$$Q_1 = W(t_2 - t_1) \text{ кал.}$$

2. Отдается в окружающую среду:

$$Q_2 = E \Delta \tau (t_2 - t_1) \text{ кал.,}$$

где E — водяной эквивалент калориметра, определяемый специальным опытом, произведенным с газом, имеющим заранее известную теплотворную способность; обычно для этой цели употребляется сухой водород.

Множитель $(t_2 - t_1)$ только тогда может быть введен в таком виде, когда температуры t_1 и t_2 выбраны определенным образом относительно температуры окружающего воздуха t_n , например так, чтобы t_1 приблизительно равнялась t_n , или так, чтобы t_1 была настолько меньше t_n , насколько t_2 больше t_n , то-есть так, чтобы приблизительно

$$t_2 = 2 t_n - t_1.$$

Так как обычно $t_1 < t_n$, то это последнее условие может быть выполнено предварительной подготовкой установки к опыту.

Величиной E только тогда можно пользоваться, когда условия определения E совпадают с условиями производства опыта в смысле выбора t_1 и t_2 по отношению к t_n .

3. Температура смеси газа и воздуха, поступающих в калориметр при одинаковых теплоемкостях газа и воздуха

$$t_0 \cong \frac{V t_1 + \alpha V_0 t_n}{V + \alpha V_0},$$

где α — коэффициент избытка воздуха,

V_0 — теоретически необходимое количество воздуха в м^3 для сгорания 1 м^3 газа.

Теплоемкость продуктов сгорания несколько превышает теплоемкость смеси до горения, но объем продуктов сгорания несколько меньше, чем объем смеси до горения. При более значительных α та и другая разницы уменьшаются; кроме того они вообще невелики и при вычислении теплосодержания влияют в обратных направлениях.

Поэтому, если мы сравниваем физическую теплоту (теплосодержание) смеси до сгорания с физической теплотой продуктов сгорания, то будем считать, что разность между этими величинами зависит лишь от разности между температурами, то-есть t_s и t_o .

Физическая теплота газов для сгорания была:

$$q_s' = V (1 + \alpha V_o) C_p t_o.$$

То же после сгорания и охлаждения в калориметре:

$$q_s'' = V (1 + \alpha V_o) C_p t_s.$$

При неравных температурах t_s и t_o уносится газами из калориметра количество, теплоты

$$Q_s = V (1 + \alpha V_o) C_p (t_s - t_o).$$

Это количество теплоты может быть положительным и отрицательным. Величина α не определяется при работе с калориметром. Поэтому Q_s не может быть точно определено. Сделаем, например, ориентировочный подсчет для $\alpha=2$, $V_o=0,8$ (применительно к доменному газу), $C_p=0,3$ ($t_s - t_o = 1^\circ \text{C}$).

Получаем для 1 м³ газа $Q_s = (1 + 2 \cdot 0,8) 0,3 \cdot 1 = 0,8$ кал.; при теплотворной способности доменного газа около 900 калорий на 1 м³. Эта потеря составляет около 0,1%; при разности ($t_s - t_o$) = = 10, она уже становится недопустимой — около 1%.

Поэтому нужно добиваться при наладке калориметра для опыта, чтобы было ($t_s - t_o$) ≤ 0 и не превышало 1—2°C в ту или другую сторону. Чтобы достигнуть этого нужно знать t_o , для чего необходимо знать α ; так как α неизвестно, то приходится стремиться к тому, чтобы было $t_4 \cong t_s$; тогда $t_c \cong t_4 \cong t_s \cong t_1$; равенство $t_4 = t_s$ может быть достигнуто устройством достаточно длинного газопровода до газовых часов (после газовых часов желателен возможно более короткий газопровод, чтобы не усложнять вычислений, связанных с изменением температуры t_4 и давления ($B + h$), а следовательно и влажности газа между часами и калориметром.)

Равенство $t_s = t_o$ достигается регулировкой с помощью заслонки на отводящем газовом патрубке из калориметра (после термометра 3). Но необходимым условием для достижения этого равенства является, конечно, $t_1 < t_s$, то-есть нужно, чтобы температура входящей охлаждающей воды была ниже температуры окружающего воздуха на несколько градусов. При слишком малой разности между температурами t_1 и t_s для достижения $t_s = t_o = t_1$ нужно пропускать через калориметр увеличенное количество охлаждающей воды; это нежелательно потому, что вызывает уменьшение ($t_2 - t_1$), то-есть перепада температур воды, и, следовательно, вызывает уменьшение относительной точности

определения $(t_2 - t_1)$, а вместе с этим и теплотворной способности.

4. Газ поступает в калориметр насыщенным водяным паром; воздух же, засасываемый из помещения, всегда имеет относительную влажность меньше 100% (обычно не больше 80%). Поэтому уходящий из калориметра газ, даже при $t_3 = t_2 = t_4$, уносит с собой больше водяного пара, чем имели газ и воздух, поступившие в калориметр.

Если воздух, поступивший в калориметр, содержал водяной пар с парциальным давлением P_v , а температуре t_2 и t_4 соответствуют парциальные давления насыщенного пара P_3 и P_4 , то объемные содержания водяного пара в этих условиях будут следующими:

$$\text{в поступающем воздухе} \quad 100 \frac{P_v}{P_3} \%$$

$$\text{в свежем газе} \quad 100 \frac{P_4}{B+h} \%$$

$$\text{в уходящем газе} \quad 100 - \frac{P_3}{B} \%$$

Пренебрегая h по сравнению с B и переходя к объемам водяного пара в м^3 , получим за время опыта

$$\text{в поступающем воздухе} \quad W_v = \alpha V_0 V \frac{P_v}{P_3} \text{ м}^3$$

$$\text{в свежем газе} \quad W_4 = V \frac{P_4}{B} \text{ м}^3$$

$$\text{в уходящем газе} \quad W_3 \cong V(1 + \alpha V_0) \frac{P_3}{B} \text{ м}^3.$$

Уходящий газ уносит из калориметра часть водяного пара, образовавшегося при горении, а именно:

$$W_0 = [W_3 - (W_4 + W_v)] \text{ м}^3.$$

Можно во всех обычных практических случаях пренебречь величиной физической теплоты, которая уносится количеством пара W_0 . Например, в сравнительно неблагоприятном случае $t_2 = t_3 = t_4 = 30^\circ\text{C}$, при относительной влажности воздуха 0,4 и для того же доменного газа, который мы рассматривали в предыдущем примере (при вычислении Q_3), имеем:

$$P_3 = P_4 = 32 \text{ мм рт. ст.}$$

$$P_v = 0,5 \cdot 32 = 16 \text{ мм рт. ст.}$$

$$B \cong 760 \text{ мм рт. ст.}$$

Тогда на 1 м³ газа

$$W_3 = 2 \cdot 0,8 \cdot \frac{16}{760} = 0,034 \text{ м}^3.$$

$$W_4 = \frac{32}{760} = 0,042 \text{ м}^3.$$

$$W_3 = (1 + 2 \cdot 0,8) \cdot \frac{32}{760} = 0,110 \text{ м}^3.$$

$$W_0 = 0,110 - (0,034 + 0,042) = 0,034 \text{ м}^3,$$

что по сравнению с общим объемом газов

$$(1 + \alpha V_0) = 2,6 \text{ м}^3$$

составляет около

$$\frac{0,034}{2,6} 100 = 1,3\%;$$

то-есть унос части водяного пара, образовавшегося при горении, вызывает увеличение потери Q_3 на 1—2%; принимая же во внимание, что Q_3 само не превышает в худшем случае 1% теплотворной способности, видим, что потерей физической теплоты с добавочным водяным паром можно пренебречь.

Но W_0 м³ водяного пара, унесенного газами, вызывают еще потерю теплоты в виде скрытой теплоты парообразования, а если $t_3 > t_4$, то и в виде теплоты жидкости. Округленно во всех случаях теряется около 600 калорий на каждый добавочный килограмм унесенного пара.

Объемы W_3 , W_4 и W_0 пересчитаны на одно и то же давление $B \cong 760$ мм рт. ст; нужно пересчитать эти объемы еще и на 0°C для того, чтобы определить вес пара, образовавшегося при горении и унесенного уходящим газом.

Находим:

$$G_0 \text{ кг} = G_3 - (G_4 + G_3) = V_0 273 \left[\frac{W_3}{273 + t_3} - \left(\frac{W_4}{273 + t_4} + \frac{W_0}{273 + t_0} \right) \right],$$

где $\gamma_0 = 0,8 \text{ м}^3$ — удельный вес пара при 0°C и 760 мм рт. ст.

Для рассмотренного численного примера имеем:

$$G_0 = 0,8 \cdot 273 \cdot \frac{1}{273 + 30} \left[0,110 - (0,034 + 0,042) \right] = 0,024 \text{ кг, а}$$

количество теплоты, унесенной этим паром,

$$Q_4 = 600; G_0 = 600 \cdot 0,024 = 14,4 \text{ кал, что составляет}$$

$\frac{14,4}{900} 100 = 1,6\%$ теплотворной способности доменного газа. Такая величина должна обязательно учитываться.

Если примем, что $(t_3 - t_0) = 10^\circ\text{C}$, то есть $t_3 = 40^\circ\text{C}$ при прочих неизменных условиях, то $P_s = 55$ мм рт. ст.; тогда подсчет дает:

$$G_0 = 0,08 \text{ кг}, \\ Q_4 = 48 \text{ кал},$$

и ошибка составляет 5,3 %, что уничтожает всякую ценность калориметрического определения, если ошибка не учтена в вычислениях.

Закончив на этом разбор отдельных частей теплового баланса процесса, перейдем к определению теплотворной способности на основании полученных данных.

Условие равенства прихода и расхода теплоты дает:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

или

$$K_0 V \frac{B+h}{760} \cdot \frac{273}{273+t_4} = W(t_2 - t_1) + E\Delta\tau(t_2 - t_1) + \\ + V(1 + \alpha V_0) C_p(t_3 - t_0) + 600 G_0 \quad (1)$$

Мы видели, что при достижении равенства $t_3 = t_4 = t_s$ оказывается $Q_s = 0$. При этом условии, замечая, что $P_s = P_4$, получаем:

$$K_0 = \frac{(W + E\Delta\tau)(t_2 - t_1) + 600 \gamma_0 \frac{273 V}{273 + t_s} \alpha V_0 \frac{P_s - P_s}{B}}{V \frac{B+h}{760} \cdot \frac{273}{273 + t_s}} = \\ = 2,78 \frac{W + E\Delta\tau}{V \cdot (B+h)} \cdot (273 + t_s)(t_2 - t_1) + 365 \cdot 10^3 \alpha V_0 \frac{P_s - P_s}{B(B+h)} \quad (2)$$

где принято $\gamma_0 = 0,8$ кг/м³.

В виду того, что α неизвестно, нужно стремиться уменьшить последний член настолько, чтобы его можно было совсем отбросить. Уменьшение может быть достигнуто лишь за счет уменьшения разности $(P_s - P_s)$, эта разность будет равна нулю, когда поступающий в калориметр воздух вполне насыщен водяным паром, что может быть достигнуто, например, устройством специального подводящего воздухопровода, в котором воздух увлажнялся бы каким-либо способом, но так, чтобы в него не попадали частицы воды во взвешенном состоянии.

Однако, такие приспособления обычно не применяются. Если отказаться от их применения, то нужно определить (например, психрометром) влажность воздуха и хотя бы приблизительно подсчитать величину последнего члена формулы (2).

Пусть, например, в психрометре получены следующие показания: по термометру с сухим шариком — $t_s = 15^\circ\text{C}$ ($t_s = t_3 = t_4$); по термометру с мокрым шариком $t_s' = 10^\circ$. По данным таблицы 2

относительная влажность воздуха $\frac{9,21}{12,79} \cdot 100 = 72\%$; $P_s = 12,8$ мм рт. ст. $P_s = 9,2$ мм рт. ст.

Пусть $B \approx B + h \approx 760$ мм рт.ст. и для доменного газа $V_0 = 0,8$; тогда

$$365 \cdot 10^3 \alpha \cdot 0,8 \frac{12,8 - 9,2}{760 - 760} = 1,9\alpha.$$

Если теплотворная способность газа 900 кал/м³, то ошибка от непринятия во внимание последнего члена уравнения (2) будет (в процентах):

$$\alpha \frac{1,9}{900} 100 = 0,2\alpha\%,$$

то-есть меньше $0,5\%$, если $\alpha < \frac{0,5}{0,2}$ или $\alpha < 2,5$,

что может быть проверено либо подсчетом по анализу уходящих газов, либо измерением поступающего в калориметр воздуха газовыми часами.

Общее правило, которое может быть рекомендовано для уменьшения рассматриваемой ошибки, заключается в том, что анализ должен производиться при возможно более низкой температуре воздуха; нужно лишь иметь в виду, что охлаждающая вода должна быть еще холоднее, иначе нельзя будет получить $t_3 = t_4 = t_5$ и избавиться от величины Q_3 , что дает не меньшую ошибку, чем Q_4 .

Если приняты указанные выше меры, то можно написать

$$K_0 = 2,78 \frac{W + E\Delta\tau}{V(B + h)} (273 + t_3) (t_2 - t_1) \quad (3)$$

Обычно водяной эквивалент калориметра E бывает достаточно мал для того, чтобы его величиной можно было пренебречь, но для этого необходимо, чтобы было

$$\frac{E\Delta\tau}{W + E\tau} < \frac{\alpha}{100},$$

где α — допустимая относительная ошибка в процентах.

Отсюда видно, что для большей точности опыта следует по возможности увеличить W и уменьшить $\Delta\tau$, но уменьшение $\Delta\tau$ ведет к уменьшению точности отсчетов количеств W и V и к уменьшению числа замеров температур, а значит и точности их средних значений.

Следовательно нужно рекомендовать увеличение $\frac{W}{\Delta\tau}$, то-есть увеличение скорости протекания воды через калориметр, что, однако, ведет к уменьшению точности отсчетов $(t_2 - t_1)$, вследствие

уменьшения величины $(t_2 - t_1)$. Для того чтобы увеличить $\frac{W}{\Delta\tau}$, не уменьшая $(t_2 - t_1)$, необходимо увеличивать $\frac{V}{\Delta\tau}$, то-есть скорость протекания испытуемого газа. Таким образом опыт должен вестись с возможно большими скоростями и воды и газа в течение достаточного промежутка времени. При этих условиях будем иметь

$$K_0 = \frac{W(t_2 - t_1)}{V \cdot (B + h)} \cdot 2,78 (273 + t_3) \quad (4)$$

Этой формулой обычно и пользуются.

Через K_0 была обозначена высшая теплотворная способность газа. Для того чтобы получить нужную для расчетов низшую теплотворную способность газа, нужно измерить количество образовавшейся при горении воды; это количество состоит из n кг полученного в мензурке B конденсата и из G_0 кг унесенного с уходящими газами добавочного пара. Поэтому, относя количество $(n + G_0)$ к 1 м³ газа при 0°C и 760 мм рт. ст., получим:

$$H_0 = K_0 - 600 \frac{n + G_0}{V} \cdot \frac{760}{B + h} \cdot \frac{273 + t_3}{273} \quad (5)$$

Подставляя сюда K_0 из формулы (2), которая требует лишь одного условия $t_3 = t_4 = t_5$, получим:

$$H_0 = 2,78 \frac{(W + E\Delta\tau)(t_2 - t_1) - 600n}{V(B + h)} (273 + t_3), \quad (6)$$

так как величина G_0 исчезает при сокращении подобных членов.

Наконец, сделав те же замечания, что и при выводе формулы (4), получим:

$$H_0 = \frac{W(t_2 - t_1) - 600n}{V(B + h)} \cdot 2,78 (273 + t_3). \quad (7)$$

Таким образом низшая теплотворная способность определяется в калориметре Юнкера проще, чем высшая при одинаковой точности и точнее высшей при одинаковой сложности постановки опыта.

§ 68. Определение теплосодержания газов; общие соображения

Тепловая энергия, заключенная в газе, состоит из следующих двух частей, поскольку речь идет об использовании тепловой энергии в обычных теплосиловых установках, в частности в газовых двигателях:

1) Энергия, способная выделиться при соединении газа с кислородом, или теплотворная способность, определение которой рассмотрено выше.

2) Теплосодержание или физическая теплота газа, определяемая температурой газа. Теплосодержание может отсчитываться от любой начальной температуры, при которой теплосодержание считается равным нулю. Для газов принимают за начальную температуру 0°C , что наиболее удобно из практических соображений.

Другие виды энергии газов, как, например, механическую энергию сжатого газа, не будем рассматривать в этой главе. Здесь же остановимся на способах определения теплосодержания газов.

При испытании газовых двигателей понятие о теплосодержании газа находит основное применение для вычисления количества теплоты, унесенного из двигателя выхлопными газами, для чего приходится определять теплосодержания выхлопных газов, свежего горючего газа и воздуха, поступающего в машину; при испытании парового котла на отходящих газах приходится определять теплосодержание выхлопных газов в различных местах котельной установки для составления тепловых балансов ее отдельных частей.

Как известно, теплосодержание газа определяется формулой

$$Q = V \dot{C}_{pm} t \text{ кал}, \quad (1)$$

где V — объем газа в м^3 , отнесенный к 0°C и 760 мм рт. ст.;

$\dot{C}_{pm}$ — теплоемкость при постоянном давлении, средняя от 0 до $t^{\circ}\text{C}$ на 1°C на 1 м^3 при 0°C и 760 мм рт. ст.

t — температура газа в $^{\circ}\text{C}$.

Объем V может быть заменен весом и одновременно теплоемкость должна быть взята, относящаяся к 1 кг вместо относящейся к 1 м^3 .

При вычислениях, связанных с испытаниями газовых двигателей, относящиеся к газам величины обычно относятся к объемным единицам, а потому мы совсем не будем касаться вычисления Q с помощью весов и весовых теплоемкостей (принципиальной разницы между обоими способами нет).

Определение V рассмотрено в главе об измерении расхода газов (для случаев непосредственного измерения). Кроме рассмотренных там методов, пригодных также и для измерения количества выхлопных газов, последнее может быть определено также вычислением, если известен расход горючего газа или воздуха, поступающего в машину, а также анализы горючего газа, воздуха и выхлопного газа.

В общем случае, при неполном сгорании газа в двигателе (вернее при наличии несгоревших газов в выхлопном газе) имеем:

объем выхлопных газов на 1 м^3 горючего газа (тот и другой с водяным паром, в них содержащимся) по формуле 15 § 22.

$$A = \frac{200(1 + \alpha_0) - \text{CO}' - \text{H}_2'}{200 - \text{CO}'' - \text{H}_2''}, \quad (2)$$

где теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 м³ газа определяется по формуле § 22:

$$V_0 = \frac{1}{O_2} \left(3 C_2 H_4' + 2 CH_4' + \frac{1}{2} CO' + \frac{1}{2} H_2' - O_2' \right),$$

а коэффициент избытка воздуха по формуле 27 § 24:

$$\alpha = \frac{(2 \cdot O_2^c - CO^c - H_2^c - 4CH_4^c) (nC_n H_m' + CO_2' + CO' + CH_4') + 2 \cdot O_2''' V_0 (CO_2^c + CO^c + CH_4^c)}{[2 \cdot O_2''' (CO_2^c + CO^c + CH_4^c) - CO_2''' (2O_2^c - CO^c - H_2^c - 4CH_4^c)] V_0} \\ \cong 1 + \frac{(2O_2^c - CO^c - H_2^c - 4CH_4^c) (nC_n H_m' + CO_2' + CO' + CH_4')}{2O_2''' V_0 (CO_2^c + CO^c + CH_4^c)}$$

Если замерен объем горючего газа V_r , при 0°C и 760 мм рт. ст. (считая водяной пар газом), то объем выхлопного газа в тех же условиях будет:

$$V_y = \Delta V_r.$$

Для вычисления теплоемкости нужно знать состав газа, даваемый анализом. Способы определения состава горючего газа были изложены в §§ 4—19, а выхлопного газа — в §§ 20—28.

Способы определения температур газов были изложены в §§ 29—45.

Следовательно, для получения возможности вычислять теплосодержание газа остается рассмотреть способы определения C_p по составу газа.

§ 69. Выбор численных значений средних теплоемкостей (при постоянном давлении от 0 С до t°C на основании данных различных исследований)

В тех пределах изменения давлений, с которыми приходится иметь дело при вычислениях теплосодержания газов при испытании двигателя (парциальные давления отдельных газов в газовой смеси), можно считать, что теплоемкости газов не зависят от давления, а зависят лишь от температуры.

Можно считать, что наиболее точные определения значений теплоемкостей укладываются в формулы следующего вида.

$$C_p = a + bt + ct^2,$$

где a , b , c , — постоянные для каждого газа численные коэффициенты и t — температура в °С.

Через C_p здесь обозначена теплоемкость при постоянном давлении, так называемая истинная, то-есть определяемая по формуле

$$C_p = \frac{dq}{dt},$$

где q — теплосодержание единицы объема (или веса) газа; на основании этого соотношения теплосодержание 1 м³ газа, отсчитываемое от 0°C до $t^\circ\text{C}$ определяется как

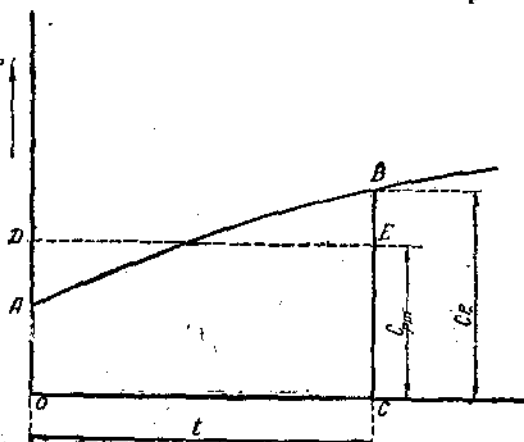
$$q = \int_0^t C_p dt.$$

Вычисление по этой формуле неудобно практически ни путем вычисления, ни путем планиметрирования диаграммы C_p , построенной в зависимости от t .

Поэтому обычно при вычислениях теплосодержания газов пользуются так называемыми средними теплоемкостями, определяемыми из следующих соображений.

Имеем

$$\begin{aligned} q &= \int_0^t (a + bt + ct^2) dt = \\ &= at + b \frac{t^2}{2} + C \frac{t^3}{3}; \end{aligned}$$



Фиг. 42.

представляя это выражение в такой форме, как если бы теплоемкость была постоянна, получим:

$$q = \left(a + b \frac{t}{2} + C \frac{t^2}{3} \right) t = C_{pm} t, \quad (1)$$

где C_{pm} и есть средняя теплоемкость газа между 0°C и $t^\circ\text{C}$. Величина C_{pm} соответствует геометрически средней высоте диаграммы C_p в зависимости от t (см. фиг. 42), так что площ. $OABC$ = площ. $ODEC = C_{pm} t$.

В таблицах 44 и следующих приведены значения C_p и C_{pm} для главных газов, встречающихся в газообразных топливах и в продуктах сгорания; значения теплоемкостей приведены в таблицах по следующим данным:

Столбец A — по Партингтону и Шилингу (из статьи М. Ю. Лурье в „Известиях теплотехнического института № 1/14 1928).

Столбец B — по Шюле (Шюле: Новые таблицы и диаграммы для технических топочных газов. 1931).

Столбец C — по Справочной книге „Теплотехник“, т. 1, стр. 298 — 299, изд. 1928 (повидимому, все данные и во всяком случае данные для CO_2 , H_2O , O_2 , N_2 , CO , H_2 взяты по Нейману).

Столбец D — по нормам „Физико-химические константы продуктов коксования“ (Изв. теплот. инст. № 8/41, 1928).

Столбец E — по Технической энциклопедии (Справочник физических, химических и технологических величин, т. VII).

Указания на первоисточники здесь не приводятся и могут быть найдены в только что указанных книгах и статьях. Величины C_p и C_{pm} здесь совсем не приводятся, так как для вычисления теплосодержания газов требуется только C_{pm} ; значения C_p приведены для общей характеристики изменения теплоемкости в зависимости от температуры.

Таблица 44

Температура $t^{\circ}\text{C}$	кал/м ³ ·° — 760—0°С для CO ₂							
	C_p				C_{pm} от 0 до $t^{\circ}\text{C}$			
	A	B	C*	E	A и D	B	C	E
0	0,893	0,387	0,397	0,387	0,893	0,387	0,397	0,387
100	0,411	0,432	0,426	0,412	0,402	0,410	0,410	0,402
200	0,429	0,465	0,453	0,42	0,411	0,430	0,426	0,411
300	0,447	0,491	0,482	0,453	0,420	0,447	0,442	0,420
400	0,464	0,509	0,507	0,471	0,429	0,462	0,456	0,429
500	0,480	0,523	0,527	0,486	0,438	0,472	0,467	0,436
600	0,495	0,535	0,543	0,501	0,446	0,482	0,477	0,445
700	0,509	0,547	0,555	0,515	0,454	0,489	0,487	0,454
800	0,522	0,559	0,567	0,527	0,462	0,495	0,497	0,461
900	0,536	0,571	0,576	0,538	0,470	0,503	0,505	0,470
1000	0,547	0,584	0,585	0,547	0,477	0,511	0,511	0,476
1100	0,557	0,596	0,592	0,556	0,484	0,517	0,517	0,481
1200	0,567	0,608	0,598	0,563	0,490	0,525	0,521	0,486

Таблица 45

Температура $t^{\circ}\text{C}$	калории кал/м ³ ·°-760°С для O ₂ , N ₂ , CO, воздуха					
	C_p			C_{pm} от 0 до $t^{\circ}\text{C}$		
	A и E	B	C**	D, A и E	B	C***
0	0,311	0,312	0,312	0,311	0,312	0,312
100	0,312	0,314	0,316	0,311	0,313	0,314
200	0,313	0,316	0,320	0,312	0,314	0,316
300	0,314	0,319	0,324	0,312	0,315	0,318
400	0,316	0,321	0,328	0,313	0,316	0,320
500	0,318	0,324	0,332	0,314	0,317	0,322
600	0,320	0,326	0,336	0,315	0,319	0,324
700	0,323	0,329	0,340	0,316	0,321	0,326
800	0,325	0,333	0,344	0,317	0,322	0,328
900	0,329	0,337	0,348	0,318	0,325	0,330
1000	0,332	0,341	0,353	0,319	0,328	0,333
1100	0,336	0,345	0,357	0,321	0,330	0,335
1200	0,340	0,349	0,364	0,322	0,332	0,337

* Пересчитано по диаграмме фиг. 15 упомянутой статьи М. Ю. Лурье (на основании данных Неймана).

** См. выноски к таблице 44.

*** Эти значения даны для N₂ и CO; значения для O₂ и воздуха отличаются от них не более 0,001 в рассматриваемых пределах изменения t .

Таблица 46

Температура $t^{\circ}\text{C}$	кал/м ³ ·О-760°С для Н ₂			
	C_p		C_{pm} от 0 до $t^{\circ}\text{C}$	
	А и Е	С*	D, А и Е	С
0	0,805	0,310	0,805	0,310
100	0,808	0,314	0,806	0,312
200	0,811	0,318	0,808	0,314
300	0,814	0,322	0,809	0,316
400	0,817	0,326	0,811	0,318
500	0,821	0,330	0,812	0,320
600	0,824	0,334	0,814	0,322
700	0,827	0,338	0,816	0,324
800	0,830	0,342	0,817	0,326
900	0,833	0,346	0,819	0,328
1000	0,836	0,350	0,821	0,330
1100	0,839	0,354	0,822	0,332
1200	0,842	0,358	0,824	0,334

Таблица 47

Температура $t^{\circ}\text{C}$	кал/м ³ ·О-760°С для СН ₄			
	C_p		C_{pm} от 0 до $t^{\circ}\text{C}$	
	Е	D	Е	С
0	0,883	0,383	0,888	0,343
100	0,475	0,428	0,429	0,379
200	0,561	0,478	0,475	0,415
300	0,648	0,517	0,519	0,450
400	0,729	0,559	0,562	0,486
500	0,805	0,600	0,603	0,522
600	0,878	0,640	0,643	0,557
700	—	—	—	0,593
800	—	—	—	0,629
900	—	—	—	0,664
1000	—	—	—	0,700
1100	—	—	—	0,736
1200	—	—	—	0,772

* См. выноски к таблице 44.

Таблица 48

Температура $t^{\circ}\text{C}$	кал/м ³ 0-760— $^{\circ}\text{C}$ для C_2H_4			
	C_p		C_{pm} от 0 и $t^{\circ}\text{C}$	
	D	E	C и D^*	E
0	—	—	0,420	0,460**
15	0,466	0,461	—	—
100	—	—	0,469	0,504***
200	—	—	0,518	0,544****
300	—	—	0,569	—
400	—	—	0,616	—
500	—	—	0,665	—
600	—	—	0,714	—
700	—	—	0,761	—
800	—	—	0,812	—
900	—	—	0,861	—
1000	—	—	0,911	—
1100	—	—	0,960	—
1200	—	—	1,009	—

Таблица 49

Температура $t^{\circ}\text{C}$	кал/м ³ 0-760— $^{\circ}\text{C}$ для NH_3			
	C_p		C_{pm} от 0 до $t^{\circ}\text{C}$	
	E		D	D
0	0 атм. 0,380	1 атм. 0,401	0,393	0,393
100	0,410	0,414	0,413	0,403
200	—	—	0,436	0,413
300	0,459 (для 309 $^{\circ}$)	—	0,460	0,424
400	0,479 (" 422 $^{\circ}$)	—	0,485	0,435
500	0,511 (" 523 $^{\circ}$)	—	0,511	0,448
600	—	—	0,539	0,460
700	—	—	0,569	0,473
800	—	—	0,599	0,486
900	—	—	0,630	0,500
1000	—	—	0,662	0,514
1100	—	—	0,696	0,529
1200	—	—	0,730	0,548

* Эти данные вычислены по формуле Mallard Le Chatelier $C_{pm} = 0,420 + 0,000491 t$; они находятся в противоречии с остальными данными для C_2H_4 . Поэтому для низких температур лучше пользоваться данными столбца E для C_{pm} , как полученными независимо несколькими исследователями. Для высоких температур не приходится совсем пользоваться значениями C_p и C_{pm} для этилена, так как этот газ никогда не содержится в выхлопных газах, имеющих высокую температуру. Приходится встречаться с этиленом при высоких температурах при испытании компрессоров на заводах синтетического аммиака или при расчетах, относящихся к газам коксовых печей, но небольшое содержание этилена и в коксовом газе (обычно не более 1,0%) обеспечивает отсутствие заметной ошибки в общем результате (то-есть в теплоемкости газовой смеси) даже при пользовании не совсем правильными значениями теплоемкостей этилена.

** Взято приблизительно на основании данных для C_p для 15 $^{\circ}\text{C}$.

*** Средняя между 15 $^{\circ}\text{C}$ и 100 $^{\circ}\text{C}$.

**** Средняя между 25 $^{\circ}\text{C}$ и 200 $^{\circ}\text{C}$.

Таблица 50

Температура $t^{\circ}\text{C}$	кал/м ³ -0-760- $^{\circ}\text{C}$ для H_2O (пар)									
	C_p					C_{pm} от 0 $^{\circ}\text{C}$ до $t^{\circ}\text{C}$.				
	A*	B	C***	D	E**	A*	B	C	D	E
0	0,381	0,365	—		—	0,381	0,365	0,372	0,372	
100	0,370	0,371	0,375		0,389	0,372	0,369	0,374	0,372	
200	0,369	0,378	0,378		0,385	0,371	0,372	0,375	0,373	
300	0,372	0,386	0,382		0,385	0,371	0,376	0,376	0,374	
400	0,376	0,394	0,387		0,385	0,372	0,379	0,378	0,376	
500	0,383	0,401	0,394		0,390	0,373	0,383	0,381	0,378	
600	0,392	0,409	0,401		0,396	0,376	0,387	0,384	0,381	
700	0,402	0,416	0,410		0,404	0,378	0,390	0,386	0,384	
800	0,413	0,423	0,419		0,414	0,382	0,394	0,390	0,388	
900	0,426	0,432	0,431		0,426	0,387	0,397	0,395	0,392	
1000	0,441	0,443	0,444		0,441	0,392	0,401	0,399	0,397	
1100	0,458	0,454	0,461		—	0,397	0,405	0,403	0,403	
1200	0,477	0,467	0,479		0,477	0,403	0,409	0,408	0,409	

Таблица 51

кал/м ³ -0-760- $^{\circ}\text{C}$ для SO_2				
$t^{\circ}\text{C}$	C_p		Интервал температур $^{\circ}\text{C}$	C_{pm}
	E	D		E
15	0,445	0,439	от 10 до 190	0,394

Таблица 52

кал/м ³ -0-760- $^{\circ}\text{C}$ для H_2S				
$t^{\circ}\text{C}$	C_p		Интервал температур	C_{pm}
	E	D		E
15	0,391	0,368	от 10 до 190	0,376

* Этот ряд значений C_p C_{pm} получен в результате объединения данных Клоблаух и Raïsch для низких температур с данными Партингтона и Шиллинга для высоких температур (см. указанную выше статью Лурье).

** Этот ряд значений C_p представляет данные Партингтона и Шиллинга.

*** См. выноски к таблице 44.

Таблица 53

Кал м ³ 0-760°С для C ₂ H ₆ пар			
t °С	C _p	Интервал температур	C _{pm}
	E		E
80	0,921	от 84 до 115	1,085
100	1,174	35 180	1,174
		120 220	1,310

Во всех таблицах от 44 до 53 численные значения теплоемкостей относятся к газу, находящемуся под атмосферным давлением. В газовых смесях, с которыми приходится иметь дело при испытаниях газовых двигателей, каждый из газов находится под парциальным давлением, меньшим атмосферного. Так как существует зависимость теплоемкости не только от температуры, но также и от давления газа, то следовало бы каждый раз выбирать теплоемкость не только по температуре, но также и по парциальному давлению данного газа в смеси.

Зависимость теплоемкости от давления наиболее сильно проявляется при приближении газа к состоянию насыщенного пара, то - есть при повышении давления и при понижении температуры газа. В тех вычислениях теплоемкости, которые приходится применять при испытаниях газовых двигателей, давление всей газовой смеси равно атмосферному (свежий газ и воздух, выхлопной газ) и не превышает 2,5 атм (воздушное дутье в доменные печи), и только при испытаниях компрессоров заводов синтетического аммиака давления достигают значительных величин.

Поэтому отдельные газы имеют парциальные давления обычно меньше атмосферного, а при таком давлении и при обычных температурах (0°С и выше) почти все газы, встречающиеся при испытаниях двигателей, далеки от состояния насыщенного пара, а поэтому можно совсем не принимать во внимание зависимости теплоемкости от давления в вычислениях, производимых при испытаниях газовых двигателей.

Исключения составляют водяной пар, аммиак и бензол. Из таблицы 49 видим, что для аммиака зависимость теплоемкости от давления заметна лишь при температурах ниже 100°С, и если пользоваться значениями столба D, то пределы ошибки будут весьма невелики.

Для бензола значения теплоемкостей мало исследованы вообще, а потому учесть влияние давления не представляется возможным; содержание бензола в обратном коксовом газе составляет не более 0,5%, а потому на общем результате это не отражается.

Для водяного пара парциальное давление в газовой смеси обычно не превышает 0,1-0,15 атм.

Поэтому при построении столба A в таблице 50 значения, соответствующие низким температурам (~ до 300°С), то-есть тем,

Таблица 53

Кал м ³ -0-760-°C для C ₂ H ₄ пар			
t °C	C _p	Интервал температур	C _{pm}
	E		E
80	0,921	от 84 до 115	1,065
100	1,174	" 35 " 180	1,174
		" 120 " 220	1,310

Во всех таблицах от 44 до 53 численные значения теплоемкостей относятся к газу, находящемуся под атмосферным давлением. В газовых смесях, с которыми приходится иметь дело при испытаниях газовых двигателей, каждый из газов находится под парциальным давлением, меньшим атмосферного. Так как существует зависимость теплоемкости не только от температуры, но также и от давления газа, то следовало бы каждый раз выбирать теплоемкость не только по температуре, но также и по парциальному давлению данного газа в смеси.

Зависимость теплоемкости от давления наиболее сильно проявляется при приближении газа к состоянию насыщенного пара, то - есть при повышении давления и при понижении температуры газа. В тех вычислениях теплоемкости, которые приходится применять при испытаниях газовых двигателей, давление всей газовой смеси равно атмосферному (свежий газ и воздух, выхлопной газ) и не превышает 2,5 атм (воздушное дутье в доменные печи), и только при испытаниях компрессоров заводов синтетического аммиака давления достигают значительных величин.

Поэтому отдельные газы имеют парциальные давления обычно меньше атмосферного, а при таком давлении и при обычных температурах (0°С и выше) почти все газы, встречающиеся при испытаниях двигателей, далеки от состояния насыщенного пара, а поэтому можно совсем не принимать во внимание зависимости теплоемкости от давления в вычислениях, производимых при испытаниях газовых двигателей.

Исключения составляют водяной пар, аммиак и бензол. Из таблицы 49 видим, что для аммиака зависимость теплоемкости от давления заметна лишь при температурах ниже 100°С, и если пользоваться значениями столба D, то пределы ошибки будут весьма невелики.

Для бензола значения теплоемкостей мало исследованы вообще, а потому учесть влияние давления не представляется возможным; содержание бензола в обратном коксовом газе составляет не более 0,5%, а потому на общем результате это не отражается.

Для водяного пара парциальное давление в газовой смеси обычно не превышает 0,1-0,15 атм.

Поэтому при построении столба A в таблице 50 значения, соответствующие низким температурам (~ до 300°С), то-есть тем,

при которых наиболее сильно сказывается зависимость теплоемкости от давления, взяты для давления 0,1 атм.

При более высоких температурах разница в теплоемкостях от 0 до 1 атм. настолько невелика, что может совсем не приниматься во внимание.

Для подсчетов выберем для каждого газа определенный ряд численных значений C_{pm} ; при выборе будем руководствоваться следующими соображениями.

Наибольшее распространение в СССР имеют таблицы, в основу которых положены данные Паррингтона и Шиллинга. Поэтому для возможности сравнения результатов испытаний с ранее проведенными испытаниями целесообразно пользоваться теми же данными.

Вопрос о правильности тех или других данных не может быть разрешен без специального изучения вопроса, а потому каждый раз нужно иметь в виду, что возможна ошибка в вычислении теплоемкости газа, причем предельная величина и знак возможной ошибки определяется разностью между принятыми нами данными и данными наиболее отклоняющимися, для определения чего и могут служить таблицы 44—53.

На основании изложенных соображений выбираем следующие ряды численных значений C_{pm} для отдельных газов (таблица 54).

Таблица 54

Газ	Выбранный ряд значений C_{pm}		Примечание
	№ таблицы	Столбец	
CO ₂	44	A и D	См. выноски первую в таблице 48.
O ₂	45	A и D	
N ₂	45	A и D	
CO	45	A и D	
Воздух(сухой)	45	A и D	
H ₂	46	A и D	
CH ₄	47	D	
C ₂ H ₄	48	E	
NH ₃	49	D	
H ₂ O	50	D	
SO ₂	51	E	Зависимость C_{pm} от температуры принимают такой же, как для CO ₂ (см. Нормы физ.-хим. вост. пр. кокс.)
H ₂ S	52	E	
C ₂ H ₆	53	E	

На фиг. 43 даны зависимости C_{pm} температуры для газов, встречающихся при испытаниях газовых двигателей, за исключением тех, для которых нет достаточных данных.

§ 70. Численные примеры

Теплоемкость газовой смеси вычисляется по данным для теплоемкостей и объемных содержаний отдельных газов в смеси по следующей формуле

$$C_p = \sum \frac{C_p' V_i}{100} \text{ и } C_{pm} = \sum \frac{C_{pm}' V_i}{100}, \quad (1)$$

где V_i — объемное содержание отдельных газов в смеси в процентах;

C_p' — теплоемкость на 1 м³ при 0/760 для газа с объемным содержанием V_i ;

C_p — теплоемкость на 1 м³ при 0/760 для газовой смеси.

Пример 1.

Подсчитаем теплосодержание газообразного топлива (коксового газа), состав которого был приведен в численном примере § 66.

Теплосодержание определим для 1 м³, отнесенного к 0°C и 760 мм рт. ст., считая условно водяной пар идеальным газом.

Теплосодержание требуется вычислить для температуры 20°C, считая, по общепринятому правилу, теплосодержание при 0°C равным нулю.

По формуле (1), подставляя сразу значения C_{pm} для 20°C (из фиг. 43 или из таблиц), получаем:

$$C_{pm} = \frac{1}{100} [0,395 \text{ CO}_2 + 0,37 \text{ H}_2\text{S} + 0,811 (\text{O}_2 + \text{CO} + \text{N}_2) + 1 \text{ C}_2\text{H}_6 + 0,46 \text{ C}_2\text{H}_4 + 0,305 \text{ H}_2 + 0,398 \text{ CH}_4 + 0,372 \text{ H}_2\text{O}], \text{ где теплоемкости } \text{H}_2\text{S}, \text{C}_2\text{H}_6 \text{ и } \text{C}_2\text{H}_4 \text{ взяты с округлением в виду недостаточности имеющихся данных о теплоемкостях этих газов.}$$

Подставляя содержания отдельных газов, получаем:

$$C_{pm} = \frac{1}{100} [0,395 \cdot 2,2 + 0,37 \cdot 0,9 + 0,811 (1,0 + 6,0 + 8,0) + 1 \cdot 0,3 + 0,46 \cdot 0,6 + 0,305 \cdot 57,3 + 0,398 \cdot 21,4 + 0,372 \cdot 2,3] = \frac{1}{100} [0,869 + 0,333 + 4,665 + 0,3 + 0,276 + 17,476 + 8,410 + 0,856] = \frac{33,185}{100} = 0,332 \text{ кал./м}^3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Теплосодержание 1 м³ газа находим по формуле (1) § 66

$$Q = V C_{pm} t = 1 \cdot 0,332 \cdot 20 = 6,64 \text{ кал.}$$

Пример 2.

Возьмем численные данные примерного подсчета, разобранного в § 27, и определим теплосодержание выхлопных газов, получающихся из 1 м³ горючего газа (в данном случае генераторного), отнесенного к 0°C и к 760 мм рт. ст., условно считая

водяной пар идеальным газом. Измерение температуры выхлопного газа дало 543°C ; состав выхлопного газа (по данным § 27):

$$\begin{aligned} \text{CO}_2'' &= 13,0\% \\ \text{O}_2'' &= 3,0\% \\ \text{CH}_4'' &= 0,2\% \\ \text{CO}'' &= 1,1\% \\ \text{N}_2'' &= 71,3\% \\ \text{H}_2\text{O}'' &= 11,4\% \quad 100,0\% \end{aligned}$$

Теплоемкость выхлопного газа находим по данным фиг. 43:

$$C_{pm} = \frac{1}{100} \left[0,442 \cdot 13,0 + 0,314 (3,0 + 1,1 + 71,3) + 0,618 \cdot 0,2 + 0,379 \cdot 11,4 \right] = 0,339 \text{ кал/м}^3 = ^{\circ}\text{C}$$

По формуле (2) § 68 объем выхлопных газов, получающихся на 1 м^3 горючего газа,

$$A = \frac{200(1 + 1,20 \cdot 1,117) - 7,87 - 9,81}{200 - 1,1 - 0} = 2,26 \text{ м}^3.$$

Теплосодержание этого количества газа (отнесенного к 0°C и 760 мм рт. ст.) получается

$$Q = 2,26 \cdot 0,339 \cdot 543 = 416 \text{ кал.}$$

Кроме этой теплоты выхлопной газ взятого состава уносит еще и „химическую теплоту“, оставшуюся в нем вследствие неполноты сгорания газа. Эта часть уносимой выхлопным газом теплоты подсчитывается так же, как и теплотворная способность топлива, то-есть по формуле (1) § 66. На 1 м^3 выхлопного газа, отнесенного к 0°C и 760 мм рт. ст., это составит:

$$30,4 \cdot \text{CO}'' + 85,6 \cdot \text{CH}_4'' = 30,4 \cdot 1,1 + 85,6 \cdot 0,2 = 50,6 \text{ кал.}$$

а на 1 м^3 горючего газа

$$2,26 \cdot 50,6 = 114 \text{ кал.}$$

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ И ИССЛЕДОВАНИЕ ИНДИКАТОРНЫХ ДИАГРАММ

§ 71. Методы определения средней электрической мощности газодинамо по показаниям электроизмерительных приборов

При испытании газового двигателя определяются следующие мощности:

- а) мощность агрегата,
- б) эффективная мощность,
- в) индикаторная мощность.

Определение мощностей (а) и (б) значительно различается для газодинамо и для газовоздуходувки. Поэтому методы определения мощностей мы рассмотрим отдельно сначала для газодинамо, а затем для газовоздуходувки.

Мощность агрегата в случае газодинамо замеряется с помощью электроизмерительных приборов на шите станции, как мощность электрического тока, выработанного динамомашинной.

Мощность электрического тока может быть измерена с помощью счетчика работы; если показание счетчика в начале испытания было K_1 , а в конце испытания K_2 и продолжительность испытания $\Delta \tau$ часов, то средняя за время испытания мощность динамо будет:

$$N_{\text{эл}} = \frac{K_2 - K_1}{\Delta \tau} a, \quad (1)$$

Где a — переводный коэффициент от показаний счетчика на киловаттчасы.

Этот способ измерения дает среднюю мощность за время испытания, что вполне характеризует нагрузку агрегата, если она равномерна по времени.

Для того чтобы убедиться в равномерности нагрузки по времени, необходимо вести параллельно измерение мощности указывающим (или регистрирующим) приборам. Часто приходится вести испытания при изменяющейся нагрузке по условиям производства, которое обслуживается электроэнергией от испытываемого агрегата. В таком случае пользование указывающим прибором становится необходимым. Если пределы коле-

бания нагрузки не слишком велики и если от результатов испытания не требуется особо высокой точности, то возможно бывает вести обработку результатов испытания, приняв за мощность агрегата среднюю мощность за время испытания. Эта величина, как указано, получается и по формуле (1) и путем подсчета среднего арифметического из измерений по указываемому прибору — ваттметру; необходимым условием для правильности этого последнего метода служит равенство всех интервалов времени между отдельными отсчетами по ваттметру.

Результаты, полученные по ваттметру и по счетчику, контролируют друг друга. Значительная разница указывает на наличие ошибки. Если приборы протарированы, то причиной ошибки часто является изменение нагрузки, затрудняющее отсчеты. Одно из средств для устранения этой ошибки — увеличение числа отсчетов путем уменьшения интервалов времени между отсчетами.

Если нагрузка сильно колеблется, то часто приходится начало и конец испытания определять не во время самого испытания, а во время обработки его результатов, путем отбрасывания замеров, сделанных при неподходящих режимах в начале и в конце, так что обработке подвергается только средняя часть испытания, для которой нагрузка держалась в допустимых пределах в течение достаточного времени (желательно не менее двух часов, но возможны отступления, если не требуется особо высокая точность). Поэтому необходимо в течение испытания производить несколько наблюдений по счетчику работы; иначе может оказаться, что при изменении моментов начала и конца испытания (или только начала и т. д.) показаниями счетчика совсем нельзя будет воспользоваться. При частых же отсчетах можно моменты начала и конца испытания выбрать так, чтобы они совпали с моментами отсчетов по счетчику. Кроме того частые отсчеты полезны и тем, что дают возможность контролировать совпадение измерений по счетчику и по ваттметру не только за весь период испытания, но и на отдельных его участках, что дает результатам измерения большую надежность.

Для контроля обоих описанных методов измерения электрической мощности она определяется еще по формулам

$$N_{\text{эл}} = \frac{EI}{1000} \text{ кВт} \quad (2)$$

для постоянного тока и

$$N_{\text{эл}} = \frac{EI\sqrt{3} \cos \varphi}{1000} \text{ кВт} \quad (3)$$

для трехфазного тока.

В этих формулах

E — напряжение тока в вольтах,

I — сила тока в амперах,

$\cos \varphi$ — коэффициент мощности.

Обычный метод вычисления $N_{\text{эл}}$ заключается в подстановке в формулы (2) и (3) средних значений E , I , $\cos \varphi$, подсчитанных за период испытания. При сильных колебаниях нагрузки может возникнуть вопрос о допустимости такого метода подсчета и о замене его теоретически более точным методом, который заключается в подсчете мощности для каждой группы мгновенных отсчетов и в нахождении средней мощности по этим величинам.

Если обозначим одинаковыми индексами отсчеты, произведенные одновременно, то обычно вычисляют $N_{\text{эл}}$ за время испытания по формуле:

$$N_{\text{эл}} = \frac{\sum E_i \cdot \sum I_i}{1000 \cdot n^2}, \quad (4)$$

где n — число пар замеров или соответственно:

$$N_{\text{эл}} = \frac{\sum E_i \cdot \sum I_i \cdot \sum (\cos \varphi)_i \cdot \sqrt{3}}{1000 \cdot n^3} \quad (5)$$

В обеих формулах суммирование распространяется для значений от 1 до n .

Вычисление по другому из указанных методов ведется по формуле:

$$N_{\text{эл}} = \frac{\sum (E_i I_i)}{1000 \cdot n} \quad (6)$$

или соответственно

$$N_{\text{эл}} = \frac{\sum (E_i I_i \cos \varphi_i) \sqrt{3}}{1000 \cdot n} \quad (7)$$

(Заметим, что обе формулы обоих типов применимы лишь при равных промежутках времени между каждой парой замеров).

Эффект работы динамо определяется не количеством электричества, сошедшим с зажимов динамо, а работой, которая произведена этим электричеством. Поэтому второй метод вычисления является теоретически правильным, но он требует значительно большей вычислительной работы и либо применения регистрирующих приборов для E , I и $\cos \varphi$, чтобы получить точную одновременность отсчетов (иначе исчезает всякий смысл вычисления произведений $(E_i I_i)$ и т. д.), либо записи показаний вольтметра, амперметра и фазометра отдельными наблюдателями каждого, так как один наблюдатель не может записать показания трех приборов строго одновременно. Ясно, что второй метод не дает полной уверенности в одновременности, а при колебаниях стрелок измерительных приборов и первый метод не даст годных результатов, так как в этом случае на ленте регистрирующего прибора получается сплошная широкая полоса, залитая чернилами, что не дает возможности сделать точный отсчет. Кроме того регистрирующие амперметры, вольтметры и фазометры не

пользуются таким распространением, чтобы их применение при испытаниях можно было считать обязательным.

Все это заставляет обратиться к изучению вопроса об ошибках, которые получаются от применения формул (4), (5) вместо формул (6) и (7).

Мы сделаем это для случая, когда имеется всего две группы отсчетов при постоянном токе в течение одного испытания, то-есть]

$$(E_1, I_1) \text{ и } (E_2, I_2),$$

причем пусть во всех испытаниях

$$E_1 = I_1 = 100,$$

а E_2 и I_2 равны в различных испытаниях следующим величинам: Для испытания № 1:

$E_2^I = I_2^I = 100$ (то-есть нагрузка постоянная в течение всего испытания)

для испытания № 2:

$$E_2^{II} = 100, I_2^{II} = 80,$$

для испытания № 3:

$$E_2^{III} = 100, I_2^{III} = 60,$$

для испытания № 4:

$$E_2^{IV} = 80, I_2^{IV} = 80,$$

для испытания № 5:

$$E_2^V = 80, I_2^V = 60,$$

для испытания № 6:

$$E_2^{VI} = 60, I_2^{VI} = 60.$$

Во всех случаях в первом отсчете $N_{эл} = 10$ кВт, а значения во втором отсчете даны в таблице 55; в этой же таблице даны результаты вычисления $N_{эл}$ (среднего за испытание) по формуле (4) и по формуле (6).

Таблица 55

№ испытания	$N_{эл1}$	$N_{эл2} = \frac{E_2 I_2}{1000}$	$N_{эл} \text{ по ф. (6) } = \frac{N_{эл1} + N_{эл2}}{2}$	$E_{ср}$	$I_{ср}$	$N_{эл} \text{ по ф. (4) } = \frac{E_{ср} I_{ср}}{1000}$
1	10	10	10	100	100	10
2	10	8	9	100	90	9
3	10	8	8	100	80	8
4	10	6,4	8,2	90	90	8,1
5	10	4,8	7,4	90	80	7,2
6	10	3,6	6,8	80	80	6,4

Из таблицы 55 видим, что колебание только одной величины не дает разницы между формулами (4) и (6); это видно также и непосредственно из формулы (4), в которой постоянная величина может быть подведена под знак суммы для изменяющейся величины, что приведет формулу (4) к виду (6), а именно:

$$N_{\text{эл}} = \frac{\sum E_i \cdot \sum I_i}{n \cdot n \cdot 1000} = \frac{E \cdot \sum I_i}{n \cdot 1000} = \frac{\sum (E_i I_i)}{1000 \cdot n}.$$

Если же изменяются обе величины, то ошибка может оказаться недопустимо большой. Но нужно иметь в виду следующее:

Напряжение никогда не выходит из пределов 10% от средней величины; обычно же оно держится в значительно более узких пределах. В применении к таблице 55 это соответствует испытаниям № 4 и № 5. Поэтому если выполнено условие о колебании напряжения в пределах $\pm 10\%$, то вычисление по формуле (4) дает следующие ошибки:

а) При колебании силы тока в пределах $\pm 10\%$ от средней величины — не более

$$100 \left(\frac{8,2 - 8,1}{8,2} \right) = 1,2\%.$$

б) При колебании силы тока в пределах $\pm 25\%$ от средней величины — не более

$$\left(\frac{7,4 - 7,2}{7,4} \right) 100 = 2,9\%.$$

При этом полученная по формуле (4) величина всегда меньше действительной. Следовательно, если к полученному результату мы прибавим половину максимально возможной ошибки, то пределы ошибки будут вдвое меньше, но будут иметь два знака вместо одного. Например, в случае (а) можно увеличить результат на 0,6%, и тогда возможная ошибка будет заключаться в пределах $\pm 0,6\%$.

В действительности ошибки будут много меньше найденных величин и будут тем меньше, чем больше сделано замеров в течение испытания. Объясняется это тем, что полученные предельные значения ошибок вычислены для случая только двух замеров. При большем же количестве замеров среди них будут иметься не только крайние, но также и промежуточные значения, что значительно сближает результаты по формулам (4) и (6). Например, пусть в испытании № 5 таблица 55 имеется еще третий замер $E = 95$; $I_3 = 70$; получаем:

$$N_{\text{эл}} = \frac{95 \cdot 70}{1000} = 6,65 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{из}} \text{ по формуле (6)} = \frac{6,65 + 4,8 + 10}{3} = 7,15 \text{ кВт};$$

$$E_{\text{ср}} = \frac{100 + 95 + 80}{3} = 91,7;$$

$$I_{\text{ср}} = \frac{100 + 70 + 60}{3} = 76,7;$$

$$N \text{ по формуле (4)} = \frac{91,7 \cdot 76,7}{1000} = 7,03 \text{ кВт.}$$

Ошибка при вычислении по формуле (4)

$$\frac{7,15 - 7,03}{7,15} = 1,7\%,$$

то-есть прибавление только одного промежуточного замера снижает величину ошибки с 2,9% до 1,7%.

Если напряжение колеблется в более узких пределах $\pm 5\%$, то нетрудно подсчитать, что даже колебания силы тока на $\pm 25\%$ дает ошибку при подсчете по формуле (4), не более 1,3%, а при колебании силы тока $\pm 10\%$ ошибка не более 0,6%.

При колебаниях напряжения в пределах $\pm 2\%$, колебания силы тока $\pm 25\%$ дают ошибку не более 0,5%, а колебания силы тока $\pm 10\%$ дают ошибку не более 0,2%.

Окончательно приходим к заключению, что во всех обычных случаях, которые укладываются по колебаниям силы тока $\pm 10\%$ и по колебаниям напряжения $\pm 5\%$, можно применять формулу (4) без всяких поправок, учитывая, что в действительности ошибки много меньше предельных.

Для трехфазного тока исследование несколько усложняется, но, пользуясь изложенным методом, нетрудно каждый раз вычислить максимальный предел ошибки.

Можно считать, что контроль по формулам (2) и (3) замера мощности, произведенного счетчиком и ваттметром, дает положительные результаты, если мощность, замеренная счетчиком и ваттметром, не выходит из пределов, отмеченных следующими величинами: а) найденной по формуле (4) или (5) и б) найденной путем прибавления к предыдущей величине поправки на максимальную возможную ошибку.

Определив мощность агрегата, переходим к определению мощности двигателя на валу или так называемой эффективной мощности, обычно измеряемой в лошадиных силах, в то время как мощность агрегата определяется в киловаттах. Эффективная мощность

$$N_e = \frac{1,36 N_{\text{эл}}}{\eta_{\text{эл}}} \text{ л. с.}, \quad (8)$$

где $\eta_{эл}$ — коэффициент полезного действия динамо, величина которого может быть взята по данным фирмы, изготовившей динамо. Если таких данных нет, то $\eta_{эл}$ может быть принят для ориентировочных подсчетов по средним данным для динамо аналогичного типа и мощности. Точное же вычисление N_e в этом случае невозможно. Сказанное целиком относится к мощным двигателям, устанавливаемым на металлургических заводах, так как во время эксплуатации двигателя никогда для целей испытания не применяются специальные способы определения N_e (кроме описанного). На заводах, изготовляющих такие машины, они не подвергаются испытанию из-за неимения подходящего газообразного топлива (доменный или коксовый газ).

Поэтому только к газогенераторным двигателям, которые строятся со значительно меньшей мощностью, применимо определение эффективной мощности другими способами.

Сюда относится применение

- а, тормозов трения,
- б) тормозов гидравлических,
- в) тормозов электрических.

Все эти методы не находят применения в эксплуатационных условиях, применяются лишь при испытании перед выпуском с машиностроительного завода, а потому мы не останавливаемся на их рассмотрении.

§ 72. Определение индикаторной мощности по числу оборотов, среднему индикаторному давлению и размерам двигателя

Индикаторная мощность двигателя получается как сумма индикаторных мощностей, развиваемых каждой рабочей полостью. Индикаторная работа за один цикл представляет разность между работой за ход расширения и работой за ход сжатия; работа, затрачиваемая во время ходов, выталкивания и всасывания (для четырехтактных двигателей), обычно не учитывается в индикаторной работе, хотя это положение не является общепринятым.

Введем следующие обозначения:

D — диаметр цилиндра двигателя в см,

d — диаметр поршневого штока в см,

S — ход поршня в см,

n — число оборотов коренного вала в минуту,

p_1 — среднее давление хода расширения в кг/см^2 , определяемое как средняя высота площади $abcd$ между линией расширения индикаторной диаграммы и атмосферной линией (фиг. 44).

p_2 — среднее давление хода сжатия в кг/см^2 , определяемое как средняя высота площади $aefd$ между линией сжатия и атмосферной линией (фиг. 44).

p_i — среднее индикаторное давление в кг/см^2 , определяемое как средняя высота индикаторной диаграммы, то-есть площадь $befe$.

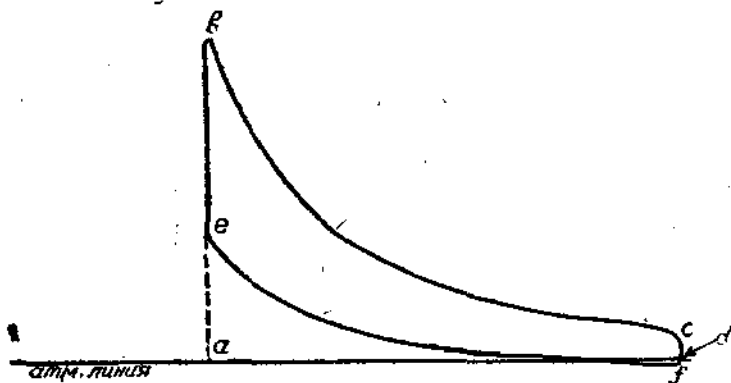
Очевидно, $p_a = p_1 - p_2$.

При расширении газы отдают работу двигателю, а при сжатии наоборот, двигатель затрачивает работу на сжатие газовой смеси. Поэтому за оба хода — сжатия и расширения — двигатель получает разность этих работ, а именно:

$$A = p_1 S - p_2 S,$$

где $P_1 = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} p_1$ кг — среднее усилие, действующее на поршень при расширении, а

$$P_2 = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} p_2 \text{ кг — то же при сжатии.}$$



Фиг. 44.

Подставляя это в выражение A , выражая работу в кг-м (путем деления S , выраженного в см, на 100), вычисляя работу, полученную двигателем от газов в течение 1 сек. (путем умножения на n для двухтактных и на $n/2$ для четырехтактных двигателей и деления на 60 — в обоих случаях) и пересчитывая на лошадиные силы (путем деления на 75 полученного числа кг-м в секунду), найдем индикаторную мощность рабочей полости двигателя

для четырехтактного двигателя:

$$N_i = \left(\frac{A}{100} \right) \left(\frac{n}{2 \cdot 60} \right) \left(\frac{1}{75} \right) = \frac{\pi (D^2 - d^2) S n (p_1 - p_2)}{4 \cdot 100 \cdot 2 \cdot 60 \cdot 75} = \frac{\pi (D^2 - d^2) S n p_i}{4 \cdot 900\,000} \quad (1)$$

и для двухтактного двигателя:

$$N_i = \frac{\pi (D^2 - d^2) S n p_i}{4 \cdot 450\,000} \quad (2)$$

В выражении N_i имеется две величины, которые могут изменяться в течение испытания, — n и p_i ; поэтому к вычислению N_i применимы те рассуждения и выводы, которые приведены в § 71 относительно вычисления мощности для постоянного тока по формуле

$N_{эл} = \frac{EI}{1000}$; но поскольку мы сейчас разбираем измерение мощности для газодинамо, то n изменяется лишь в весьма узких пределах, а потому вполне допустимо в формулу (2) подставить средние значения n и p_i , подсчитанные за все время испытания. Индикаторная мощность двигателя (четырехтактного), если он имеет не одну рабочую полость цилиндра,

$$N_i = \Sigma N_{ik} = \frac{\pi (D^2 - d^2) S n}{900\,000} \Sigma p_{ik} \quad (3)$$

где индекс k указывает полость, к которой относится N_i или p_i .

Для измерения индикаторной мощности требуется замерять, кроме постоянных величин, две величины — n и p_i .

Число оборотов двигателя замеряется надежнее всего, для целей вычисления средней мощности за время испытания, с помощью счетчика оборотов; если отсчеты по счетчику в начале и в конце испытания обозначим через n_1 и n_2 , то среднее число оборотов будет

$$n = \frac{n_2 - n_1}{\Delta t} \quad (4)$$

Относительно отсчетов по счетчику оборотов следует придерживаться правил, которые были указаны для отсчетов по счетчику электрической работы (см. § 71), то-есть отсчеты должны производиться через небольшие промежутки времени.

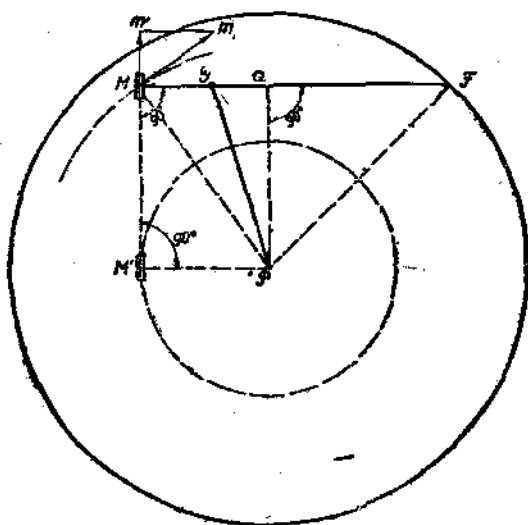
Кроме счетчика число оборотов измеряется указывающим или регистрирующим тахометром, а для газовых двигателей, которые при большой мощности всегда тихоходны, число оборотов для контроля может быть определено простым счетом оборотов в течение определенного промежутка времени, замеряемого секундомером или часами.

Определение p_i производится с помощью планиметра или путем разбивки на трапеции (например, делительной линейкой). Оба эти способа мы рассмотрим в § 73 — 76.

§ 73. Теория полярного планиметра

Для вывода теории планиметра предположим сначала (фиг. 45), что планиметр установлен своим полюсом в точке P , а штифт его F движется по окружности радиуса $PF = R$. При этом центр колесика M планиметра будет двигаться по окружности радиуса

PM ; перемещение центра колесика в направлении Mm (по касательной к окружности радиуса PM) разложим на два перемещения — по направлению Mm' в плоскости колесика и по направлению $m'm$ вдоль оси колесика. Понятно, что второе перемещение не вызывает вращения колесика, а потому не влияет на отсчет; первое же перемещение может быть заменено движением точки M' , которое по скорости и по пройденному пути таково же, как



Фиг. 45.

составляющая движения точки M в направлении Mm' . Действительно, скорость

$$Mm' = Mm \cos(mMm'),$$

$$Mm = PM \omega$$

где ω — угловая скорость вокруг точки P ; скорость

$$M' = PM' \omega, \text{ но}$$

$$PM' = PM \cos(\angle PMM') = PM \cos(mMm');$$

следовательно скорость $M' = Mm'$, то-есть если в точке M' поместим колесико с осью, параллельной оси M , то отсчет по колесику M'

получится такой же, как по колесику M (воображаемое колесико в точке M' считается связанным с движущимся планиметром).

Отсюда видно, что если придать стержням PG и MF планиметра такое положение, что $PM' = r = 0$, то обвод штифтом F окружности с соответствующим радиусом $PF = R_0$ не даст никакого отсчета на колесике, так как последнее все время будет перемещаться вдоль своей оси, а вращаться не станет. В таком положении $PM \perp MF$ и, следовательно,

$$R_0^2 = PF^2 = PM^2 + MF^2 = (PG^2 - MG^2) + MF^2$$

или, обозначая

$$\begin{aligned} PG &= r \\ MG &= a \\ GF &= b, \end{aligned}$$

получим

$$R_0^2 = r^2 - a^2 + (a + b)^2 = r^2 + 2ab + b^2;$$

таким образом радиус нулевого круга R_0 оказывается зависящим от длин стержней планиметра.

При обводе окружности с произвольным радиусом (как на фиг. 45) получим:

$$R^2 = PF^2 = PQ^2 + QF^2 = (PG^2 - GQ^2) + (MF - MQ)^2 = \{PG^2 - (MQ - MG)^2\} + \{(MG + GF) - MQ\}^2 = \{r^2 - (p - a)^2\} + (a + b - p)^2,$$

где

$$MQ = M'P = p.$$

Если $p = 0$, то отсюда получается уже найденное выражение для R_0 .

Определяя p получаем:

$$R^2 = r^2 + b^2 - 2b(p - a),$$

откуда

$$p = \frac{r^2 + b^2 + 2ab - R^2}{2b} = \frac{R_0^2 - R^2}{2b}.$$

Пусть штифтом F обведена полная окружность радиуса R ; отсчет K по колесу M или M' будет пропорционален длине пути, пройденного колесиком перпендикулярно к его оси; длина этого пути, при возвращении планиметра в первоначальное положение после обвода окружности штифтом F , будет $2\pi r$, так что отсчет будет

$$K = c \cdot 2\pi r,$$

где c — коэффициент пропорциональности.

Подставляя p , получим:

$$K = \frac{c}{2b} 2\pi (R_0^2 - R^2) = \frac{f}{u} \quad (1)$$

где $u = \frac{b}{c}$ — масштаб, для перевода показаний планиметра на мм^2 площади, заключенной между окружностями с радиусом R и R_0 .

$f = \pi (R_0^2 - R^2) \text{ мм}^2$ площадь кольца между обведенной штифтом F окружностью и нулевой окружностью.

Пусть штифтом F обведено кольцо с наружным радиусом R и с внутренним R' , причем обвод произведен по направлению стрелок на фиг. 46. Тогда, очевидно, отсчеты, которые получатся при обводе радиально направленных отрезков ab и cd , взаимно уничтожатся, а отсчеты, полученные при обводе окружностей от d до a и от b до c , вычтутся один из другого и дадут:

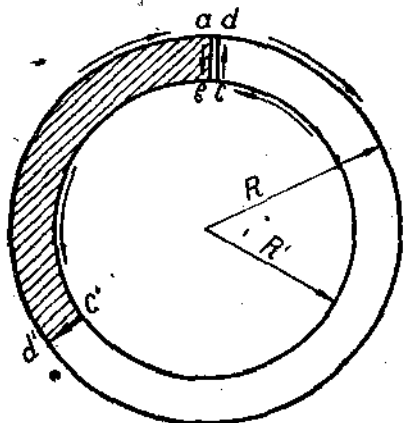
$$k = \frac{c}{b} \left\{ (R_0^2 - R^2) - \pi (R_0^2 - R'^2) \right\} = \\ = \frac{c}{b} \pi (R'^2 - R^2) = \frac{\pi (R'^2 - R^2)}{u},$$

то-есть площадь обведенного кольца определяется отсчетом по планиметру с учетом его переводного масштаба u .

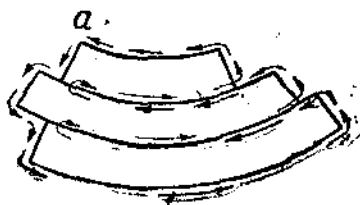
Если отрезки ab и cd не совпадают, а расположены под углом, оставаясь радиальными, то нетрудно убедиться в том, что и в этом случае отсчет по планиметру дает площадь обведенной фигуры в том же масштабе ($ab\ c'\ d'$, на фиг. 46 заштрихована).

На фиг. 47 изображена фигура, составленная из нескольких частей колец. Если обведем эту фигуру штифтом планиметра, как показано стрелками, то при возвращении штифта в начальную точку все кольцевые площадки окажутся обведенными полностью в одном и том же направлении (на фиг. 47 — обратно часовой стрелке для всех площадок). Следовательно, отсчет

по планиметру дает сумму, площадей всех кольцевых площадок. При этом из фиг. 47 видно, что соприкасающиеся части периметров соседних площадок приходится обводить дважды в противоположных направлениях, а потому отсчеты по колесики



Фиг. 46.



Фиг. 47.

планиметра на этих частях периметров взаимно уничтожаются. Следовательно, для получения площади фиг. 47 достаточно обвести ее лишь по наружному периметру.

Всякая фигура может быть разбита на систему бесконечно узких колец; значит, при обводе любой фигуры отсчет по планиметру дает ее площадь в масштабе

$$u = \frac{b}{c}.$$

Величина масштаба определяется обычно не вычислением по размерам планиметра, а обводом какой-либо фигуры с заранее известной площадью f_1 ; если при этом получается отсчет k_1 , то масштаб планиметра:

$$u = \frac{f_1}{k_1} = \frac{b}{c}.$$

При определении масштаба нужно полюс P планиметра помещать снаружи обводимой фигуры, так как в противном

случае нужно определять еще радиус нулевой окружности, что усложняет вычисления.

Сравнительно небольшая величина индикаторных диаграмм всегда позволяет помещать полюс планиметра вне диаграммы, а потому на определении радиуса нулевой окружности не будем останавливаться.

§ 74. Определение масштаба давлений индикаторной диаграммы

Обведя штифтом планиметра контур индикаторной диаграммы $abcd$ (фиг. 48), найдем разность между отсчетами, сделанными до обвода и после обвода (разность берется—по абсолютной величине, не принимая во внимание ее знака).

Зная разность отсчетов k и масштаб u планиметра, получим площадь, ограниченную индикаторной диаграммой:

$$f = ku \text{ мм}^2.$$

Среднюю высоту диаграммы получим делением f на длину диаграммы, l , измеренную в направлении вращения барабана индикатора:

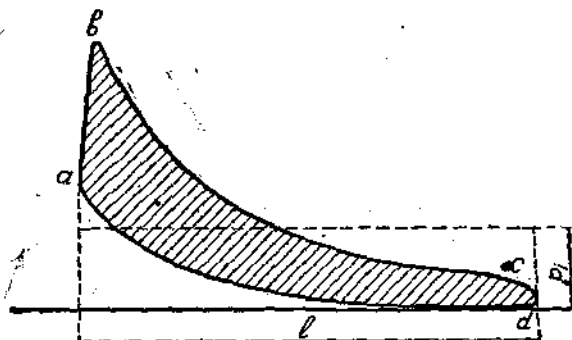
$$h = \frac{f}{l} = \frac{ku}{l} \text{ мм.}$$

Для вычисления среднего индикаторного давления нужно знать еще масштаб пружины m , показывающий перемещение (мм) карандаша индикатора, соответствующее изменению давления газов на 1 кг/см^2 .

Тогда

$$p_i = \frac{h}{m} = \left(\frac{ku}{lm} \right) \text{ кг/см}^2. \quad (1)$$

При определении m следует принимать во внимание отношение площади индикаторного поршня, при котором снималась диаграмма, к площади индикаторного поршня, для которого указан масштаб пружины. Если на пружине указан масштаб m мм/атм для поршня, имеющего диаметр d , мм, а планиметриру-



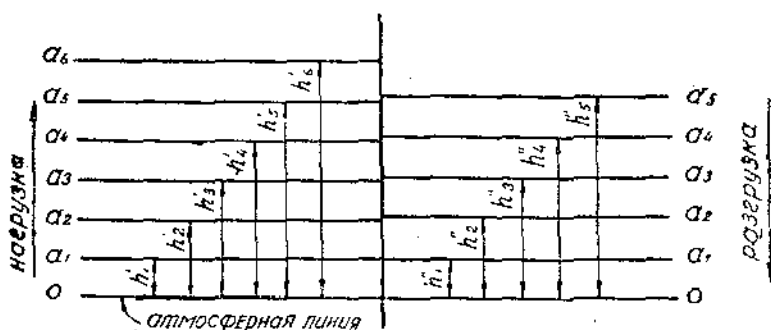
Фиг. 48.

емая диаграмма снята при поршне, имеющем диаметр d мм, то масштаб давлений на диаграмме будет

$$m = \left(m_1 \frac{d^2}{d_1^2} \right) \text{мм/кг. см}^2. \quad (2)$$

При определении масштаба пружины необходимо учитывать поправочный коэффициент, получаемый проверкой пружины. Не останавливаясь на описании приборов, на которых производится проверка индикаторных пружин (масляный прес или прибор с грузами), рассмотрим способы определения масштаба пружины по результатам проверки.

На фиг. 49 показана диаграмма, снятая при проверке индикаторной пружины.



Фиг. 49.

Левая часть диаграммы получена при постепенной нагрузке пружины таким образом, что каждая прямая получена при нагрузке, соответствующей давлениям a_1 атм., a_2 атм. и т. д. на индикаторный поршень, диаметр которого указан на пружине.

Правая часть диаграммы получена при постепенной разгрузке пружины.

Обычно расхождения при нагрузке и разгрузке бывают невелики (едва заметны при обычной толщине линий, вычерченных карандашом индикатора), если нет чрезмерного заедания поршня или штока индикатора, а также слабину в шарнирах пишущего механизма. Эта зависимость показаний от того, на каком индикаторе поставлена пружина при проверке, требует, чтобы проверка пружины производилась на том же индикаторе, на котором эта пружина будет ставиться при снятии диаграмм двигателя.

В дальнейшем будем пользоваться средними ординатами из полученных при нагрузке и при разгрузке, то-есть ординатами

$$h_i = \frac{h_i' + h_i''}{2}.$$

Пружина деформируется пропорционально растягивающей или сжимающей ее силе; поэтому масштабы пружины при различных давлениях получаются одинаковыми, то-есть

$$\frac{h_1}{a_1} = \frac{h_2}{a_2} = \frac{h_2 - h_1}{a_2 - a_1} = \frac{h_3 - h_2}{a_3 - a_2}$$

Поэтому для правильно работающей пружины достаточно определить масштаб при одном давлении, которое выбирается возможно большим для того, чтобы получить отсчеты с относително большей точностью; масштаб пружины, соответствующий указанному на ней диаметру индикаторного поршня, получается

$$m_1 = \frac{h}{a} \quad (3)$$

Диаграмма фиг. 49 дает возможность обнаружить отклонения действительной зависимости между деформацией и растягивающим усилием пружины от линейной зависимости. Такое отклонение может появиться в случае, если пружина была подвергнута действию силы, превосходящей предельную величину, указанную на пружине. Если отклонения от закона пропорциональности оказываются значительными, то пользование пружинной приводит к значительному усложнению в определении p_i , так как в этом случае приходится планиметрировать индикаторную диаграмму не сразу полностью, а по отдельным частям, заключенным в пределах давлений, внутри которых масштаб пружины может считаться постоянным. Для каждой из этих площадок вычисляется среднее давление, а величина p_i получается, как сумма средних давлений для всех площадок. Такой метод вычисления p_i слишком сложен для практического применения. Пользуясь тем обстоятельством, что отклонения деформации пружин от закона пропорциональности обычно бывают невелики, можно пользоваться одним масштабом для всей диаграммы. Величина масштаба вычисляется по одной из следующих формул:

$$m = \frac{h_n}{a_n} = \text{мм/атм}, \quad (3a)$$

где индекс n относится к максимальному давлению при проверке.

$$m = \frac{1}{n} \left(\frac{h_1}{a_1} + \frac{h_2}{a_2} + \dots + \frac{h_n}{a_n} \right) \quad (4)$$

В этой формуле за масштаб принимается среднее арифметическое значение масштабов, вычисленных в интервалах от 0 до a_i .

В отличие от формулы (3), формула (4) дает результат, зависящий от масштабов в различных интервалах. Построение формулы (4) таково, что влияние масштаба в первом интервале

оказывается на всех слагаемых в скобках формулы (4); влияние масштаба в i -м интервале сказывается лишь на слагаемых, относящихся к интервалам между i и n . Таким образом масштаб, вычисленный по формуле (4), не будет фактически средним масштабом.

Средний масштаб лучше выражается формулой (5);

$$m = \frac{1}{n} \left(\frac{h_1}{a_1} + \frac{h_2 - h_1}{a_2 - a_1} + \dots + \frac{h_n - h_{n-1}}{a_n - a_{n-1}} \right), \quad (5)$$

которая обеспечивает одинаковое влияние масштабов, взятых в различных интервалах давлений, на общий результат. Ясно, что все интервалы должны быть одинаковыми.

Необходимо заметить, что вычисления по формулам (4), (5) требуют, чтобы расстояния между отметками на диаграмме фиг. 49 измерялись с большой точностью, что трудно достижимо практически, вследствие заметной толщины проведенных линий в сравнении с величиной измеряемого интервала и вследствие малой величины самого интервала. Это практическое затруднение заставляет часто пользоваться формулой (3), хотя и не учитывающей изменяемости масштаба по высоте диаграммы.

§ 75. Численный пример определения индикаторной мощности. Пользование компенсационным планиметром

Пусть требуется определить индикаторную мощность двигателя tandem двойного действия со следующими размерами:

$$D = 1200 \text{ мм}$$

$$s = 1400 \text{ мм}$$

$$d = 300 \text{ мм}$$

(обозначения см. в § 72).

При испытании найдено:

$$n = 94 \text{ об/мин.}$$

Индикаторная диаграмма передней полости переднего цилиндра при обводе ее штифтом планиметра дала следующие отсчеты:

$$\text{а) до обвода} \quad \text{—} \quad 2386$$

$$\text{б) после обвода} \quad \text{—} \quad 2305$$

разность $\quad \quad \quad 81$ (последняя цифра по нониусу планиметра).

Масштаб планиметра определяем обводом окружности, очерченной радиусом в 50 мм. Площадь круга $f_1 = 3,14 \cdot 50^2 = 7850 \text{ мм}^2$.

При обводе окружности получились следующие отсчеты:

$$\text{а) до обвода} \quad \text{—} \quad 3436$$

$$\text{б) после обвода} \quad \text{—} \quad 4214$$

$$\text{разность} \quad \quad \quad 778 = k_1.$$

Масштаб планиметра

$$u = \frac{f_1}{k_1} = \frac{7850}{778} \cong 10,1 \text{ мм}^2/\text{ед. отсчета}$$

Следовательно, площадь индикаторной диаграммы

$$f = u \cdot k = 10,1 \cdot 81 = 818 \text{ мм}^2.$$

Длина диаграммы $l = 92 \text{ мм}$.

Масштаб давлений (масштаб пружины)

$$m = 2,5 \text{ мм/атм.}$$

Следовательно, среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{f}{lm} = \frac{818}{92 \cdot 2,5} = 3,56 \text{ атм.}$$

Для остальных трех полостей найдено

$$p_i^{\text{II}} = 3,74 \text{ атм.}$$

$$p_i^{\text{III}} = 3,86 \text{ атм.}$$

$$p_i^{\text{IV}} = 3,64 \text{ атм.}$$

Среднее значение для всех полостей

$$p_i = \frac{3,56 + 3,74 + 3,86 + 3,64}{4} = 3,70 \text{ атм.}$$

Индикаторная мощность всех четырех (Z) полостей, то-есть индикаторная мощность двигателя по формуле (1) § 72 для четырехтактного двигателя

$$N_i = \frac{\pi(D^3 - d^3) S n p_i}{4 \cdot 900\,000} \cdot Z = \frac{3,14(120^3 - 30^3) 140 \cdot 94 \cdot 3,7}{4 \cdot 900\,000} \cdot 4 = 2292 \text{ л. с.}$$

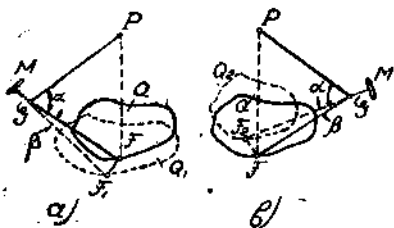
Учитывая возможность неточностей при измерении площади планиметром, всегда пользуются средней величиной разностей отсчетов, найденных при двух или более обводах. При этом отдельные значения разностей не должны отличаться между собой более чем на единицу отсчета по нониусу планиметра.

В случае, если ошибка происходит не от случайных причин, а от свойств самого планиметра, напр., если ось обводящего стержня FM (фиг. 45) не перпендикулярна плоскости колесика M , то получение правильного результата достигается применением компенсационного планиметра, сущность которого поясняется фиг. 50.

На фиг. 50 *a* показано, что обводя площадь Q_1 планиметром с изогнутым обводящим стержнем, мы получаем в действитель-

ности отсчет, соответствующий площади Q_1 , которая обводится воображаемым штифтом F_1 , находящимся на продолжении оси колеса M .

На той же фиг. 50 в, показано, что, если переставить направляющий стержень PG по другую сторону от обводящего стержня PM под тем же углом, то отсчет будет соответствовать фиктивной площади Q_2 .



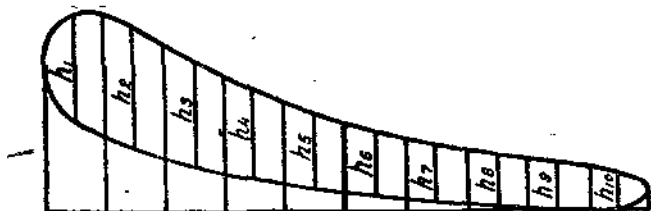
Фиг. 50.

Приблизительно $\frac{Q_1 + Q_2}{2} = Q$, то есть действительной площади фигуры.

Обычный планиметр не позволяет производить указанную перестановку стержней планиметра.

§ 76. Определение среднего индикаторного давления с помощью делительной линейки

Как мы видели, для определения среднего индикаторного давления приходится определять площадь индикаторной диаграммы. Определение площади может быть выполнено как с помощью планиметра, что мы уже рассмотрели, так и другими способами.



Фиг. 51.

Наиболее распространенным из этих способов является приближенное определение площадей фигур методом трапеций. Для этого разбивают диаграмму (фиг. 51) на равные части по длине диаграммы (равенство всех частей не обязательно — оно лишь упрощает подсчеты).

Измерив высоту диаграммы в середине каждой части, получим ряд значений $h_1, h_2, \dots, h_{10}$ (если вся длина разбита на 10 частей). При условии равенства длин всех делений величина

$$h = \frac{h_1 + h_2 + \dots + h_{10}}{10} \quad (1)$$

представляет среднюю высоту диаграммы, откуда находим среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{h}{m}$$

Для упрощения определения ординат, вдоль которых нужно замерять величины h_i , применяется делительная линейка. Схема ее устройства (в исполнении фирмы Майнак) показана на фиг. 52.

При пользовании линейкой Майнак приходится измерять 11 ординат, причем крайние ординаты представляют средние высоты трапеций, имеющих вдвое меньшие основания, чем основания остальных девяти трапеций. Поэтому формула (1) видоизменяется и заменяется следующей:

$$h = \frac{\frac{h_0 + h_{10}}{2} + h_1 + h_2 + \dots + h_9}{10} \quad (2)$$

Нужно отметить, что соотношение между длинами каждого из двух крайних и каждого из девяти средних делений выдерживается равным $1/2$ только при определенной длине диаграммы,

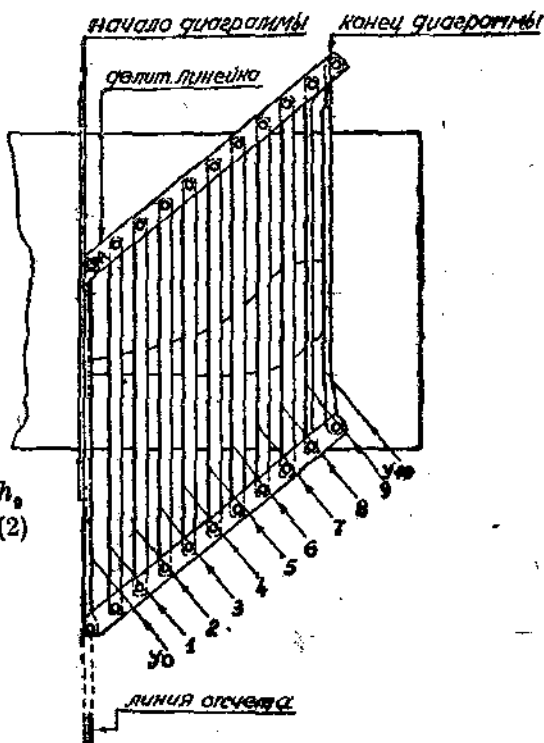
а именно при такой длине, при которой ширина каждой из крайних планок делительной линейки составляет $1/40$ длины диаграммы. При иной длине диаграммы нужно было бы подставлять в формулу (2)

$$\frac{h_0 + h_{10}}{n} \text{ вместо } \frac{h_0 + h_{10}}{2},$$

причем $n=2$ тогда, когда длина диаграммы равна увеличенной в 40 раз ширине крайней планки делительной линейки.

$n < 2$ тогда, когда длина диаграммы меньше этой величины,

$n > 2$ тогда, когда длина диаграммы больше этой величины.



Фиг. 52.

В практике этой разницы в значениях n не учитывают и всегда принимают $n=2$; ошибка от такого допущения весьма невелика при обычных длинах диаграмм (например, для индикатора Maihak, модель 2 — от 60 до 90 мм., зато избегается значительное усложнение вычислений при учете отклонения n от значения $n=2$.

§ 77. Искажения индикаторной диаграммы по оси объемов; а) влияние растяжения индикаторного шнура; б) влияние провисания индикаторного шнура, в) влияние неправильности кинематической схемы индикаторного привода; учет перечисленных влияний; практические указания

До сих пор мы рассматривали определение индикаторной мощности в том предположении, что индикаторная диаграмма вполне точно изображает изменение давления газов в цилиндре в координатах p и v . В практически снимаемых индикаторных диаграммах возможны отклонения от истинных диаграмм. Эти отклонения могут быть двух родов:

- а) несоответствие масштаба по оси абсцисс (то-есть по длине диаграммы) масштабу объемов цилиндра или путей поршня;
- б) несоответствие масштаба по оси ординат масштабу давлений газов.

В этом параграфе рассмотрим явления первого рода. Они могут иметь различные причины, а именно:

1. Изменение длины индикаторного шнура под влиянием силы пружины барабана индикатора, если растяжение шнура не подчиняется закону пропорциональности. Если закон пропорциональности выполняется, то растяжение шнура вызывает лишь уменьшение длины диаграммы по сравнению с той величиной, которая должна была бы получиться при жестком шнуре. Но уменьшение длины распределяется по всей длине диаграммы пропорционально, а потому ход поршня оказывается изображенным на оси абсцисс диаграммы в определенном масштабе, постоянном по всей длине диаграммы.

В самом деле, сила пружины барабана индикатора изменяется пропорционально углу закручивания, то-есть углу поворота барабана или пути, пройденному карандашом индикатора по оси абсцисс диаграммы, так что

$$p = Al + p_0,$$

где p — сила пружины, соответствующая пути карандаша в направлении оси абсцисс;

A — коэффициент пропорциональности;

p_0 — сила пружины начальная, то-есть в мертвом положении машины.

Если сечение шнура около барабана проходит путь l , то сечение шнура около закрепления на приводе проходит путь L ,

причем при выполнении закона Гука для растяжения шнура должно быть

$$\frac{L-l}{\lambda} = \frac{p-p_0}{E},$$

где λ — расстояние от закрепления шнура на приводе до барабана индикатора,

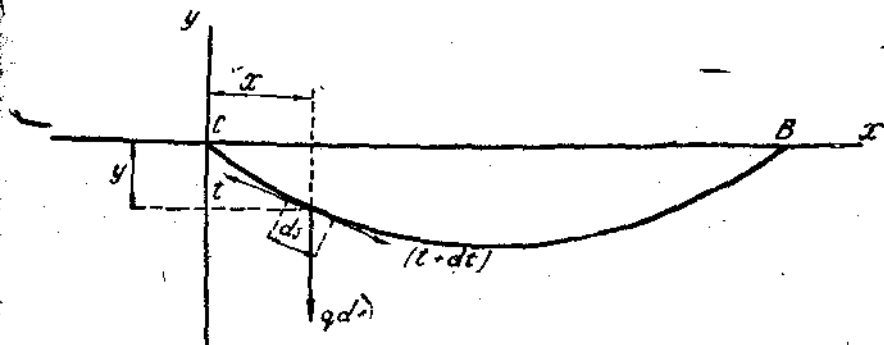
E — модуль упругости для шнура.

Подставляя сюда

$$p - p_0 = Al,$$

получим

$$\frac{L-l}{\lambda} = \frac{Al}{E}$$



Фиг. 53.

или

$$L = l \left(1 + \frac{A\lambda}{E} \right) = lC,$$

то-есть перемещение конца привода L пропорционально пути l карандаша индикатора вдоль длины диаграммы, что и требовалось доказать.

2. Изменение длины индикаторного шнура под влиянием изменяющегося натяжения пружины, барабана индикатора, что изменяет провисание шнура под действием силы тяжести.

Если обозначим вес 1 см длины шнура через q грамм и выделим элемент длины шнура ds с координатами начала элемента x и y (фиг. 53), то получим следующие уравнения равновесия элемента шнура.

Проектируем на ось x , проведенную горизонтально, силы, приложенные к элементу ds

$$t \cdot \frac{dx}{ds} - (t+dt) \frac{d(x+dx)}{d(s+ds)} = 0,$$

то-есть

$$d\left(t \frac{dx}{ds}\right) = 0,$$

откуда

$$t \frac{dx}{ds} = A = \text{const.} \quad (1)$$

Проектируем на ось y , проведенную вертикально,

$$d\left(t \frac{dy}{ds}\right) - q ds = 0$$

или исключая t с помощью (1):

$$A d\left(\frac{dy}{dx}\right) - q dx = 0. \quad (2)$$

Но

$$ds = \sqrt{dy^2 + dx^2} = \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2} \cdot dx;$$

тогда (2) дает

$$\frac{d\left(\frac{dy}{dx}\right)}{\sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2}} = \frac{q dx}{A}$$

Этому дифференциальному уравнению удовлетворяют решения:

$$\frac{dy}{dx} + \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2} = e^{\frac{q(x-x_0)}{A}}$$

$$\frac{dy}{dx} - \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2} = -e^{\frac{-q(x-x_0)}{A}}$$

Окладывая оба решения и интегрируя вторично, получим

$$y - y_0 = \frac{A}{2q} \left(e^{\frac{q(x-x_0)}{A}} + e^{\frac{-q(x-x_0)}{A}} \right) \quad (3)$$

что представляет уравнение ценной линии.

Постоянные x_0 , y_0 и A определяются начальными условиями.

Пусть в точках C и B , расположенных на оси x , шнур набегаёт на ролики индикаторного привода и индикатора. Расположение роликов на одинаковой высоте обычно при испытаниях больших газовых машин, так как они строятся горизонтальными.

Отклонения направления шнура от горизонтального бывают лишь незначительными.

Нам известно расстояние между роликами λ , следовательно известны координаты точек C и B , а именно:

$$C(0, 0),$$

$$B(0, \lambda).$$

Подставляя это в уравнение (3), получим:

$$-y_0 = \frac{A}{2q} \left(e^{-\frac{qx_0}{A}} + e^{\frac{qx_0}{A}} \right) \quad (4)$$

$$\text{и} \quad -y_0 = \frac{A}{2q} \left(e^{\frac{\lambda - x_0}{A} q} + e^{\frac{(\lambda - x_0)}{2} q} \right) \quad (5)$$

Оба уравнения удовлетворяются одновременно лишь при $x_0 = \frac{\lambda}{2}$ (столь простое определение x_0 оказалось возможным благодаря расположению C и B на одинаковой высоте).

Кроме того нам известно натяжение шнура при сходе с барабана индикатора; оно определяется натяжением пружины барабана индикатора и силами инерции барабана. Разность этих двух сил и представляет натяжение шнура, которое, очевидно, меняется по времени. Зная t , определяем:

$$A = t \frac{dx}{ds} = t \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx} \right)^2}} = t \frac{1}{\frac{1}{2} \left\{ e^{\frac{(x-x_0)}{A} q} + e^{-\frac{(x-x_0)}{A} q} \right\}} = t \frac{1}{\frac{(y-y_0)}{A} q}$$

или, замечая, что для начальной точки $y=0$.

$$A = - \frac{tA}{y_0 q},$$

$$\text{откуда} \quad y_0 = - \frac{t}{q}$$

что представляет известное свойство цепной линии. Теперь по уравнению (4) или (5) определится A :

$$A = \frac{-2q y_0}{e^{\frac{q x_0}{A}} + e^{\frac{q x_0}{A}}} = \frac{2t}{e^{\frac{q \lambda}{2A}} + e^{\frac{q \lambda}{2A}}}, \quad (6)$$

что может быть разрешено относительно A только численно (приближенно):

Зная все параметры (y_0 , x_0 и A), определим длину нити между роликами:

$$L = \int_0^{\lambda} \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2} dx = \int_0^{\lambda} \frac{1}{2} \left\{ e^{\frac{(x-x_0)}{A} q} + e^{-\frac{(x-x_0)}{A} q} \right\} dx =$$

$$= \left[\frac{1}{2} \frac{A}{q} \left\{ e^{\frac{(x-x_0)}{A} q} - e^{-\frac{(x-x_0)}{A} q} \right\} \right]_0^{\lambda} = \frac{A}{q} \left\{ e^{\frac{\lambda q}{2A}} - e^{-\frac{\lambda q}{2A}} \right\} \quad (7)$$

Сопоставляя (6) и (7), видим, что L непропорционально t , а следовательно L непропорционально и пути поршня двигателя.

Если поршень двигателя прошел h^0 своего хода от мертвого положения, то соответствующее перемещение шнура на ролике ходоуменьшителя

$$s_1 = K \frac{h}{100} S \text{ см.,}$$

где S — ход поршня двигателя в см.

K — масштаб ходоуменьшителя.

Перемещение шнура по ролику барабана индикатора составит

$$s_2 = \frac{t - t_0}{a} \text{ см.,}$$

где t — натяжение пружины барабана в данном положении.

t_0 — начальное натяжение пружины барабана (в мертвом положении поршня двигателя).

a — постоянная, зависящая от свойств пружины барабана и диаметра барабана.

Очевидно,

$$s_1 - s_2 = L_0 - L \quad (8)$$

где L_0 — начальная длина шнура (в мертвом положении поршня двигателя). Но по (7) и (6):

$$L = \frac{2t}{q} \cdot \frac{e^{\frac{\lambda q}{A}} - 1}{e^{\frac{\lambda q}{A}} + 1}$$

$$L = \frac{2t_0}{q} \cdot \frac{e^{\frac{\lambda q}{A_0}} - 1}{e^{\frac{\lambda q}{A_0}} + 1}$$

Следовательно, из уравнения (8) мы можем определить t для каждого значения h и s_1 ; затем определится также s_2 а, значит мы получим зависимость между перемещением поршня двигателя h^0 и длиной диаграммы от мертвой точки $s = \frac{s_2}{t} 100\%$.

Зная эту зависимость

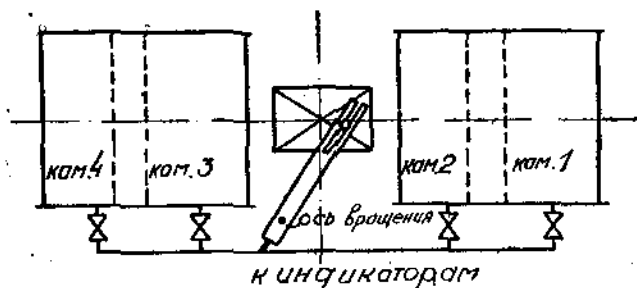
$$s = f(h),$$

можно перестроить диаграмму перейдя от масштаба s к масштабу h и после того спланиметризовать диаграмму, что даст правильный результат в отличие от неправильного, получаемого планиметрированием непосредственно снятой диаграммы.

Для уменьшения нежелательного влияния провисания шнура следует:

а) применять возможно более легкий шнур; действительно, при $q \rightarrow 0$ получаем: $L \rightarrow \lambda$, то-есть L в пределе неизменно, так как $\lambda = \text{const}$;

б) избегать длинных в горизонтальном направлении неподпертых частей шнура; это обстоятельство имеет особо важное



Фиг. 54.

значение при испытании больших горизонтальных газовых двигателей; иногда приходится ставить подпирющие ролики даже тогда, когда это не вызывается необходимостью изменения направления шнура;

в) возможно сильнее натягивать пружину барабана индикатора; тогда относительное изменение натяжения пружины, а вместе с тем и относительное изменение длины шнура будут сравнительно малы, а это уменьшит разность $(s_1 - s_2)$, то-есть масштаб по длине диаграммы будет лучше соответствовать перемещению поршня двигателя;

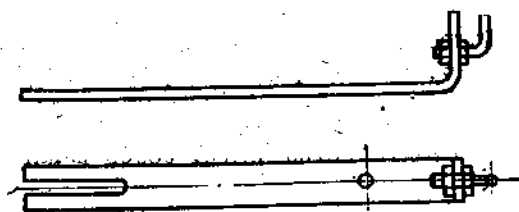
3. Искажение масштаба по длине диаграммы нередко является следствием несовершенной конструкции индикаторного привода. Мы не будем рассматривать здесь в общем виде вопроса о влиянии индикаторного привода на правильность (в смысле пропорциональности) изображения движения поршня двигателя по длине индикаторной диаграммы¹.

Рассмотрим вместо этого в качестве иллюстрации пример индикаторного привода, применявшегося при испытании одного газомотора.

¹ Обстоятельный разбор этого вопроса дан в статье инж. Арефьева в журнале „Известия теплотехнического института“ 1930, №2 (55).

На фиг. 54 дана схема индикаторного привода, представляющего стержень, вращающийся вокруг неподвижной оси и получающий движение от крейцкофа машины.

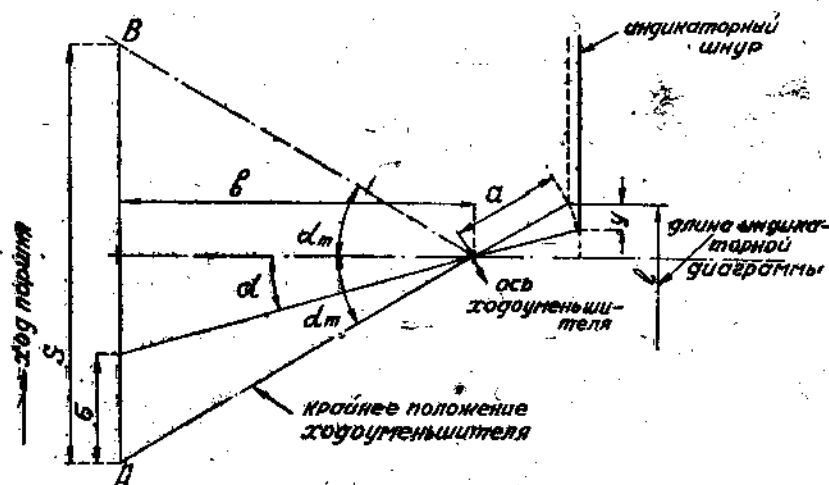
На фиг. 55 изображен отдельно стержень индикаторного привода. Индикаторный шнур укрепляется на крючке, привинченном неподвижно к стержню; противоположный конец стержня сделан вильчатым; внутри виден помещающийся круглый стержень, укрепленный в крейцкофе машины и приводящий в движение индикаторный привод.



Фиг. 55.

На фиг. 56 изображена геометрическая схема описанного привода и обозначения, необходимые для выводов.

Точка, связанная с поршнем, перемещается по прямой $AB=S$.



Фиг. 56.

то-есть ходу поршня. Если неподвижная ось привода (ходоуменьшителя) находится на расстоянии b от пути AB , то, очевидно,

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\frac{S}{2} - s}{b},$$

где s — перемещение поршня от мертвой точки.

Можно принять, что индикаторный шнур остается все время параллельным самому себе вследствие большой длины шнура

от привода до индикатора по сравнению с длиной плеча ходоуменьшителя от неподвижной его оси до места прикрепления шнура (длина a на фиг. 56); поэтому перемещению поршня двигателя x соответствует перемещение карандаша индикатора в направлении длины диаграммы:

$$y = a(\sin \alpha_m - \sin \alpha),$$

где α_m — максимальный угол отклонения оси привода от среднего положения.

Сравнение x и y показывает, что их отношение меняется по длине диаграммы согласно закону

$$\frac{x}{y} = \frac{b}{a} \frac{(\operatorname{tg} \alpha_m - \operatorname{tg} \alpha)}{(\sin \alpha_m - \sin \alpha)}.$$

Эта величина представляет средний масштаб пути поршня от мертвого положения до данного положения.

Мгновенный масштаб будет:

$$\frac{dx}{dy} = \frac{b}{a \cos^2 \alpha}.$$

В следующей таблице даны численные значения характерных величин для следующих размеров двигателя и привода

$$s = 1300 \text{ мм.}$$

$$a = 100 \text{ мм.}$$

$$b = 1300 \text{ мм.}$$

При этом получается:

$$\alpha_m = 26^\circ 36'$$

$l = 89,6 \text{ мм}$ (длина индикаторной диаграммы), а результаты вычислений для отдельных положений поршня сведены в следующей таблице:

Таблица 56

α мм	α	y мм	$\frac{x}{y}$	$\frac{dx}{dy}$	Исправл. значение y_1 мм.
0	$26^\circ 36'$	0	18,2	18,2	0
65	$24^\circ 12'$	3,8	17,1	17,1	4,5
130	$21^\circ 48'$	7,7	16,9	16,2	9,0
260	$16^\circ 42'$	16,1	16,1	14,8	17,9
520	$5^\circ 42'$	34,9	14,9	13,2	85,8
650	0°	44,8	14,5	13,0	44,8
780	$-5^\circ 42'$	54,7	14,3	13,2	58,8
1040	$-16^\circ 42'$	73,5	14,15	14,8	71,7
1170	$-21^\circ 48'$	81,9	14,3	16,2	80,6
1235	$-24^\circ 12'$	85,8	14,4	17,1	85,1
1300	$-26^\circ 36'$	89,6	14,5	18,2	89,6

Исправленные значения y , то-есть y_1 , вычислены на основании следующих соображений.

Если масштаб по длине для правильной диаграммы примем такой же, как и для фактически полученной, то-есть 14,5, то точки на диаграмме, соответствующие перемещению поршня s , должны расположиться в расстояниях

$$y_1 = \frac{s}{14,5} \text{ мм от начала диаграммы.}$$

В действительной же диаграмме эти точки расположены в расстояниях y от начала диаграммы. Имея таблицу значений y и y_1 , можно построить исправленную диаграмму, перенеся ординаты давлений со шкалы y на шкалу y_1 .

По диаграмме, построенной на шкале y_1 , может быть определено среднее индикаторное давление. Перестройка каждой снятой при испытании диаграммы весьма усложняет обработку испытаний, а потому приходится пользоваться следующим методом, учета искажения диаграммы индикаторным приводом.

По типичным диаграммам, полученным при испытании, строим исправленные диаграммы и определяем p_i по диаграммам снятым и по диаграммам исправленным; отношение

$$\frac{(p_i)_{\text{испр}}}{(p_i)_{\text{сн.}}} = \gamma$$

представляет поправочный коэффициент; умножив на него p_i , полученное непосредственно по снятой диаграмме, вычисляем действительное значение p_i .

Для всех диаграмм, снятых при приблизительно одинаковой нагрузке (p_i), можно пользоваться одним и тем же коэффициентом γ , полученным по одной диаграмме, снятой при этой нагрузке. При небольшой разнице между значениями γ для различных нагрузок можно пользоваться средним из всех найденных значений γ для всех диаграмм.

Зависимость γ от нагрузки объясняется тем, что степень искажения диаграммы оказывается различной по длине диаграммы (обычно максимальное искажение получается в средней части диаграммы); при изменении же нагрузки диаграмма утолщается не по всей длине равномерно.

Ясно, что последовательным исправлением диаграммы на устранение влияния привода и провисания шнура можно получить правильную диаграмму также и в случае одновременного искажающего действия этих двух причин. В этом случае прежде должны быть внесены исправления на провисание шнура, а затем уже на влияние индикаторного привода.

Теоретически обратный порядок был бы неправилен, хотя практически едва ли могут получиться существенные расхождения при изменении порядка внесения поправок.

§ 78. Искажения индикаторной диаграммы по оси давлений: а) влияние трения поршня индикатора; б) влияние неправильного масштаба пружины; в) влияние инерционных колебаний поршня и пишущей системы индикатора

Несоответствие масштаба по оси ординат диаграммы масштабу давлений газов может вызываться следующими причинами.

а) Повышенным сопротивлением трения поршня индикатора и пишущего механизма; это обуславливает ступенчатую форму диаграммы или плавное замедление изменения давлений по сравнению с действительным изменением (последний случай может быть при слишком вязком масле, примененном для смазки индикатора). Эту причину можно устранить приведением в порядок индикатора. Учесть ее влияние с целью исправления уже снятой диаграммы обычно не представляется возможным.

б) Неправильностью масштаба пружины. Вычисления, связанные с учетом влияния неправильного масштаба пружины, уже рассмотрены в § 74. Как там показано, неправильность масштаба пружины обычно учитывается введением в вычисление p , не того масштаба, который обозначен на самой пружине, а масштаба, определенного специальной проверкой пружины. Только при заметных отклонениях удлинения пружины от закона пропорциональности может оказаться целесообразным исправление диаграммы по отдельным ординатам. Обычно отклонения от закона пропорциональности не бывают настолько значительными, чтобы возникла необходимость в специальном исправлении диаграммы на масштаб пружины, так что почти всегда можно ограничиться методами, изложенными в § 74.

в) Главной и в то же время не всегда легко учитываемой причиной искажения масштаба диаграммы по оси ординат являются инерционные колебания движущейся системы индикатора (поршень, пружина, пишущий механизм). Эта система имеет собственное число колебаний в секунду

$$Z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{M}}, \quad (1)$$

где c — жесткость пружины, то-есть сила в кг, вызывающая удлинение пружины на 1 см.

M — масса движущихся частей (без пружины), приведенная к оси пружины в кг-сек²/см.

Чем больше Z по сравнению с числом оборотов двигателя, тем менее сказывается влияние инерционных колебаний на форме диаграммы. Сравнение Z с n правильно лишь для двигателя данного типа и для одинаковых площадей поршня индикатора. вообще же нужно сравнивать период собственных колебаний механизма индикатора

$$\tau = \frac{1}{Z} \text{ сек}$$

со скоростью изменения усилий, действующих на поршень индикатора.

Поэтому при индицировании двигателей, работающих по циклу Отто, приходится оставлять больший запас Z по отношению к n , чем при индицировании двигателей, работающих по циклу Дизеля, так как в последних давления изменяются более плавно. Для двигателей, работающих по циклу Отто, следует оставлять запас

$$\frac{60 \cdot Z}{n} \geq 16 \text{ до } 20.$$

Для практических газовых машин, в которых сгорание происходит замедленно, можно ограничиться несколько меньшим запасом.

Из формулы (1) видно, что Z возрастает с уменьшением M ; однако из этого не следует, что для ослабления влияния инерционных сил целесообразно становить индикаторные поршни с меньшим диаметром; дело в том, что замена большого поршня на меньший вызывает уменьшение M , далеко не пропорциональное площади поршня, так как в M включены еще и постоянные массы (шток, пишущий механизм). Кроме того, изменение M в K раз вызывает изменение Z лишь в $\sqrt{K}$ раз, то есть значительно меньше. Но зато уменьшение площади поршня вызовет пропорциональное уменьшение силы давления газов на поршень индикатора, и эта уменьшенная сила будет менее способна парализовать вредное влияние как инерционных сил, так и сил трения в механизме индикатора. Поэтому целесообразно пользоваться возможно большими поршнями, насколько это позволяет максимальное давление, которое должно быть записано на диаграмме, и наличие пружин с подходящим масштабом.

Далее, из формулы (1) видно, что применение более сильной пружины дает увеличение Z , то есть диаграмма получится более правильная при прочих равных условиях.

В крупных газовых машинах на доменном газе давления обычно не превосходят 20 — 22 атм.; поэтому применение пружин, обычных для дизелей, дало бы слишком малую диаграмму, которую трудно было бы точно исследовать и определить по ней p_i ; поэтому обычно применяют масштаб около 2,5 до 3 мм на 1 атм. Это оказывается допустимым благодаря тихоходности больших газовых машин, что обеспечивает достаточно большое значение $\frac{60Z}{n}$ даже при сравнительно слабых пружинах.

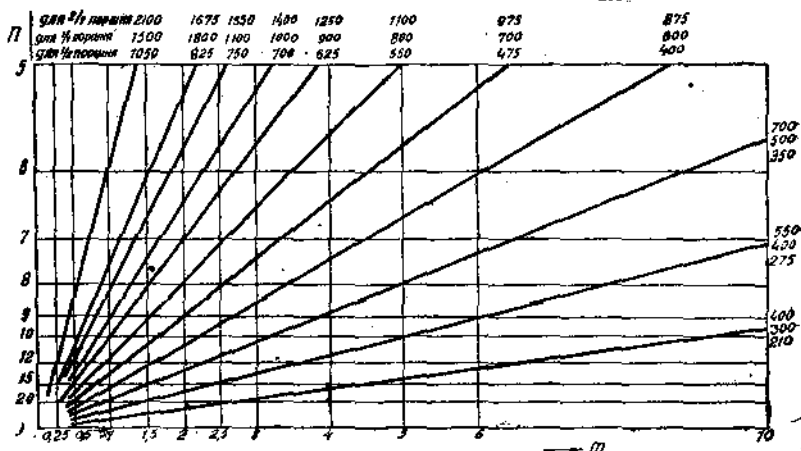
Наряду с диаграммами, служащими для определения мощности (полные диаграммы), приходится снимать еще и диаграммы слабой пружины в масштабе до 30 мм и более на 1 атм. для исследования процессов всасывания и выхлопа и для индицирования воздушных цилиндров. Здесь уже возможно замечать влияние инерции

онных сил и сил трения на форму диаграммы, а потому в таких случаях желательно применение специальных индикаторов с увеличенной площадью поршня. Нужно отметить, что в практике испытаний газомоторов, к сожалению, не применяются специальные индикаторы с увеличенными поршнями, несмотря на несомненность их пользы для указанной цели. Для иллюстрации приводим на фиг. 57 для индикатора „Maihak“ Мэа диаграмму, дающую зависимость между величинами:

$$A = \frac{60Z}{n},$$

m — масштаб диаграммы в мм атм.,

n — число оборотов двигателя в минуту.



Фиг. 57.

Диаграмма фиг. 57 учитывает лишь то, что для получения диаграммы в одинаковом масштабе применение большего поршня позволяет поставить более сильную пружину, что увеличивает Z и A . Но польза от применения увеличенного поршня будет еще больше, вследствие отмеченного выше обстоятельства — увеличения полезной силы давления газов на поршень индикатора; это, правда, не меняет Z и A , но все же уменьшает искажение диаграммы инерционными силами и силами трения.

Мы не останавливаемся более подробно на рассмотрении вопроса о действии инерционных сил движущихся частей индикатора, так как для газовых машин, строящихся обычно тихоходными (приблизительно для мощностей в цилиндре до 1000 л. с. — 107 об/мин., до 2000 л. с. — 94 об/мин., до 2500 л. с. — 83 об/мин.), этот вопрос не имеет столь актуального значения, как

для других, более быстроходных типов двигателей; в руководствах по испытанию быстроходных двигателей вопрос влияния на диаграмму инерционных сил индикатора рассматривается более подробно (см., например, Сороко—Новицкий—Методика испытаний автомобильных двигателей, ч. I, 1932).

§ 79. Определение мощности воздухоудвки по работе изотермического сжатия воздуха

Выше мы рассмотрели определение полезной мощности агрегата газодинамо и индикаторной мощности газомотора. Для установления классификации коэффициентов полезного действия по общим основным типам агрегатов, приводимых в действие газомоторами, необходимо рассмотреть еще вопрос об определении полезной мощности агрегата газовоздухоудвки.

Газовоздухоудвка подает сжатый воздух в доменные печи. Полезной мощностью агрегата следует считать в этом случае энергию, заключенную в воздухе, сжатом в течение 1 сек., причем эта энергия отсчитывается от той величины энергии, которую воздух имел до поступления в воздухоудвку.

Полная энергия воздуха в результате сжатия увеличивается на

$$Q = GC_v (T_2 - T_1) + AL,$$

где C_v — теплоемкость при постоянном объеме на 1 кг воздуха.

$$A = \frac{1}{427} \text{ — тепловой эквивалент механической энергии.}$$

Индексами 1 и 2 здесь и в дальнейшем обозначены T , p и V соответственно для состояний воздуха до поступления в воздухоудвку и по выходе из нее.

Работа политропического сжатия воздуха в воздухоудвке:

$$L = \frac{P_1 - P_2}{n - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right],$$

где n — показатель политропы сжатия воздуха в насосе (воздухоудвке).

Определение полезной мощности воздухоудвки с помощью приращения энергии Q кал. за 1 сек. представляет аналогию с определением полезной мощности газодинамо по энергии, уносимой электрическим током.

В обоих случаях количество энергии замеряется непосредственно около самого агрегата.

Однако есть существенная разница между таким методом определения для воздухоудвки и для динамо, а именно: потери в электросети между динамо и потребителем энергии сравнительно невелики и для различных родов тока и величин напряжений разница в потерях в сети тем более невелика, при прочих равных условиях. В случае воздухоудвки потери в сети

воздухопроводов между воздуходувкой и доменной печью существенно зависят от показателя политропы сжатия. Зависимость объясняется влиянием показателя политропы на конечную температуру сжатия. Если при постоянном Q будем увеличивать n , то член $GC_v(T_2 - T_1)$ будет возрастать, а AL будет уменьшаться, то-есть будет увеличиваться удельное значение тепловой части в общем количестве энергии, полученном воздухом в воздуходувке. Но почти вся тепловая энергия теряется по пути к доменной печи даже при сравнительно небольшой длине воздухопровода. Кроме того повышение температуры воздуха вызывает увеличение его объема, то-есть увеличение скорости в воздухопроводе, а значит и потерь давления при прочих равных условиях. Поэтому не следует причислять к полезной работе воздуходувки ни тепловую энергию, ни ту часть механической энергии, которая объясняется повышением температуры воздуха в процессе сжатия.

Таким образом полезной работой воздуходувки следует считать работу изотермического сжатия воздуха

$$L_{из} = 10\,000 p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \text{ кгм,} \quad (1)$$

где p_1 — барометрическое давление (воздух засасывается из атмосферы) в кг/см² абс.,

p_2 — абсолютное давление воздуха в начале нагнетательного воздухопровода в кг/см²,

V_1 — объем воздуха, засосанного в течение 1 часа при существующих в момент испытания барометрическом давлении и температуре воздуха снаружи здания.

Тогда полезная мощность воздуходувки получится равной

$$N_{из} = \frac{L_{из}}{3600 \cdot 75} \text{ л. с.} \quad (2)$$

Необходимо отметить, что общепризнанного, установившегося определения понятия полезной мощности воздуходувных машин до настоящего времени нет, а потому указанное определение следует считать лишь первой попыткой в этом направлении. Необходимость же такого определения весьма серьезна; одно из главных применений понятие о полезной мощности воздуходувки находит при сравнительном изучении различных типов воздуходувок, например, газовоздуходувок и турбовоздуходувок. Отсутствие ясности в вопросе об определении полезной мощности не дает возможности провести сравнительное изучение воздуходувок. В дальнейшем изложении мы будем придерживаться определения полезной мощности воздуходувок по формулам (2) и (1).

Например, при количестве засосанного в течение часа воздуха $V_1 = 108\,000 \text{ м}^3$ при атмосферных температуре и давлении и при

$$p_1 = 1 \text{ атм,} \quad p_2 = 2,1 \text{ атм,}$$

получаем:

$$L_{\text{эл}} = 10\,000 \cdot 108\,000 \ln \frac{2,1}{1,0} = 795 \cdot 10^6 \text{ втм.}$$

$$N_{\text{эл}} = \frac{795 \cdot 10^6}{75 \cdot 3600} = 2910 \text{ л. с.}$$

§ 80. Номенклатура мощностей газодинамо и газовоздуходувки и определение механического и изотермического коэффициентов полезного действия

Агрегат газомотор-динамо характеризуется следующими величинами мощностей:

а) полезной мощностью агрегата или электрической мощностью $N_{\text{эл}}$ кВт;

б) эффективной мощностью двигателя или мощностью на валу N_e л. с.;

в) индикаторной мощностью двигателя N_i л. с.

Потери мощности определяются следующими разностями: механические потери двигателя ($N_i - N_e$) л. с.; электрические и механические потери динамо ($N_e - 1,36 N_{\text{эл}}$) л. с.

Качество агрегата с механической стороны характеризуется следующими величинами коэффициентов полезного действия: механический к. п. д. двигателя

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i};$$

коэффициент полезного действия динамо

$$\eta_{\text{эл}} = \frac{1,36 N_{\text{эл}}}{N_e};$$

механический коэффициент полезного действия агрегата:

$$\eta_m' = \frac{1,36 N_{\text{эл}}}{N_i} = \eta_m \cdot \eta_{\text{эл}}.$$

При испытании определяются N_i и $N_{\text{эл}}$; $\eta_{\text{эл}}$ берется по данным для динамо по протоколу испытания или по гарантийным данным фирмы, изготовившей динамо. При отсутствии таких данных приходится оценивать $\eta_{\text{эл}}$ приблизительно, пользуясь значениями этого коэффициента для других динамо, аналогичных по мощности и по типу. Однако тот и другой способы пригодны лишь для ориентировочных оценок; если же необходимо использовать результаты испытаний для точных выводов, то чаще всего приходится совсем отказываться от определения $\eta_{\text{эл}}$, η_m и N_e и подсчитывать только η_m' по непосредственно определенным $N_{\text{эл}}$ и N_i .

Для газовазодуудков определение эффективной мощности еще более затруднительно, чем для газодинамо. Эффективной мощностью газомотора, приводящего в действие воздушодувку, следует считать мощность, передаваемую поршневым штоком машины воздушодувному цилиндру. Определение этой величины было бы возможно только в случае знания коэффициента полезного действия (механического) воздушного насоса; зная этот коэффициент η_{mv} и определив индифицированием мощность воздушного насоса N_{iv} , можно найти эффективную мощность газомотора:

$$N_e = \frac{N_{iv}}{\eta_{mv}}$$

Но η_{mv} никогда не бывает точно известно, а потому от определения N_e указанным способом приходится отказаться, несмотря на его аналогию с методом, применяемым для газодинамо.

Поэтому при испытании воздушодувки роль эффективной мощности играет индикаторная мощность воздушного насоса, то-есть N_{iv} .

В связи с этим механический коэффициент полезного действия газовазодуудки определяется формулой

$$\eta_m = \frac{N_{iv}}{N_i}$$

Изотермический коэффициент полезного действия

$$\eta_{из} = \frac{N_{из}}{N_{iv}}$$

играет для воздушодувки ту же роль, как электрический коэффициент для газодинамо.

Механический коэффициент полезного действия агрегата

$$\eta_m' = \frac{N_{из}}{N_i} = \eta_m \eta_{из}$$

Отметим, что указанный метод определения $\eta_{из}$ не является общепринятым. Установленного метода до сих пор не имеется; это объясняется главным образом тем, что измерение $N_{из}$ или другой аналогичной величины обычно не производится; ограничиваются определением N_{iv} . В то же время определение $N_{из}$ приносит большую пользу по причинам, указанным в конце предыдущего параграфа.

Указанные выше методы определения механического коэффициента полезного действия пригодны полностью для газомоторов, работающих без наддува и для газомоторов с наддувом, в которых наддувочный компрессор приводится в действие непосредственно от газомотора, а не от вспомогательного привода. Эти же методы относятся и к двухтактным газомоторам, поскольку

продувочные насосы в этих машинах приводятся в действие от самого газомотора. Если наддувочный или продувочный компрессор приводится в действие от вспомогательного двигателя (обычно от электромотора), то определение η_m тем же методом даст результаты, несравнимые с результатами для машин первого типа. Поэтому при определении η_m необходимо учитывать мощность, затрачиваемую на приведение в действие компрессора. Это может быть сделано приближенно по следующим формулам:

для газодинамо:

$$\eta_m = \frac{1,36 (N_{эл} - N_k)}{N_i}$$

или

$$\eta_m = \frac{1,36 N_{эл}}{N_i + 1,36 N_k} ;$$

для газовоздуходувок

$$\eta_m = \frac{N_{гв} - 1,36 N_k}{N_i}$$

или

$$\eta_m = \frac{N_{гв}}{N_i + 1,36 N_k} ,$$

где N_k — мощность, затраченная на приведение в действие электромотора компрессора, в квт. Обычно пользуются формулами в которых N_k входит в знаменатель, а не теми, в которых N_k входит в числитель. Оба рода формул являются условными, так как против каждого из них могут быть выдвинуты возражения теоретического порядка. Однако точное определение η_m в этом случае привело бы к сложным вычислениям, которые не внесли бы практически существенных изменений в численные значения соответствующих величин.

Поэтому остановимся в дальнейшем на распространенном методе определения η_m , то-есть на методе введения N_k в знаменателя формул.

§ 81. Различные применения индикаторных диаграмм

До сих пор мы рассматривали индикаторную диаграмму с точки зрения определения по ней индикаторной мощности двигателя. Теперь отметим основные применения индикаторной диаграммы для исследования рабочего процесса двигателя.

По индикаторной диаграмме может быть определен показатель политропы линии сжатия или линии расширения на любом их участке. В то время как для линии сжатия показатель политропы значительно не меняется вдовольно разнообразных условиях (он несколько зависит от степени сжатия и от диаметра цилиндра), то для линии расширения показатель политропы в значительной мере зависит от различных условий, например:

а) от распределения тепла на выделяющееся при горении вблизи мертвого положения поршня и на выделяющееся при догорании (это зависит в основном от коэффициента избытка воздуха и от числа запальных свечей); б) от интенсивности теплоотдачи через стенки цилиндра в охлаждающую воду (что зависит от температур газов и охлаждающей воды и от диаметра цилиндра), в) от состава газов в процессе расширения (различные газы имеют разные показатели адиабаты $K = -\frac{C_p}{C_v}$, от чего зависит

и показатель политропы, г) от температуры газов (вместе с температурой для действительных газов изменяется C_p и C_v , а следовательно, K и показатель политропы), а также от других обстоятельств (пыльность газа, влияющая на скорость распространения пламени в газовой смеси, загрязнение наружных стенок цилиндра накипью и грязью, выделяющимися из охлаждающей воды, а также механическими неисправностями, — попаданием воды в цилиндр, пропуском в поршневых и в сальниковых кольцах и т. д.)

Из приведенного перечня мы видим, что показатель политропы зависит от большого количества факторов, причем не всегда представляется возможным выявить порознь влияние каждого фактора на величину показателя политропы.

Поэтому сравнение показателей политропы и оценка работы машин по их значениям должны производиться с большой осторожностью.

Главная ценность знания показателей политропы заключается в изучении работы одной и той же машины в различных условиях. Например, изменяя только коэффициент избытка воздуха, при прочих равных условиях, можно путем определения показателей политропы более глубоко изучить тепловой процесс двигателя, что поможет выбору наиболее выгодного для данных условий коэффициента избытка воздуха.

Для иллюстрации сказанного приводим следующие данные, полученные автором в 1925 г. при испытании четырехтактной машины (газодинамо) на доменном газе с диаметром цилиндра в 1200 мм при одинаковой нагрузке во всех случаях (около 70% номинальной):

Коэффициент избытка воздуха по всей машине (средний для четырех рабочих полостей цилиндров).	Показатель политропы расширения (средний для всех полостей цилиндр)	Коэффициент полезного действия агрегата
α	n	η^*
1,15	0,84	17,0
1,30	0,92	18,4
1,32	0,96	18,7
1,40	0,97	19,2

¹⁾ Здесь $\eta = \frac{860 N_{эл}}{Q}$, где Q — расход тепла на 1 квт·ч электрической мощности.

Данные таблицы показывают, что, при возрастании α в исследованных границах, η увеличивается, то есть догорание уменьшается, а это отражается и на увеличении коэффициента полезного действия всего агрегата.

Зависимость диаграммы от числа запальных свечей иллюстрируется фиг. 58, заимствованной из проспекта фирмы Skoda,



Фиг. 58.

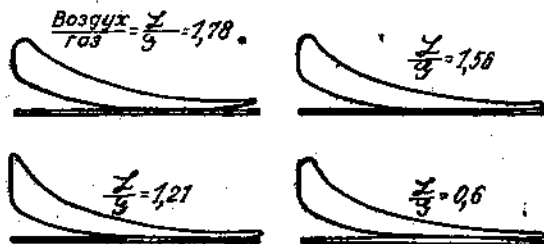
делающей на своих мощных газомоторах восемь свечей на каждую полость в отличие от других фирм, применяющих не более 4-5 свечей.

Данных прочих условиях, при которых получены диаграммы фиг. 58, мы не имеем.

Необходимо предостеречь от оценки качества работы машины по одной только индикаторной диаграмме без учета данных других измерений. В заводской практике часто не обращают внимания на это

обстоятельство. Хорошей иллюстрацией служат данные фиг. 59, заимствованные на статьи Schnürle „Versuche an der Gasmaschine“ в VDI за 1931 г. стр. 101—105.

Опыты произведены на машине, работающей генераторным газом. Ясно видно, что при отношениях количества газа к количеству воздуха совершенно различных, по находящимся по обе стороны от значения, соответствующего теоретически необходимому для сгорания количеству воздуха, получаются одинаковые диаграммы.



Фиг. 59.

Но ясно, что качество работы машины совершенно различно в обоих случаях (по экономичности). При испытаниях, проводившихся Научно-исследовательским институтом двигателей внутреннего сгорания в 1931 г., часто приходилось сталкиваться с переоценкой заводскими работниками значения индикаторной диаграммы для суждения о работе машины. В дальнейшем мы возвратимся к этому вопросу при рассмотрении данных проведенных испытаний.

На фиг. 60 приведена диаграмма, заимствованная из той же статьи Schnürle, показывающая, что минимум удельного расхода газа получается при коэффициенте избытка воздуха, значительно

большем единицы, что совпадает с данными приведенной выше таблицы.

И это правило часто нарушается в заводской практике эксплуатации газомоторов; машинисты обычно стремятся возможно больше открывать вентиль на подводящем газопроводе, считая, что это обеспечивает получение максимальной мощности; в результате снижается экономичность вместе с тем и мощность, так как объем газовойздушной смеси начинает увеличиваться, несмотря на уменьшение доли в нем воздуха.

Вычисления для определения показателя политропы расширения аналогичны изложенному в § 59 для линии сжатия.

Взяв на линии расширения точки 1 и 2, получаем средний показатель политропы между этими точками из уравнения

$$p_1 v_1^n = p_2 v_2^n,$$

где p_1 и p_2 — абсолютные давления,

v_1 и v_2 — длины диаграммы, пропорциональные объемам цилиндра, включая камеру сжатия.

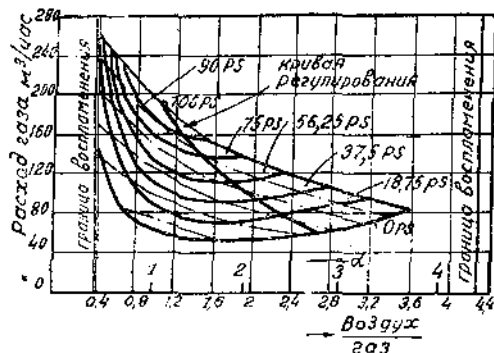
Находим

$$n = \frac{\log p_1 - \log p_2}{\log v_2 - \log v_1} \quad (1)$$

Точки 1 и 2 должны находиться в интервале между концом видимого по диаграмме горения и открытием выпускного клапана. Для сравнения показателей политропы по различным диаграммам необходимо выбирать точки 1 и 2 одинаковым образом.

По индикаторной диаграмме может быть построена температурная диаграмма: мы не останавливаемся на методе построения, так как он излагается в курсах двигателей внутреннего сгорания (например, Дуббель). Отметим, что для практических случаев температурная диаграмма не может быть точно построена главным образом из-за невозможности определения коэффициента молекулярного изменения, так как неизвестно, в какой последовательности и количестве сгорают отдельные газы. Наиболее просто, хотя все же не точно, вопрос может быть разрешен для доменного газа, в котором главные горючие составные части — окись углерода и водород дают почти одинаковую теплотворную способность (объемную) и одинаковое молекулярное изменение при горении.

Однако трудности остаются довольно значительными, так как, если мы хотим учесть влияние постепенного изменения по ходу



Фиг. 60.

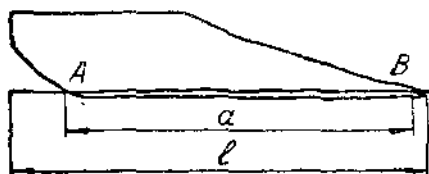
расширения коэффициента молекулярного изменения, то необходимо принять во внимание одновременно происходящую теплоотдачу в охлажденную воду.

Задача может быть разрешена только последовательными приближениями, а именно для постоянного коэффициента молекулярного изменения определяем кривую теплоотдачи в охлаждающую воду (см., например, Дуббель: „Двигатели внутреннего сгорания, 1927 г., стр. 82-83); пользуясь кривой теплоотдачи, строим кривую изменения коэффициента молекулярного изменения, затем вносим изменения в кривую теплоотдачи и т. д.

Не останавливаясь на этом вопросе подробно, так как это относится не к методике испытаний, а к теории теплового процесса.

Индикаторные диаграммы воздуходушного цилиндра часто используются для определения волюметрического коэффициента.

Под волюметрическим коэффициентом понимают отношение (фиг. 61)



Фиг. 61.

$$\eta_v = \frac{V}{V_s}$$

где V_s — объем всосанного в цилиндр за один ход воздуха при температуре и давлении

в атмосфере (если всасывание происходит непосредственно из атмосферы).

V_n — объем, описанный за один ход поршнем воздуходушного цилиндра, то есть рабочий объем цилиндра.

Из диаграммы (фиг. 61) определяют волюметрический коэффициент, как отношение

$$\eta_v' = \frac{a}{l}.$$

Это определение теоретически не совпадает с данным выше определением η_v , так как во втором определении учитывается лишь фактор давления, но не учитывается фактор температуры. Если даже считать, что температура воздуха в цилиндре в точке B равна температуре атмосферного воздуха, то температура воздуха в цилиндре в точке A будет выше температуры атмосферного воздуха. Если бы воздух, содержащийся в цилиндре в момент A , привести к атмосферной температуре, то объем его оказался бы меньше, чем соответствующий точке A , то-есть длина AB увеличилась бы, а следовательно

$$\eta_v > \eta_v'.$$

В снятых диаграммах длина l неизбежно несколько меньше, чем должно быть соответственно ходу поршня и отношению

плеч ходоуменьшителя, вследствие некоторого искажения концов диаграммы, вызываемого влиянием провисания шнура, трения в роликах, направляющих шнур и т. д. Если шнур не слишком длинный и приняты меры для устранения искажения концов диаграммы, то это искажение не обнаруживается при рассмотрении диаграммы — диаграмма имеет острые края. Тогда ею можно пользоваться для вычисления.

Но так как некоторое уменьшение длины диаграммы все же имеется, то мы получаем для η'_0 несколько большее значение, чем получилось бы при точной длине l .

Таким образом, повышенная температура в точке A вызывает уменьшение η'_0 , а уменьшенная длина диаграммы вызывает увеличение η'_0 , то есть оба искажающих фактора действуют в разных направлениях, а так как они сами по себе невелики, то разница между η'_0 и η_0 не может быть значительной.



Фиг. 62.

Нельзя пользоваться для определения η диаграммами с явно искаженными (скругленными или обрезанными) концами, как например, диаграммой, изображенной на фиг. 62.

Применение индикаторных диаграмм для определения расхода газообразного топлива описано в главе IV §§ 59 — 61.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ВОДЫ И ВОДЯНОГО ПАРА

§ 82. Методы измерения расхода воды при испытаниях газомоторов

Обычные способы измерения расхода воды, протекающей по трубопроводу: а) мерные баки, б) диафрагмы, сопло, трубы Вентури, в) напорные трубки, г) водомеры различных систем. Эти способы мы и рассмотрим, так как другие (водосливы, вертушки и пр.) применяются при испытаниях газовых двигателей лишь в исключительных случаях.

Максимальный расход воды, с каким приходится встречаться при испытаниях газовых двигателей, составляет около $500 \text{ м}^3/\text{час}$, что соответствует, например, расходу 100 литров охлаждающей воды на 1 л. с./час для машины в 5000 л. с. (столь большой удельный расход воды нередко бывает при грязной воде, когда стараются не допускать значительного нагрева охлаждающей воды в двигателе).

Емкость мерного бака, необходимая для замера расхода около $500 \text{ м}^3/\text{час}$, может быть найдена приблизительно следующим образом. Точность отсчета по секундомеру не может быть, при измерении больших расходов воды, выше ± 1 сек, вследствие неспокойного уровня в баке. Поэтому, если желательно произвести измерение с точностью $\pm 2\%$, то необходимо иметь бак, вмещающий до 50 секундного расхода воды и даже несколько больше, учитывая неизбежность еще и других ошибок, кроме ошибок при отсчете по секундомеру. Поэтому емкость бака должна быть не менее 7 м^3 , но лучше — до 10 м^3 . Размеры бака получаются настолько значительными, что пользование им в качестве прибора для кратковременных испытаний становится затруднительным из-за неудобства переноски такого бака и ввиду значительного габарита, который не всегда позволяет с удобством поместить бак в машинном помещении.

Поэтому мерные баки находят себе применение при испытаниях газовых машин лишь для замеров расхода воды, вытекающей из отдельных охлаждаемых мест машины. При этом, во избежание крупных ошибок, следует отводить воду из выходного патрубка к мерному баку таким образом, чтобы отводное приспособление не создавало заметного сопротивления течению воды.

Так, например, недопустимо пользоваться гибкими шлангами (особенно длинными), так как создаваемое ими добавочное сопротивление резко уменьшает расход воды из того выходного патрубка, где производится замер. Уменьшение расхода под влиянием шланга бывает тем значительнее, чем меньше давление охлаждающей воды (при прочих равных условиях). Поэтому гораздо лучше применять отводы к мерному баку в виде жолоба или трубки с воронкой, в которую вода из выходного патрубка сливается открытой струей.

Вообще относительно замеров воды из отдельных охлаждаемых мест следует заметить, что при обычных промышленных испытаниях эти замеры не производятся, так как значения этих расходов в процессе эксплуатации машины часто изменяются обслуживающим персоналом и не представляют постоянных величин даже при постоянном режиме работы двигателя (мощность, число оборотов в минуту и т.д.). Замеры эти могли бы иметь значение лишь при испытаниях, производимых с научно-исследовательскими целями (при необходимости составления подробных тепловых балансов по каждому цилиндру двигателя или по каждой полости цилиндра). Поэтому подробно на этом способе измерения расхода воды мы не останавливаемся.

§ 83. Измерение расхода воды с помощью диафрагм

Применение диафрагм для измерения расхода воды основано на тех же принципах, что и применение диафрагм для измерения газов, описанное в главе IV.

Значения скоростных коэффициентов выбираются в зависимости от расположения мест замера давлений до и после диафрагмы, причем в виду отсутствия точных исследований пользуются теми же значениями скоростных коэффициентов, что и для газов. Такой метод применяется при всех способах расположения мест замера давлений. Но достаточно обоснованным является этот метод только при замере давлений по нормам DIN непосредственно около диафрагмы (см. § 49, фиг. 26.), так как в этом случае значение скоростного коэффициента выбирается не только в зависимости от размеров трубопровода и диафрагмы, но также и в зависимости от свойств протекающих жидкости или газа, поскольку эти свойства влияют на значение Рейнольдсова числа, входящего в таблицу 29 для выбора скоростного коэффициента.

Для определения коэффициента вязкости, входящего в выражение Рейнольдсова числа, служит нижеприведенная таблица 58.¹

Влияние давления на вязкость воды весьма невелико в тех пределах давлений, какие встречаются при испытаниях газомоторов.²

¹ Справочная книга „Теплотехник“ т. I, 1928, стр. 26.

² См., например, Гатчек. Вязкость жидкостей. 1932, стр. 84.

Таблица 57

Вязкость воды η кг/сек/м² в зависимости от температуры

Таблица 58

$t^{\circ}C$	$\eta \cdot 10^6$	$m = \frac{d^2}{D^2}$	μ для воды	μ для воздуха
0	183,3	0,0	0,615	0,635
10	133,3	0,1	0,620	0,637
20	102,4	0,2	0,635	0,642
30	81,7	0,3	0,650	0,653
40	66,8	0,4	0,665	0,668
50	56,2	0,5	0,690	0,689
60	47,9	0,6	0,735	0,717
70	41,5	0,7	0,785	0,756
80	36,4	0,8	0,835	0,808
90	32,3	0,9	0,925	0,883
100	29,0	1,0	1,000	1,000

В менее ответственных случаях, когда выбирают скоростные коэффициенты независимо от скорости и от вязкости, также можно применять для воды те же значения коэффициентов, что и для газа при условии одинаковых размеров трубопроводов и диафрагм. Например, в германских нормах испытания водяных насосов (см. „Правила для испытания центробежных насосов“, перевод с нем. инж. Гофман и Теперман 1931, стр. 28) приведены те же значения скоростных коэффициентов (по данным Jacob'a и Kretschmer'a), что и в нормах по испытанию вентиляторов и компрессоров (см. „Нормы испытания вентиляторов и компрессоров“, перевод со 2-го нем. издания, Харьков, 1932, стр. 65).

Некоторые авторы дают для воды значения скоростных коэффициентов, отличные от значений для газов. Так, например, в книге Зейферта „Теория горения и техника сжигания“ (Ленинград 1926, стр. 136) приведена таблица для коэффициентов сжатия струи, вытекающей через отверстие острой диафрагмы (см. табл. 58).

В этой таблице обозначены:

d — диаметр отверстия диафрагмы,

D — диаметр трубопровода перед диафрагмой,

μ — коэффициент сжатия струи.

Коэффициент сжатия μ таблицы 58 учитывает также и потери на трение в струе, вытекающей через диафрагму; этим и объясняется разница в значениях μ для различных веществ. Однако потери на трение зависят не только от рода протекающего

вещества, но также от его температуры и давления, определяющих вязкость, и от скорости протекания. Эти обстоятельства остаются неучтенными в таблице 58, а так как разница в значениях μ для воды и для газов по таблице 58 невелика вообще, то можно не учитывать её вовсе, а еще лучше определять значение скоростного коэффициента K с помощью Рейнольдсова числа, чем учитываются сразу все факторы, влияющие на значение K .

Разность давлений до и после диафрагмы замеряется обычно U-образным манометром, наполненным ртутью; все жидкости, смешивающиеся с водой, непригодны для заполнения манометра. Из схемы установки для замера расхода воды диафрагмой (фиг. 63) видно, что разность давлений до и после диафрагмы измеряется разностью давлений, производимых столбом ртути ab и столбом воды cd .

Для вычисления скорости воды перед диафрагмой (в том сечении, где струя еще полностью заполняет сечение трубопровода) служит формула:

$$w_a = mk \sqrt{2g \left(\frac{p_a - p_2}{\gamma} + Z_a - Z_2 \right)} \quad (1)$$

где k — скоростной коэффициент, выбираемый в зависимости от способа замера разности давлений, от размеров диафрагмы и трубопровода, от качества жидкости и т. д.

p_a — давление в кг/м² или в мм вод. ст. перед диафрагмой,

p_2 — то же после диафрагмы,

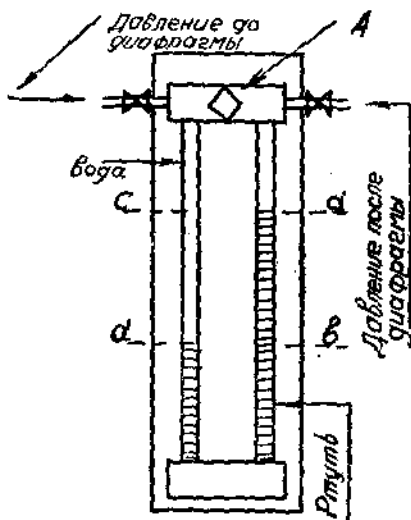
Z_a — высота в м, считая от какого-либо уровня сечения, в котором замеряется p_a ,

Z_2 — то же для сечения, в котором замеряется p_2 ,

γ — удельный вес в кг/м³ при температуре и давлении перед диафрагмой,

$g = 9,81$ м/сек²,

$$m = \frac{d^2}{D^2}.$$



Фиг. 63.

Формула (1) выведена в том предположении, что удельный вес воды не изменяется между сечениями a и 2 (фиг. 25), что, конечно, всегда можно допустить. В остальном вывод такой же, как и для случая замера газа диафрагмой, где окончательный вид формулы получается такой же, но вводится еще поправоч-

ный коэффициент в виде множителя, учитывающий влияние изменения удельного веса. Для воды этот поправочный коэффициент равен единице, так как удельный вес никогда не меняется между α и β настолько, чтобы заметно влиять на результат измерения.

Сечения α и β выбираются по одному из трех способов, описанных в главе об измерении расхода газа, а именно:

Сечение перед диафрагмой (α)	Сечение после диафрагмы (β)
1. До нарушения потока диафрагмой	Сечение с максимально су- женным потоком
2. До нарушения потока диафрагмой	После полного восстано- вления потока
3. Непосредственно около диафрагмы	Непосредственно около диа- фрагмы.

По тем же причинам, которые были рассмотрены в главе об измерении расхода газа, следует предпочитать способ № 3 и только при невозможности установки или изготовления стандартной диафрагмы, из-за ее сравнительной сложности, пользоваться другими способами замера давлений.

Для пояснения хода вычислений при подсчете расхода воды рассмотрим следующий численный пример.

Внутренний диаметр трубопровода $D = 200$ мм.

Диаметр отверстия диафрагмы $d = 120$ мм.

Давления до и после диафрагмы замеряются непосредственно около диафрагмы (способ 3).

Давление перед диафрагмой $p_a = 5$ атм.

Показание ртутного U-образного манометра

(разность отсчетов) $a = 44$ мм.

Температура воды $t = 24^\circ\text{C}$.

Трубопровод горизонтален, так что $(Z_1 - Z_2) = 0$.

Вязкость воды (при 24°C) $\eta = 94,1 \cdot 10^{-8}$.

Приняв в первом приближении скорость воды до диафрагмы $w = 1$ м/сек., находим Рейнольдсово число:

$$Re = \frac{wD\gamma}{g\eta} = \frac{1 \cdot 0,2 \cdot 1000}{9,81 \cdot 94,1} 10^6 = 2,2 \cdot 10^5.$$

По значению $Re = 2,2 \cdot 10^5$ находим из таблицы 29 гл. IV значение скоростного коэффициента (при $m = \frac{d^2}{D^2} = 0,36$)

$$k_4 = 0,649.$$

Разность давлений до и после диафрагмы:

$$h = a(13,6 - 1) = 554 \text{ мм вод. ст.}$$

Скорость воды до диафрагмы:

$$w = mk_4 \sqrt{2g \frac{h}{\gamma}} = 0,36 \cdot 0,649 \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{554}{1000}} = 0,77 \text{ м/сек.}$$

Полученное значение w не совпадает с принятым в первом приближении, а потому делаем пересчет, пользуясь новым значением w :

$$R_e = \frac{0,77 \cdot 0,2 \cdot 1000 \cdot 10^5}{9,81 \cdot 94,1} = 1,7 \cdot 10^5.$$

Этому значению соответствует

$$k_4 = 0,649,$$

то-есть тоже, что было найдено в первом приближении.

Поэтому окончательно

$$w = 0,77 \text{ м/сек.}$$

и часовой расход воды

$$V = 3600w \frac{\pi D^2}{4} = 3600 \cdot 0,77 \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} = 86,4 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Мы не будем останавливаться на рассмотрении измерения расхода воды с помощью сопел, так как сложность их изготовления приводит к тому, что ими не пользуются при испытаниях газомоторов.

Измерение с помощью труб Вентури требует предварительной тарировки измерительной установки. После этого результат измерения определяется по шкале прибора с введением поправок согласно данных тарировки. Применение труб Вентури без тарировки с определением расхода воды, по перепаду давлений (аналогично диафрагмам) нельзя считать достаточно точным, так как для труб Вентури отсутствуют экспериментальные данные по скоростным коэффициентам аналогичные данным для диафрагм.

§ 84. Измерение расхода воды с помощью напорных трубок

Измерение расхода воды с помощью диафрагмы весьма просто и достаточно точно; но в некоторых случаях этот метод не может быть применен. К этим случаям относятся, например, следующие:

а) Машина не может быть остановлена (по условиям производства) для установки диафрагмы. В этом случае приходится пользоваться напорными трубками, которые могут устанавливаться на ходу машины без остановки воды или с остановкой лишь на время, необходимое для сверления отверстий в трубопроводе. Это время настолько невелико, что вода может быть выключена без остановки машины.

б) Машина может быть остановлена, но необходимый для постановки диафрагмы прямой участок трубопровода нельзя разъединить от общего водопровода станции из-за отсутствия вентиля в месте ответвления. С такими случаями приходится встречаться даже на новых установках. Вентили на ответвлениях водопровода к машинам поставлены около самих машин, и добавочных вентилях не имеется. Около же машин вентили ставятся настолько близко, что после них уже нет прямолинейного участка водопровода достаточной длины. Поэтому для постановки диафрагмы на одной машине потребовалась бы остановка всей станции, что в обычных условиях производства металлургических заводов невозможно. При таких условиях также приходится пользоваться напорными трубками, которые либо ставятся над напором на прямолинейном участке водопровода, либо могут быть поставлены при остановленной воде после вентиля около самой машины на изогнутом участке водопровода, причем в последнем случае приходится, конечно, ставить в одном сечении не менее двух трубок для замера распределения скоростей вдоль двух диаметров.

в) Если нет прямолинейного участка водопровода достаточной длины, то приходится пользоваться напорными трубками, устанавливаемыми в одном сечении вдоль нескольких диаметров, что даст возможность выяснить распределение скоростей по сечению.

Таким образом в практике встречаются случаи, когда измерение расхода воды при испытании газомотора может быть выполнено только напорными трубками.

Измерение расхода воды напорными трубками основано на тех же принципах, что и для газов; разница заключается в том, что при измерении воды нет надобности производить замеры, служащие для определения удельного веса, так как он во многих практически встречающихся случаях может быть принят равным единице, а в остальных случаях определяется температурой и таблицами.

Техника измерения расхода воды напорными трубками значительно отличается от таковой для газов, что объясняется более высоким давлением замеряемой воды, чем газа и воздуха, поступающего в машину и особенностями, зависящими от подбора жидкости для наполнения манометра.

Обычно скорости воды в трубах не превосходят 1,5 — 2 м/сек и чаще всего бывают около 1 м/сек, и меньше. При скорости $w=1$ м/сек скоростной напор оказывается равным

$$\frac{w^2}{2g} = \frac{1}{2 \cdot 9,8} = 0,051 \text{ м. вод.ст.}$$

Если применить для наполнения манометра ртуть, то высота столба в U-образном манометре будет

$$\frac{0,051}{13,6 - 1} = 0,004 \text{ м} = 4 \text{ мм.}$$

Отсчет такой разности уровней может быть выполнен лишь с малой степенью точности, а при меньшей скорости воды (например, 0,5 м/сек) отсчет вообще не может быть сделан на обычном U-образном манометре (разность уровней меньше 1 мм). Поэтому необходимо применять микроманометры, но высокое (обычно не менее 0,5-1 атм. изб. а для охлаждения поршней до 3-4 атм.) давление воды не дает возможности воспользоваться простыми обычно применяемыми микроманометрами, так как соединения резиновыми трубками не приспособлены для таких давлений.

Другой путь к увеличению разности отсчетов по манометру — выбор для манометра жидкости с удельным весом более близким к единице, чем удельный вес ртути. Обычно выбирают керосин или какое-либо из смазочных масел (возможно менее вязкое и менее липкое). Если удельный вес жидкости в манометре 0,8, то показание такого манометра будет больше, чем ртутного, в

$$\frac{13,6 - 1}{0,8 - 1} = 83 \text{ раза,}$$

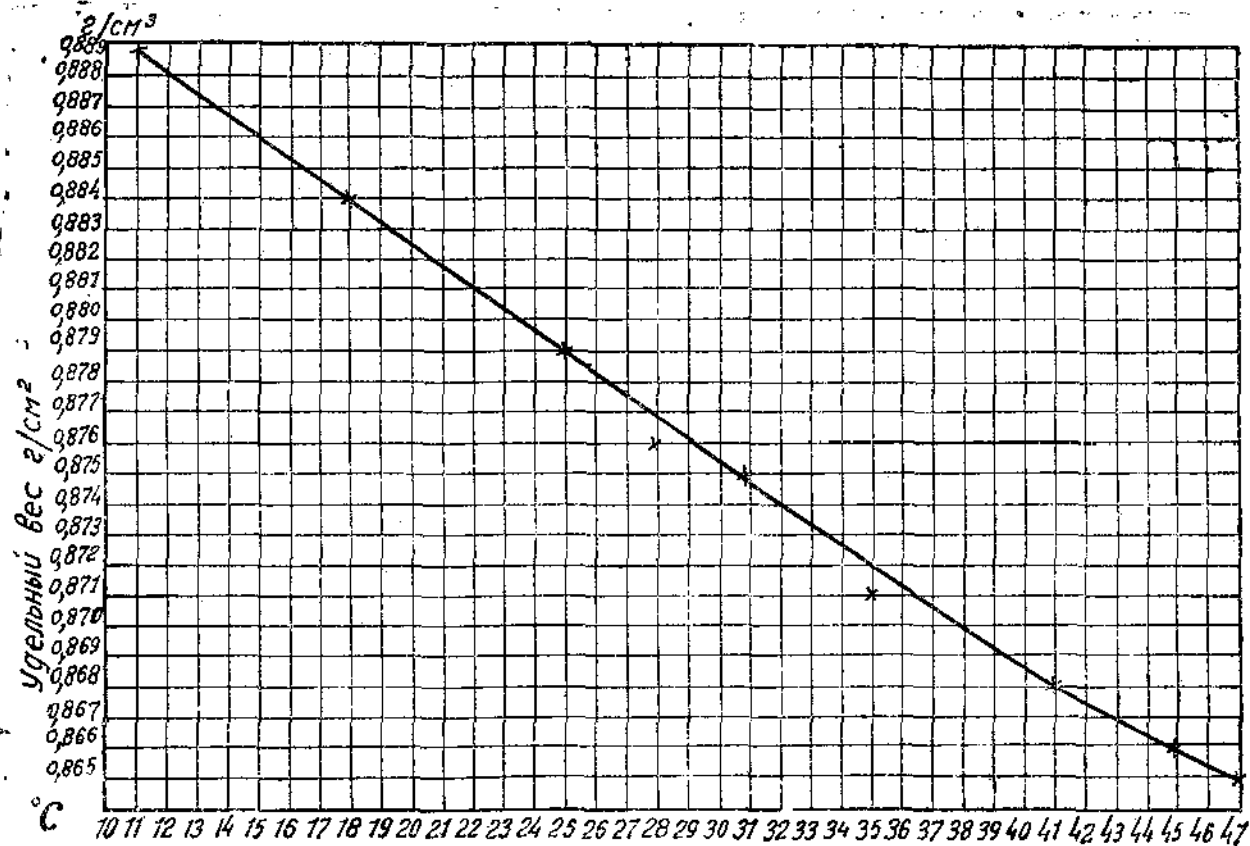
причем вследствие того, что удельный вес жидкости меньше, чем воды, манометр получается обращенного типа, с подводом трубок от мест замера давлений снизу и с соединением между собою трубок манометра сверху. В практических случаях такое увеличение оказывается вполне достаточным, а иногда даже и чрезмерным (если не хватает всей длины шкалы манометра).

Малая разность удельных весов по сравнению с самими удельными весами делает результаты замера крайне чувствительными даже к небольшим ошибкам в определении удельных весов воды и жидкости. Удельные веса зависят от температуры, причем зависимость эта такова, что изменение температуры жидкости в манометре на несколько градусов совершенно изменяет результат вычислений.

На фиг. 64 представлена диаграмма, изображающая зависимость от температуры удельного веса трансформаторного масла, применявшегося при испытаниях нескольких газомоторов.

Например, между 20° и 30° удельный вес масла изменяется от 0,882 до 0,875; удельный вес воды в том же интервале изменяется от 0,998 до 0,996; таким образом разность удельных весов изменяется от 0,116 до 0,121, то-есть более чем на 4%, что вызовет ошибку в замере расхода воды около 2%.

Поэтому необходимо при измерении регистрировать температуру жидкости в манометре. Если температура окружающей среды держится приблизительно постоянной, то достаточно пользоваться показаниями термометра, повешенного на манометр (например, между трубками манометра). При этом должны быть приняты меры к предохранению как трубок манометра, так и термометра от действия лучеиспускания от горячих тел. При испытаниях газомоторов нередко приходится производить замер



Температура

Фиг. 64.

воды в подвальном помещении, в котором проходят также и выхлопные трубы. Если не защитить манометр от лучеиспускания, то жидкость в манометре сильно нагревается, причем нагрев трубок и термометра, помещенного на манометре, в общем случае будет неодинаков, а следовательно определить температуру внутри трубок манометра невозможно.

Кроме того самые трубки нагреваются различно вследствие неодинаковых условий (геометрических и физических) для лучеиспускания от выхлопной трубы (и от других тел) на каждую из трубок манометра. Это явление легко обнаруживается путем установки манометра на ноль (см. фиг. 63), для чего выключаются трубки, соединяющие манометр, с водопроводом и соединяют обе трубки манометра, открыв кран А. Тогда в трубках устанавливается одинаковое давление, но если температуры различны, то уровни установятся также различные что и служит указанием на неравномерность нагрева трубок (нужно, конечно, убедиться, что разность уровней не является следствием застревания жидкости в трубках, или следствием наличия воздушной прослойки и т. д.). Если уровни устанавливаются различные, то нужно предохранить манометр от лучеиспускания, обождать установки одинаковых уровней и лишь после этого начинать измерение.

Этот метод проверки достаточно чувствителен, что видно из следующего подсчета. Пусть высота трубки манометра — 1 м. причем суммарная высота масла в двух трубках — a м., а суммарная высота воды в двух трубках — b м.

Очевидно, $a + b = 2$ м.

Высота масла и воды в первой трубке $a_1 + b_1 = 1$ м.

То же для второй трубки $a_2 + b_2 = 1$ м.

Температура в первой трубке — 20°C .

Температура во второй трубке — 30°C .

Тогда веса столбов жидкости в первой и во второй трубках должны быть одинаковыми:

$$a_1 0,882 + b_1 0,998 = a_2 0,875 + b_2 0,996.$$

Исключая отсюда b_1 и b_2 , получим:

$$0,998 - 0,116a_1 = 0,996 - 0,121a_2$$

Если, например, вода и масло налиты в манометр поровну, то

$$a_1 + a_2 = b_1 + b_2 = 1 \text{ м};$$

тогда, исключая a_2 , получим:

$$0,998 - 0,116a_1 = 0,996 - 0,121 - 0,121a_1,$$

откуда

$$a_1 = \frac{0,123}{0,237} = 0,519 \text{ м},$$

и, следовательно,

$$a_2 = 1 - a_1 = 0,481 \text{ м},$$

то-есть разность уровней, при разности температур в 10°C , получается:

$$a_2 - a_1 = 0,481 - 0,519 = -0,038 \text{ м} = 38 \text{ мм},$$

то-есть может быть замечена разность температур до $0,5^\circ\text{C}$ (2 мм) и меньше.

Удельный вес воды, входящий в вычисления, при точных замерах должен определяться по пробе, отобранной при замере, так как удельный вес воды зависит от количества растворенных в ней веществ; при этом, конечно, манометр должен заполняться водой того же качества. Если вода имеет лишь немного растворенных веществ, то удельный вес ее может быть принят таким же, как и для чистой воды, а этот последний находится по следующей таблице в зависимости от температуры (справочная книга „Теплотехник“, т. I, стр. 6).

Таблица 59

Удельный вес воды в зависимости от температуры
от 0 до 100°C .

Темпера- тура $^\circ\text{C}$	Удельный вес кг/м^3	Темпера- тура $^\circ\text{C}$	Удельный вес кг/м^3
0	999,9	42	991,5
2	1000,0	44	990,7
4	1000,0	46	989,8
6	1000,0	48	989,0
8	999,9	50	988,1
10	999,7	55	985,7
12	999,5	60	983,2
14	999,3	65	980,6
16	999,0	70	977,8
18	998,6	75	974,9
20	998,2	80	971,8
22	997,8	85	968,7
24	997,3	90	965,3
26	996,8	95	961,9
28	996,3	100	958,4
30	995,7		
32	995,0		
34	994,4		
36	993,7		
38	993,0		
40	992,2		

Метод определения скоростного коэффициента, характеризующего распределение скоростей по сечению водопровода, остается таким же, как и для газопроводов; то же можно сказать и об

остальных деталях измерений и вычислений. Поэтому, не останавливаясь подробно на изложении хода вычислений в общем виде, поясним его на численном примере.

Диаметр водопровода $D=300$ мм.

Манометр наполнен трансформаторным маслом с удельным весом по диаграмме фиг. 64.

Температура вблизи манометра, принимаемая за температуру жидкости в манометре, $t=29^{\circ}\text{C}$.

Распределение скоростей по сечению (по двум взаимно-перпендикулярным диаметрам) показано на фиг. 65 и на фиг. 66.

Оба ряда замеров скоростей (фиг. 65 и 66) сделаны при разных режимах течения воды; поэтому скоростной коэффициент, пользуясь для каждого кольца средними арифметическими из четырех замеров, определить невозможно. Вместо этого скоростной коэффициент подсчитан отдельно по фиг. 65 ($\varphi_1=0,89$) и по фиг. 66 ($\varphi_2=1,00$) и в окончательный подсчет введено значение

$$\varphi = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2} = 0,945.$$

Это было бы совершенно правильным лишь в том случае, когда скоростной коэффициент одинаков при любом расходе воды; в действительности скоростной коэффициент зависит от расхода воды, так как сопротивления течению воды непропорциональны первой степени скорости. Однако в подсчетах мы всегда пользуемся значением скоростного коэффициента, найденным при одном расходе, также и для других расходов, замеряемых в в том же сечении. Поскольку уже делается такое допущение, можно допустить и вычисление φ описанным выше методом.

Вообще же при точных измерениях необходимо определять скоростной коэффициент именно при том режиме, при котором замеряется расход воды во время испытания. Допустимая разница между этими режимами может быть установлена путем специальных опытов, которые, насколько нам известно, до сих пор не производились.

Разность уровней в дифманометре (отсчет) при напорной трубке, установленной по оси водопровода.

$$a=280 \text{ мм.}$$

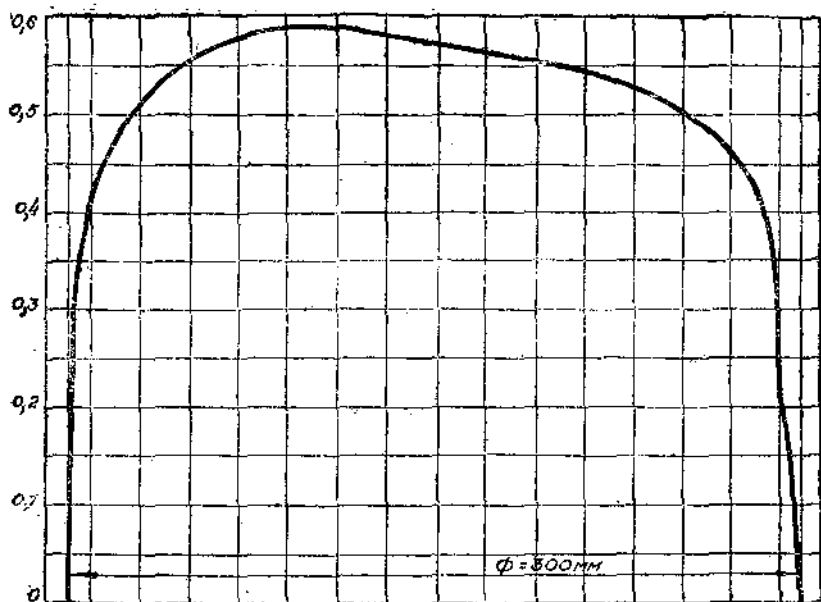
Удельные веса жидкостей в дифманометре:

$$\text{воды } \gamma_{\text{в}} = 0,996$$

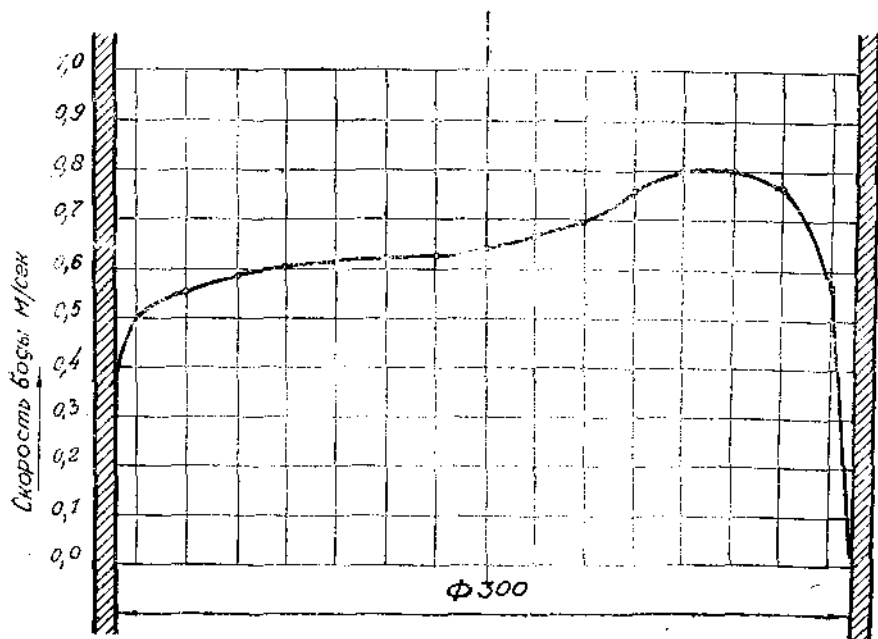
$$\text{масла } \gamma_{\text{м}} = 0,876.$$

Скоростной напор по оси водопровода

$$h=a(\gamma_{\text{в}} - \gamma_{\text{м}}) = 280(0,996 - 0,876) \approx 33,6 \text{ мм вод. ст.}$$



Фиг. 65.



Фиг. 66.

Средняя скорость по сечению водопровода

$$w_{\text{ср}} = \varphi \sqrt{2 \frac{gh}{\gamma}} = 0,945 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 33,6}{1000}} = 0,765 \text{ м/сек}$$

где $\gamma = 1000 \text{ кг/м}^3$ — удельный вес воды в водопроводе; при точном вычислении следовало бы вводить удельный вес воды при температуре ее в водопроводе (не смешивать с γ при температуре в манометре), но во всех практических случаях допустимо брать $\gamma = 1000$.

Часовой расход воды:

$$V = 3600 w_{\text{ср}} \frac{\pi D^2}{4} = 3600 \cdot 0,765 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} = 194 \text{ м}^3/\text{час.}$$

§ 85. Измерение расхода водяного пара с помощью диафрагмы

Измерение расхода водяного пара приходится производить при испытаниях газовых двигателей в тех случаях, когда одновременно испытывается паровой котел, использующий теплоту отходящих газов двигателя. Поэтому мы рассмотрим измерение расхода пара применительно к тем условиям (давление, температура), которые встречаются в этих установках.

Для измерения расхода пара при испытаниях применяются исключительно диафрагмы (применение напорных трубок почти невозможно вследствие затруднений, вызываемых высоким давлением и конденсацией пара в трубках).

Диафрагмы для замера пара применяются такие же, как и для газа и воды; основное различие заключается в том, что при замере пара необходимо устанавливать трубки для замера давлений таким образом, чтобы вода, собирающаяся в них после конденсации пара, имела одинаковые уровни в обеих трубках; в противном случае показание ртутного манометра будет искажено.

Одинаковые уровни воды в соединительных трубках могут быть получены следующими способами.

1. Если трубки укреплены в диафрагме или в паропроводе в нижней половине сечения, то сверления, в которых они укреплены, должны находиться на одинаковом уровне.

2. Если трубки укреплены в диафрагме или в паропроводе в верхней половине сечения, то завороты (сверху вниз) соединительных трубок должны находиться на одинаковом уровне.

3. Лучше всего для поддержания одинаковых уровней воды в обеих соединительных трубках применять установку, схематически показанную на фиг. 67. Трубки укреплены в верхней части сечения диафрагмы или горизонтально, так что собирающийся в них конденсат стекает обратно в паропровод. Трубки заканчиваются уравнительными бачками, расположенными в точности на одинаковом уровне; от бачков идут другие трубки уже непосредственно к манометру. Благодаря запасу конденсата в

уравнительных бачках, идущие к манометру трубки, всегда заполнены водой, уровень которой держится постоянным, не подвергаясь влиянию случайных причин.

Измерение можно начинать только после заполнения конденсатом всей длины обеих соединительных трубок от манометра до уравнительных бачков.

Формула для определения расхода пара, выраженного в м³/сек, отнесенных к состоянию пара перед диафрагмой, такова, как и для газа:

$$V = m k x F_a \sqrt{2g \left[\frac{p_a - p_1}{\gamma_a} - (Z_1 - Z_a) \right]} \quad (1)$$

где обозначения те же, что и в § 47.

Величиной $(Z_1 - Z_a)$ всегда можно пренебречь, так как замер давлений в случае замера пара производится около самой диафрагмы и притом обычно на горизонтальном паропроводе.

Скоростной коэффициент K берется по данным таблицы 28 § 50 по Jacob'у и Kretschmer (K_2) или по данным таблицы 29 по правилам Германской комиссии по паровым турбинам.

Для определения K по таблице 29 нужно вычислять Рейнольдсово число, для чего нужно знать вязкость пара. Вязкость водяного пара берется из таблицы Sprenger'a в зависимости от давления и температуры (см. табл. 60).

Определение удельного веса водяного пара (насыщенного и перегретого), также входящего в Рейнольдсово число, может быть произведено по уравнению

состояния, предложенному Молье.¹

$$\frac{1}{\gamma} = v = 47,1 \frac{T}{P} - \frac{2}{\left(\frac{T}{100}\right)^{10}} - \left(\frac{1,9}{\left(\frac{T}{100}\right)^{14}}\right) \left(\frac{P}{100}\right)^2$$

где γ — удельный вес в кг/м³,

T — абсолютная температура в °C,

P — давление в кг/м²,

v — удельный объем в м³/кг.

При предварительных вычислениях можно ограничиться только одним первым членом правой части уравнения.

¹ Радциг. „Формулы, таблицы и диаграммы для водяного пара“. 1931, стр. 44.

Давление P (атм. абс.)	1	2	4	6	8	10
Температура насыщ. пара (°C)	99,1	119,6	142,9	158,1	169,6	179,0
$\eta \cdot 10^8$ для насыщ. пара	127,9	137,6	149,6	159,0	168,2	179,4
Температура перегрет. пара (°C)	$\eta \cdot 10^8$ для перегретого пара					
110	131,7	—	—	—	—	—
120	135,5	137,7	—	—	—	—
130	139,3	141,4	—	—	—	—
140	143,1	145,1	—	—	—	—
150	146,8	148,8	152,2	—	—	—
160	150,6	152,5	155,9	159,6	—	—
170	154,5	156,3	159,6	163,3	168,3	—
180	158,2	160,0	163,2	167,0	172,0	179,7
190	162,0	163,8	166,9	170,6	175,7	183,3
200	165,8	167,5	170,6	174,2	179,3	186,9
210	169,6	171,2	174,3	178,0	183,0	190,5
220	173,3	175,0	178,1	181,7	186,6	194,2
230	177,1	178,8	181,9	185,3	190,2	197,8
240	180,9	182,6	185,7	189,0	193,9	201,4
250	184,7	186,3	189,4	192,8	197,5	205,0
260	188,5	190,1	193,1	196,4	201,1	208,6
270	192,3	193,9	196,8	200,1	204,8	212,1
280	196,0	197,7	200,5	204,8	208,4	215,8
290	199,8	201,4	204,2	207,5	212,0	219,3
300	203,6	205,1	207,9	211,2	215,7	222,9
310	207,4	208,9	211,5	214,9	219,3	226,4
320	211,2	212,8	215,2	218,6	223,0	230,0
330	215,0	216,5	219,0	222,3	226,6	233,7
340	218,8	220,2	222,8	226,0	230,2	237,3
350	222,5	224,0	226,6	229,7	233,9	241,0

Вместо этого можно находить удельный вес насыщенного пара по таблицам насыщенных паров для заданного давления; если задан перегретый пар, то его удельный вес находится пересчетом из удельного веса насыщенного пара, как для идеального газа по формуле

$$\gamma_{\text{пер}} = \gamma_{\text{нас}} \frac{T_{\text{нас}}}{T_{\text{пер}}},$$

где $\gamma_{\text{пер}}$ — удельный вес перегретого пара в кг/м³,
 $\gamma_{\text{нас}}$ — удельный вес насыщенного пара в кг/м³,
 $T_{\text{пер}}$ — заданная температура перегретого пара в °C абс.,
 $T_{\text{нас}}$ — температура насыщенного пара при том же давлении в °C абс.

Значения $T_{\text{нас}}$ и $\gamma_{\text{нас}}$ в зависимости от давления приведены в следующей таблице.¹

Таблица 61

Температура и удельный вес насыщенного, водяного пара

Давление в кг/см ² абс. P	Температура насыщения в °С абс. T	Удельный объем пара в м ³ /кг ³ $V_{\text{нас}}$	Удельный вес пара в кг/м ⁴ $\gamma_{\text{нас}}$
1,0	372,1	1,727	0,5790
1,2	377,2	1,457	0,5865
1,4	381,7	1,261	0,7931
1,6	385,7	1,113	0,898
1,8	389,3	0,997	1,003
2,0	392,6	0,908	1,107
3,0	405,9	0,618	1,618
4,0	415,9	0,4718	2,120
5	424,1	0,3825	2,614
6	431,1	0,3222	3,104
7	437,2	0,2785	3,591
8	442,9	0,2454	4,075
9	447,5	0,2195	4,556
10	452,0	0,1985	5,037
11	456,2	0,1853	5,516
12	460,1	0,168	5,996
13	463,7	0,1545	6,474
14	467,1	0,1438	6,952
15	470,4	0,1346	7,431
16	473,4	0,1264	7,909
17	476,4	0,1192	8,389
18	479,2	0,1128	8,868
19	418,8	0,1070	9,349
20	484,4	0,1017	9,83

Удельный объем перегретого пара может бы определен также и непосредственно из таблицы 62 (Радциг: „Формулы, таблицы и диаграммы“, 1931, стр. 82, табл. Мольте).

Наконец, удельные объемы пара могут быть определены по диаграмме свойств водяного пара, например, по диаграмме IS (Мольте).

Переходим к определению коэффициента x в уравнении (1).

На основании теории, изложенной в § 48 (в главе об измерении расхода газа), точное выражение x получается как отношение точного выражения расхода V с учетом расширения пара при проходе через диафрагму к приближенному выражению расхода V_1 , написанному для несжимаемой жидкости.

¹Радциг: „Формулы, таблицы и диаграммы“, 1931, стр. 82, табл. Мольте.

Удельный объем перегретого водяного пара

Давление кг/см ² абс. <i>p</i>	Удельный объем перегретого пара <i>v</i> в м ³ /кг при <i>t</i> °C								
	100°	150°	200°	250°	300°	350°	400°	450°	500°
1,0	1,732	1,976	2,217	2,455	2,693	2,930	3,168	3,403	3,639
1,2	—	1,644	1,845	2,045	2,243	2,441	2,638	2,835	3,032
1,4	—	1,407	1,580	1,751	1,922	2,091	2,261	2,430	2,598
1,6	—	1,229	1,381	1,532	1,681	1,829	1,973	2,126	2,273
1,8	—	1,090	1,226	1,360	1,493	1,626	1,758	1,889	2,020
2,0	—	0,980	1,103	1,224	1,343	1,463	1,581	1,700	1,818
2,5	—	0,7804	0,8798	0,9773	1,074	1,169	1,264	1,359	1,454
3,0	—	0,6475	0,7313	0,8131	0,8937	0,9736	1,053	1,132	1,211
3,5	—	0,5,25	0,6252	0,6957	0,7651	0,8339	0,9022	0,9702	1,038
4,0	—	0,4812	0,5456	0,6078	0,6688	0,7291	0,7890	0,8486	0,9080
5	—	—	0,4341	0,4846	0,5338	0,5824	0,6305	0,6783	0,7260
6	—	—	0,3998	0,4025	0,4439	0,4846	0,5248	0,5648	0,6046
7	—	—	0,3067	0,3498	0,3796	0,4147	0,4493	0,4837	0,5179
8	—	—	0,2668	0,2998	0,3314	0,3623	0,3928	0,4229	0,4529
9	—	—	0,2357	0,2655	0,2939	0,3215	0,3487	0,3756	0,4024
10	—	—	0,2108	0,2381	0,2639	0,2889	0,3135	0,3378	0,3619
12	—	—	0,1734	0,1970	0,2189	0,2400	0,2607	0,2810	0,3012
14	—	—	0,1465	0,1676	0,1867	0,2051	0,2229	0,2405	0,2579
16	—	—	—	0,1455	0,1626	0,1788	0,1946	0,2110	0,2254
18	—	—	—	0,1283	0,1439	0,1585	0,1726	0,1864	0,2001
20	—	—	—	0,1145	0,1288	0,1422	0,1550	0,1673	0,1799

Если показатель политропы расширения — *n*, то

$$V = \frac{\mu m F_a}{\sqrt{1 - \mu^2 m^2 \left(\frac{p_1}{p_a}\right)^{\frac{2}{n}}}} \sqrt{2g \frac{p_a}{\gamma_a} \left[\left(\frac{p_1}{p_a}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_1}{p_a}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \frac{n}{n-1}}$$

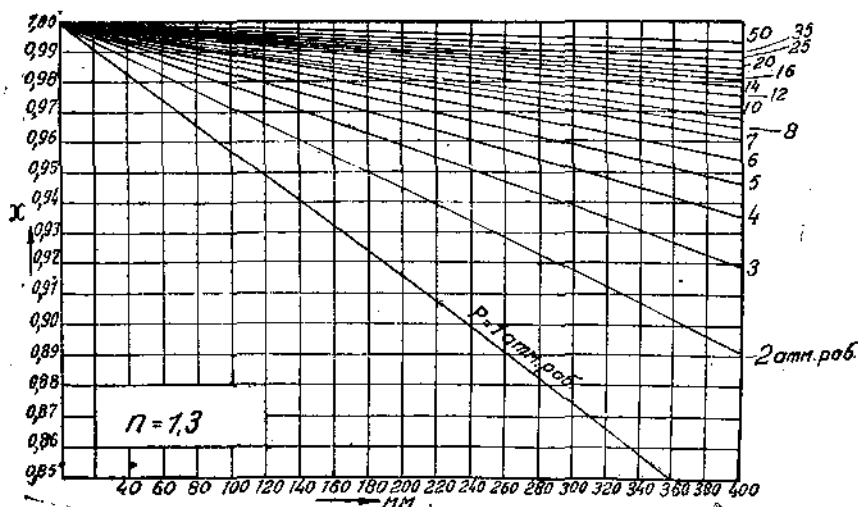
Для несжимаемой жидкости (при $n = \infty$):

$$V_1 = \frac{\mu m F_a}{\sqrt{1 - \mu^2 m^2}} \sqrt{2g \frac{p_a - p_1}{\gamma_a}}$$

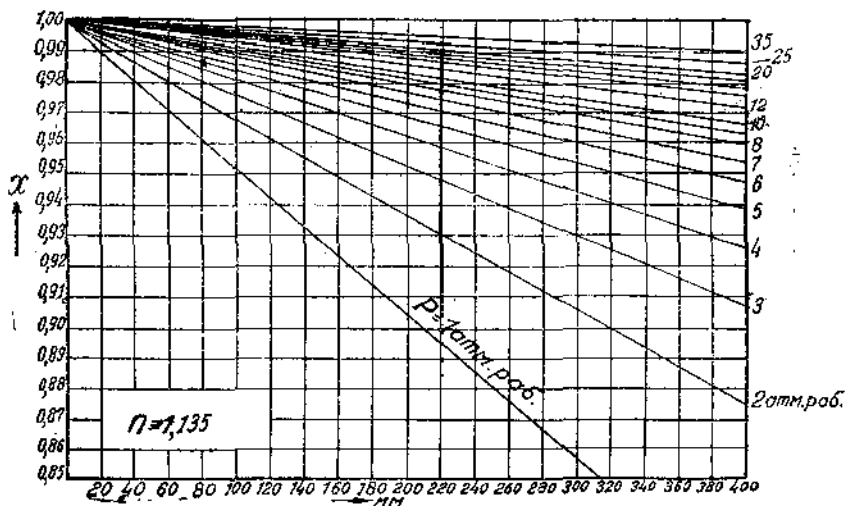
Следовательно:

$$x = \frac{V}{V_1} = \sqrt{\frac{1 - \mu^2 m^2}{1 - \mu^2 m^2 \left(\frac{p_1}{p_a}\right)^{\frac{2}{n}}}} \sqrt{\frac{n}{n-1} \cdot \frac{\left(\frac{p_1}{p_a}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_1}{p_a}\right)^{\frac{n-1}{n}}}{1 - \frac{p_1}{p_a}}} \quad (2)$$

Если падение давления пара при протекании через диафрагму невелико в сравнении с абсолютной величиной давления пара, то значение первого корня настолько близко к единице, что влия-



Фиг. 68.



Фиг. 69.

нием его можно пренебречь [при уменьшении $(p_a - p_1)$ второй корень приближается к единице медленнее, чем первый]. Поэтому почти во всех руководствах дается значение x , равное второму корню, что теоретически неправильно. Практически это также может

повлечь к заметной ошибке, особенно при замере пара, так как при этом (в отличие от замера газов) нередко приходится встречаться с довольно большими значениями $(p_a - p_1)$.

Если отбросить влияние первого корня, то x зависит только от отношения $\left(\frac{p_1}{p_a}\right)$ или от:

$$\frac{p_1}{p_a} = -\frac{p_a - p_1}{p_a} + 1,$$

то-есть от $(p_1 - p_a)$ и от p_a . Именно в зависимости от этих двух величин и определяется x по диаграмме фиг. 68 для перегретого пара, построенной для показателя политроны $n=1,3$.

На фиг. 68* зависимость x от $(p_a - p_1)$ представлена прямыми; в действительности эта зависимость, как видно из формулы (2), более сложна, а потому пользование данными фиг. 68 приводит к некоторой погрешности.

На фиг. 69* дана такого же типа диаграмма для насыщенного пара, отличающаяся от диаграммы фиг. 68 показателем политропы, принятым для насыщенного пара $n=1,135$.

На обеих диаграммах по горизонтали отложено $(p_a - p_1)$ в мм разности отсчетов по дифманометру, заполненному ртутью. В этих единицах

$$1 \text{ атм} = 735 \frac{13,6}{13,6 - 1} = 793 \text{ мм},$$

принимая во внимание, что избыточный столб ртути в одном колене манометра частично уравновешивается избыточным столбом воды (такой же высоты) в другом колене манометра.

Если учесть влияние первого корня формулы (2), то окажется, что x зависит кроме $\left(\frac{p_1}{p_a}\right)$ еще и от m , которое входит

в выражение (2), как непосредственно, так и через μ , который также зависит от m . Коэффициент сжатия μ зависит не только от m , но еще и от свойств протекающего газа. Можно считать, что μ зависит от Рейнольдсова числа. Зависимость μ от Рейнольдсова числа, в пределах значений, встречающихся при испытаниях, невелика и еще меньшее влияние оказывает эта зависимость на значение первого корня выражения (2).

Поэтому с точностью, достаточной для практического применения, можно считать, что x не зависит от свойств протекающего через диафрагму газа, если не считать той зависимости, которая определяется показателем политропы n .

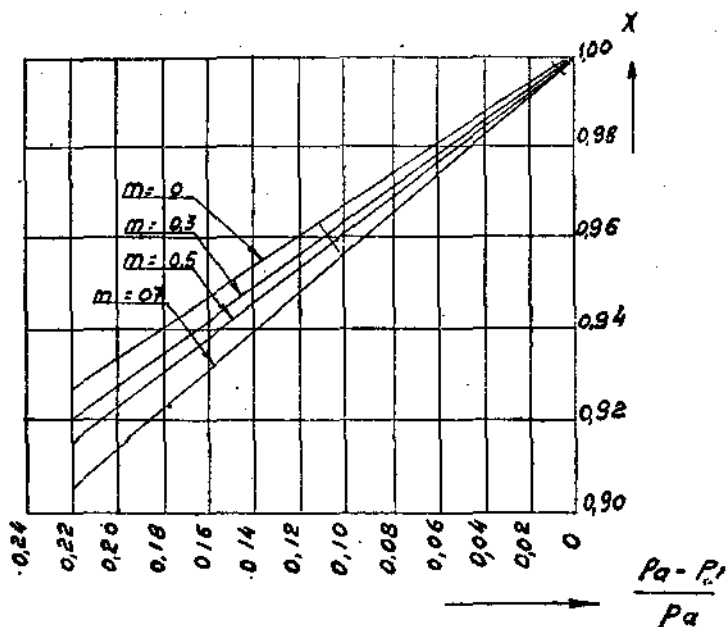
На основании этих соображений значение x дается в диаграмме фиг. 70 в зависимости от $\left(\frac{p_a - p_1}{p_a}\right)$ и m для перегретого

* Диаграммы фиг. 68 и 69 взяты из журнала „Техника контроля и учета теплосилового хозяйства“, № 1 1930, стр. 12—13.

водяного пара, то-есть для $K=1,3$ (из правил Германской комиссии по паровым турбинам—см. „Изв. теплот. инст. № 6—7. 1930).

По отношению к фиг. 70 следует указать, аналогично фиг. 68 и 69, что зависимость x от $\left(\frac{p_a - p_1}{p_a}\right)$ не линейная, а потому пользование диаграммой фиг. 70 приводит к некоторой погрешности.

Нужно однако считаться с тем, что некоторая ошибка, вводится и тем, что n принимается за показатель адиабаты,



Фиг. 70.

в действительности же имеется теплоотдача в окружающую среду от поверхности между местами замера давлений. Поскольку эта ошибка не может быть точно учтена, то вообще можно не стремиться к достижению точности больше 1% при определении x .

Если желательно вычислить x , не пользуясь диаграммой фиг. 70, то можно пользоваться для x зависимостью от m по таблице 58 и формулой (2).

Измерения расхода пара соплами не рассматриваем, так как этот метод не пользуется распространением в практике, главным образом из-за сложности изготовления и быстрой порчи внутренней поверхности сопел.

Численные данные, необходимые для вычисления расхода пара с помощью сопел, имеются в упомянутых уже Правилах германской комиссии по паровым турбинам.

Расход водяного пара всегда выражают в весовых единицах. Зная объемный расход пара (V м³/сек) и удельный вес пара γ_a кг/м³, получим секундный расход пара

$$G = V\gamma_a \text{ кг/сек.} \quad (3)$$

Если измеряется расход влажного пара, то нужно вводить еще множитель A , учитывающий влажность. Необходимо отметить, что в этом случае γ_a в формулах (3) и (1) относится к сухой части пара, то-есть к насыщенному пару, так как взвешенные жидкие частицы не влияют на отсчет давлений при замере пара. Для учета влажности нужно сделать специальное измерение, которое будет рассмотрено в § 87. Если же этого не сделать, то весовой расход, полученный замером с помощью диафрагмы, даст только величину, относящуюся к насыщенному пару.

§ 86. Численный пример на подсчет расхода перегретого пара по замерам с помощью диафрагмы

Требуется определить расход перегретого водяного пара по следующим данным, полученным при измерении.

Внутренний диаметр паропровода $D = 180$ мм.

Диаметр отверстия диафрагмы $d = 130$ мм.

Диафрагма острая; замер давлений производится непосредственно около диафрагмы.

Показание ртутного дифманометра (разность давлений до и после диафрагмы) $(p_a - p_1)$ 793 = 240 мм.

Абсолютное давление пара перед диафрагмой:

$$p_a = 13,3 \text{ атм.}$$

Температура пара перед диафрагмой:

$$t = 345^\circ\text{C.}$$

Имея эти исходные величины, находим:

$$m = \frac{d^2}{D^2} = \frac{130^2}{180^2} = 0,52.$$

Удельный вес пара по таблице 62 находим путем интерполирования

$$\frac{1}{\gamma_a} = v_a = 0,2154;$$

откуда $\gamma_a = 4,64$ кг/м³.

Вязкость пара по таблице 60 приходится находить путем экстраполирования, в виду отсутствия численных данных для давления выше 10 атм. Экстраполирование допустимо лишь в небольших пределах; в котлах на отходящих газах газомоторов давление не превышает 15 атм.; можно полагать, что в этих пределах мы не сделаем существенной ошибки, производя

экстраполирование; оно может быть выполнено графически — путем построения кривой в координатах (η, p) для заданной температуры или аналитически — путем вычисления разностей.

Первый метод не нуждается в пояснении, второй метод показан на следующей таблице, в которой числа каждого столбца представляют разности чисел соседнего слева столбца. Числа взяты для 350°C .

p	$\eta \cdot 10^8$	Первая разность	Вторая разность	Третья разность	Четвертая разность
2	224,0				
4	226,6	2,6			
6	229,7	3,1	0,5	0,6	
8	233,9	4,2	1,1	1,8	1,2
10	241,0		2,9	3,0	1,2
12	254,0	13,0	5,1	4,2	1,2
14	277,1	23,1	10,1		

Имея пять значений p , мы получим разность четвертого порядка 1,2; принимая эту разность неизменной и для следующих интервалов, делаем подсчет в обратном порядке и находим η для $p=12$ атм. и $p=14$ атм.; интерполированием находим для

$$p=13,3 \text{ атм.}$$

$$\eta = 269,0 \cdot 10^{-8}.$$

Для перехода от $t=350^\circ$ к $t=345^\circ$ замечаем, что при любом давлении приращение η между $t=340^\circ$ и $t=350^\circ$ равно 3,7 (по табл. 60). Поэтому для $t=345^\circ\text{C}$

$$\eta = 269,0 - \frac{3,7}{2} = 267,2 \cdot 10^{-8}.$$

Если бы была задана температура пара выше 350° , то нужно было бы экстраполировать также и по температуре, что выполняется весьма просто, так как зависимость η от t линейная.

Далее, находим Рейнольдсово число

$$R_e = \frac{w \cdot D \cdot \gamma_a}{g \cdot \eta} = \frac{10 \cdot 0,18 \cdot 4,64}{9,81 \cdot 269 \cdot 10^{-8}} = 3,2 \cdot 10^5.$$

Соответствующее $R_e = 3,2 \cdot 10^5$ и $m = 0,52$ значение

$k = 0,705$ (по табл. 29).

Коэффициент x определяется по фиг. 70 для значений

$$\frac{p_a - p_1}{p_a} = \frac{240}{793 \cdot 13,3} = 0,023$$

и $m = 0,52$.

Находим $x = 0,99$; тот же результат получается и по фиг. 68 так как при малых значениях $(p_a - p_1)$ значение m не оказывает заметного влияния на x .

Скорость пара перед диафрагмой получается равной

$$w_a = k x m \sqrt{2g \frac{p_a - p_1}{\gamma_a}} = 0,705 \cdot 0,99 \cdot 0,52 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot \frac{240 \cdot 10000}{793 \cdot 4,64}} = 41 \text{ м/сек.}$$

Подставив эту величину в R_e вместо принятой в первом приближении $w = 10$, найдем то же значение $k = 0,705$, то-есть скорость $w = 41$ найдена правильно.

Секундный расход пара

$$G = \frac{\pi D^2}{4} \cdot w \cdot \gamma_a = \frac{3,14 \cdot 0,18^2}{4} \cdot 41 \cdot 4,64 = 4,94 \text{ кг/сек.}$$

Часовой расход пара:

$$G_p = 3600 \cdot G = 17\,800 \text{ кг/час.}$$

§ 87. Определение влажности водяного пара

Выше уже было сделано замечание относительно измерения расхода влажного пара. Для возможности измерения весового расхода влажного пара необходимо определить его влажность.

Для определения влажности пара существует много способов и специально предназначенных для этого приборов. Мы не будем их рассматривать, так как устройство этих приборов и пользование ими достаточно известно. Точность определения влажности зависит как от выбора и правильного употребления измерительного прибора, так и от способа отбора пробы пара. Отбор пробы настолько влияет на результат измерения, что вопрос о выборе измерительного прибора отступает на второй план. Основное требование, которому должна удовлетворять отобранная проба, заключается в том, чтобы она равнялась по своей влажности пару, протекающему по трубе. Это требует отбора пара на различных точках сечения паропровода; особенно следует избегать попадания в отборную трубку конденсата с внутренней поверхности стенок паропровода. Необходимо указать на то, что вопрос о методе отбора пара для определения влажности недостаточно

изучен, и потому это определение — одно из наименее надежных технических измерений.

Рассмотрим только один из способов измерения влажности, который приходится применять при отсутствии специальных приборов.

Для измерения требуется бачок емкостью в 10 — 15 л с тепловой изоляцией поверхности и весы до 20 кг.

Обозначим вес пустого бачка — G_1 кг.

Вес бачка, наполненного холодной водой приблизительно на 70% — G_2 кг.

Температура этой воды — $t_2^\circ\text{C}$.

После наполнения холодной водой бачок подставляется под трубку, отводящую пар из паропровода для определения влажности, причем трубка погружается под уровень воды в бачок таким образом, чтобы пар, выходящий из трубки, не пробивался из воды, заполняющей бачок наружу, то-есть отверстие трубки должно быть погружено возможно глубже. Пар, попадая в холодную воду, конденсируется; интенсивность конденсации уменьшается по мере нагревания воды в бачке, и в конце концов вода начинает парить как от пропуска несконденсировавшегося пара, так и от испарения нагретой воды с поверхности. Так как это явление нарушает тепловой баланс бачка и не может быть учтено, то следует прекращать поступление пара в бачок, не допуская до сильного выделения пара с поверхности воды в бачке. Обычно прекращают поступление пара при достижении водой в бачке температуры не выше 60°C . После окончания подачи пара в бачок он взвешивается, получаем вес G_3 кг.

Температура воды в бачке после конденсации в ней пара — $t_3^\circ\text{C}$.

Вес холодной воды — $(G_2 - G_1)$ и ее теплосодержание $(G_2 - G_1) t_2$; добавив к этой воде $(G_3 - G_2)$ кг пара, имеющего на 1 кг теплосодержание q кал., получим общее количество теплоты, заключенное в воде бачка после конденсации пара:

$$(G_2 - G_1) t_2 + (G_3 - G_2) q = (G_3 - G_1) t_3,$$

откуда

$$q = \frac{(G_3 - G_1) t_3 - (G_2 - G_1) t_2}{G_3 - G_2}.$$

Обозначим далее:

a кг — содержание влаги в 1 кг пара;

r кал/кг — скрытая теплота парообразования при давлении в паропроводе;

λ кал/кг — теплота жидкости при давлении в паропроводе.

Очевидно теплосодержание 1 кг влажного пара будет

$$q = \lambda + (1 - a) r.$$

Подставляя это в предыдущее, находим:

$$a = 1 + \frac{\lambda}{r} - \frac{(G_3 - G_1) t_3 - (G_2 - G_1) t_2}{(G_3 - G_2) r}. \quad (4)$$

Таким образом, пользуясь данными измерения и таблицей насыщенных паров, можем вычислить относительную влажность пара. Необходимые для вычислений значения λ и r приведены в следующей таблице в зависимости от давления.

Таблица 63
Теплота жидкости и теплота парообразования для водяного пара

Давление пара p атм. абс.	Теплота жидкости λ кал/кг	Теплота парообразования r кал
1	99,1	539,9
2	119,9	527,0
3	133,4	518,1
4	143,7	511,1
5	152,2	503,2
6	159,4	499,9
7	165,7	495,2
8	171,4	490,9
9	176,6	486,8
10	181,3	483,1
11	185,7	479,5
12	189,9	476,1
13	193,6	472,8
14	197,0	469,7
15	200,7	466,7
16	204,0	463,8
17	207,1	460,9
18	210,1	458,2
19	213,0	455,5
20	215,8	452,9

Вместо вычисления a по формуле (4) можно ограничиться определением q , а величину влажности найти затем из таблицы 64, построение которой не нуждается в объяснении¹.

Пусть, например,

$$G_1 = 4,036 \text{ кг}$$

$$G_2 = 11,780 \text{ кг}$$

$$G_3 = 12,196 \text{ кг}$$

$$t_2 = 26,4^\circ\text{C}.$$

$$t_3 = 58,6^\circ\text{C}.$$

Давление в паропроводе 14,5 атм. абс.

По таблице 63 $r = 468,2$ кал.

$\lambda = 198,9$ кал.

¹ Взято из книги Толкованов и Филоненко—Измерение расхода пара в промышленных предприятиях, 1927, стр. 76—77.)

Паросодержание (1-а) водяного пара в зависимости от давления и от теплосодержания

Давление пара р в атм. абс.	1	3	5	7	9	11	12	13	14	15
Тепло- содержание q в кал/кг										
540	0,817	—	—	—	—	—	—	—	—	—
545	0,828	—	—	—	—	—	—	—	—	—
550	0,835	0,804	—	—	—	—	—	—	—	—
555	0,844	0,814	0,797	—	—	—	—	—	—	—
560	0,855	0,824	0,808	0,797	—	—	—	—	—	—
565	0,863	0,833	0,817	0,807	0,800	—	—	—	—	—
570	0,872	0,843	0,827	0,817	0,809	0,803	0,800	—	—	—
575	0,881	0,853	0,837	0,827	0,819	0,813	0,810	0,807	0,805	0,803
580	0,891	0,864	0,848	0,838	0,830	0,824	0,820	0,818	0,816	0,814
585	0,899	0,872	0,857	0,847	0,840	0,834	0,830	0,828	0,826	0,824
590	0,908	0,881	0,867	0,857	0,850	0,844	0,841	0,839	0,837	0,835
595	0,918	0,891	0,877	0,868	0,860	0,854	0,851	0,849	0,847	0,845
600	0,928	0,901	0,887	0,878	0,870	0,864	0,862	0,859	0,857	0,855
605	0,937	0,910	0,897	0,888	0,880	0,875	0,872	0,869	0,867	0,866
610	0,946	0,920	0,907	0,898	0,891	0,886	0,883	0,880	0,878	0,877
615	0,956	0,930	0,917	0,908	0,901	0,896	0,893	0,891	0,889	0,888
620	0,966	0,940	0,927	0,918	0,912	0,907	0,904	0,902	0,900	0,898
625	0,975	0,949	0,937	0,928	0,922	0,917	0,915	0,912	0,911	0,909
630	0,984	0,958	0,947	0,938	0,932	0,928	0,926	0,923	0,922	0,921
635	0,994	0,968	0,956	0,948	0,942	0,938	0,936	0,934	0,932	0,931
640	—	0,978	0,966	0,958	0,952	0,948	0,947	0,943	0,943	0,942
645	—	0,987	0,976	0,968	0,962	0,958	0,957	0,955	0,953	0,952
650	—	0,997	0,986	0,978	0,973	0,968	0,967	0,966	0,964	0,963
655	—	—	0,996	0,988	0,982	0,978	0,977	0,976	0,974	0,973
660	—	—	—	0,998	0,992	0,988	0,987	0,986	0,984	0,983
665	—	—	—	—	—	0,998	0,997	0,996	0,995	0,993
670	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

По формуле (4)

$$\alpha = 1 - \frac{198,9}{468,2} \frac{(12,196 - 4,056) 58,6 - (11,780 - 4,056) \cdot 26,4}{(12,196 - 11,780) \cdot 468,2} = 0,023.$$

При измерении расхода пара необходимо учесть влажность введенным множителем:

$$A = \frac{1}{1 - \alpha}$$

в уравнении (3); тогда получаем:

$$G = V \gamma_s A = \frac{V \gamma_s}{1 - \alpha},$$

где γ_s относится к сухому насыщенному пару.

ГЛАВА VIII

ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ И СОСТАВЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ БАЛАНСОВ

§ 88. Общие указания об обработке результатов испытаний двигателей

До сих пор мы рассматривали измерения отдельных величин и относящиеся к ним вычисления. Рассмотрены были все измерения, требующие сколько-нибудь сложных вычислений для получения окончательного результата. Теперь мы изложим ход вычислений при обработке результатов испытания двигателя, остановившись при этом на тех измерениях, которым, вследствие их простоты, не было уделено места в предыдущих главах.

Изложение хода обработки испытания двигателя мы произведем, для большей наглядности, на численном примере, причем не будем останавливаться на деталях вычислений, которые рассмотрены в предыдущих главах.

При изложении хода вычислений обратим внимание на введение поправок на основании данных о тарировке измерительных приборов, так как это не было достаточно подробно разобрано выше.

Разбор численного примера имеет как преимущество наглядного усвоения хода вычислений, так и преимущество наглядной иллюстрации той степени точности, с которой следует производить отдельные этапы вычислений и запись результатов. Это обстоятельство весьма важно учитывать при вычислениях по следующим причинам:

а) Производя лишь минимальное количество необходимых вычислений, мы экономим время и силы, потребные для обработки испытания.

б) Уменьшаем возможность ошибок, которые могут возникнуть при вычислениях, особенно при недостаточной тренировке производящего вычисления и при большой сложности вычислений.

в) Чрезмерно большое количество знаков в вычисляемых величинах приводит к переоценке точности измерений по сравнению с их действительной точностью. Это особенно важно, если не сделано специальных оговорок и если результатами испытаний пользуются лица, недостаточно осведомленные о точности отдельных технических измерений.

числений расхода охлаждающей воды или доменного газа, поскольку такие же определения уже проделывались при изложении испытания газодинамо.

§ 89. Обработка отдельных измерений при испытании газодинамо на численном примере

Переходим к изложению результатов испытания газодинамо, предпосылая следующую таблицу, содержащую характеристику испытываемого двигателя:

Таблица 65

1. Фирма Эрхард и Земер; динамо Сименс и Шуккерт.
2. Фабричная марка— $T=16$.
3. Число тактов—4.
4. Число и расположение цилиндров — тандем двойного действия.
5. Наддувочный компрессор — поршневой на общем штоке двигателя.
6. Двигатель приводит в действие динамомашину трехфазного тока, работающую на отдельную электрическую сеть (не соединена параллельно с другими агрегатами).
7. Эффективная мощность (номинальная) $N_e = 4450$ л. с.
8. Мощность динамо (номинальная к приборам на щите) $N_{эл} = 3000$ квт.
9. Число оборотов в минуту $n = 83$.
10. Диаметр цилиндров $D = 1500$ мм.
11. Диаметр штока $d = 400$ мм.
12. Ход поршня $S = 1600$ мм.
13. Степень сжатия $\epsilon \approx 4,5$.
14. Диаметр цилиндра наддувочного компрессора 1375 мм.
15. Диаметр штока наддувочного компрессора 400 мм (шток только в передней камере компрессора).
16. Число запальных свечей на одну камеру — 4 шт.
17. Напряжение электрического тока в системе зажигания 70-80 вольт.
18. Сила тока в системе зажигания — 4 амп.

В нижеприведенной таблице (на стр. 322) даны замеры, характеризующие условия, в которых работает машина во время испытания. В этой таблице, как и во всех следующих, даны результаты отсчетов по измерительным приборам, а в горизонтальной строке А — средние арифметические из этих отсчетов. В строке В введены поправки по тем измерениям, которые производились протарированными приборами.

Если в строке В нет значений для какого-либо измерения, то это значит, что соответствующие приборы специальной тарировке не подвергались.

№ по порядку	Время	Температура воздуха в помещении	Температура наружного воздуха	Барометрическое давление	Давление воды для охлаждения		Давление перед машиной		Число оборотов в минуту	Положение вентили ручного регулирования	Положение автоматического регулятора
					поршней и штоков	цилиндров и пр.	доменного газа	наддувочного воздуха			
	час-мин.	t_n °C	t_n °C	мм рт. ст.	атм. изб.	атм. изб.	мм вод. ст.	мм рт. ст.	n	Отметка по шкале	Отметка по шкале
1	12—00	24	—1	745,5	5,0	1,4	85	310	83	3	11
2	12—20	24	0	745,5	5,0	1,4	60	230	83	3	10
3	12—40	24	0	745,5	5,0	1,4	55	240	83	3	10
4	13—00	24	+1	745,5	5,0	1,4	120	280	83	3	10
5	13—20	24	+2	745,5	5,0	1,4	100	290	83	3	10
6	13—40	24	+2	745,5	5,0	1,4	100	220	83	3	10
7	14—00	24	+1	745,5	5,0	1,4	90	300	83	3	10
A	Среднее значение	+24	+0,7	745,5	5,0	1,4	87	267	83	3	10
B	Среднее значение с введением поправки измерительного прибора	+23,5	+1,2	737,0	—	—	—	—	83	—	—
	Тип измерительного прибора	Ртутный термометр	Ртутный термометр	Барометр анероид	Металлический манометр	Металлический манометр	У-образный манометр	У-образный манометр	Стационарный тахометр	Шкала	Шкала

Для того чтобы можно было судить о точности измерений даже в тех случаях, когда нет данных в строке В, в следующей строке даны указания о типе примененных измерительных приборов; ясно, например, что в измерениях, произведенных металлическим манометром, следует считаться с возможностью большей погрешности, чем в измерениях, произведенных U-образным манометром.

Относительно двух последних вертикальных столбцов таблицы 66 заметим, что они нужны для характеристики постоянства положения регулятора (последний столбец) и для характеристики способа воздействия на работу машины со стороны обслуживающего персонала (предпоследний столбец); постоянная величина отсчета в предпоследнем столбце показывает, что ручным регулированием во время испытания не пользовались. Данные двух последних столбцов дают, кроме того, возможность сравнить условия регулирования для различных испытаний одной и той же машины.

Кроме тех записей, которые помещены в таблице 66 и в следующих таблицах, нужно еще указывать номера измерительных приборов — в особенности протарированных, а также номер и дату испытания.

Переходим к следующим измерениям в порядке рассмотрения их в предыдущем.

Анализ доменного газа производился методом дожигания (табл. 67), а анализ выхлопных газов — простым прибором Орса, так как пробные анализы методом дожигания не дали указаний на присутствие метана и водорода.

Проба газа отбиралась средняя, равными порциями через каждые 10 минут.

Вычисление состава газа дано в таблице 68.

В отличие от горючего газа, состав которого дается влажным для температуры t_g , состав выхлопного газа дается сухим, так как выхлопной газ содержит не насыщенный, а перегретый пар; следовательно содержание водяного пара в выхлопном газе может быть определено лишь после определения коэффициента избытка воздуха, что делается в таблице 70.

Если горючий газ содержит кроме водяного пара еще и частицы воды во взвешенном состоянии, то необходимо специальное измерение влажности. В случае описываемого испытания взвешенной влаги в газе не обнаружено.

В таблице 69 приведены результаты анализа выхлопного газа из сборного выхлопного коллектора.

В следующей таблице (70) произведено определение коэффициента избытка воздуха; анализ выхлопного газа из отдельных камер цилиндров не производился в описываемом испытании, а потому в таблице 70 соответствующие графы остаются незаполненными.

Анализ газа (метод дожигания). Запись замеров

№ по порядку.	Время взятия пробы: час.—мин.		Температура газа, в месте взятия пробы	Температура в бюретке газоанализатора	Анализ воздуха для дожигания			Анализ газа									
					Взято в бюретку	Осталось после по- глощения		До дожигания						После дожигания			
						CO ₂	O ₂	Взято в бюретку	Осталось после погло- щения растворами				Осталось после вы- пуска части газа	Получилось после добавления воз- духа	Осталось после до- жигания	Осталось после поглощения рас- творами	
									Едкого калия	Брома	Пирогалло- вой кислоты	Однохлори- стой меди				Едкого калия	Пирогалло- вой кислоты
от	до	t _г °C	t _б °C	a ₀	a ₁	a ₂	b ₀	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	K	B	D	d ₁	d ₂	
1	11—30	14—00	Из табл. 73	12,5	100	100	79	100,0	91,4	91,4	90,8	81,2	61,2	100,0	96,6	95,0	89,0
B	Среднее значение с поправ- кой		19,0	13,0	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
C	Тип изме- рительного прибора		Ртутный термометр	Ртутный термометр	Аппарат Орса			Аппарат Орса с сосудом для дожигания с помощью электри- ческой искры, получаемой от аккумулятора 4 вольта через катушку Румкорфа.									

Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение	Примечание
1. Общие данные					
Барометрическое давление	H	мм рт. ст.	Из табл. 66.	737	
Относительное давление газа перед двигателем	h	.	$h = \frac{h_r}{13,6}$ { h_r — из табл. 66}	6	
Температура газа перед двигателем	t_r	°C	Из табл. 73	19	
Температура в бюретке газоанализатора	t_6	°C	Из табл. 67	13	
Вес насыщенного водяного пара при t_6 °C	W	г/см³	Из табл. 1.	0,0000113	
Объемное содержание водяного пара в бюретке газоанализатора	H_2O^v	%	$3480 \frac{(273+t_6)}{H} W \cdot 100$	1,53	
Абсолютное давление газа перед двигателем	P	мм рт. ст.	$H+h$	743	
Вес насыщенного водяного пара при t_r °C	W'	г/см³	Из табл. 1.	0,0000162	
Объемное содержание водяного пара в газе перед двигателем	H_2O'	%	$3480 \frac{(273+t_r)}{P} W' \cdot 100$	2,21	
2. Анализ воздуха для дожига					
10 Состав сухого воздуха:					
Углекислота (CO₂)	a_1'	%	$(a_0 - a_1) \frac{100}{a_0}$	0,0	По данным табл. 67
Кислород (O₂)	a_2'	%	$(a_1 - a_2) \frac{100}{a_0}$	21,0	
Азот (N₂)	a_3'	%	$a_2 \frac{100}{a_0}$	79,0	

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение	Примечание
11	Состав воздуха, насыщенного водяным паром при $t_6^{\circ}\text{C}$ и H мм рт. ст.					
	Углекислота (CO_2)	$\text{CO}_2^{\text{в}}$	%	$a_1 \cdot \frac{100 - \text{H}_2\text{O}^{\text{в}}}{100}$	0,0	
	Кислород (O_2)	$\text{O}_2^{\text{в}}$	%	$a_2 \cdot \frac{100 - \text{H}_2\text{O}^{\text{в}}}{100}$	20,7	
	Азот (N_2)	$\text{N}_2^{\text{в}}$	%	$a_3 \cdot \frac{100 - \text{H}_2\text{O}^{\text{в}}}{100}$	77,8	
	Водяной пар H_2O	$\text{H}_2\text{O}^{\text{в}}$	%	$\text{H}_2\text{O}^{\text{в}} = \text{H}_2\text{O}^{\text{г}}$	1,5	
	3. Коэффициенты					
12	Изменение объема при сжигании	a	см^3	$D - B$	-3,4	
13	Оставлено газа для сжигания	K	см^3	Из табл. 67	61,2	
14	Осталось газа после первой серии поглощений	A	см^3	$A = b_4$	61,2	
15	Взято воздуха для сжигания	V	см^3	$B - K$	38,8	
16	Содержание углекислоты в бюретке перед сжиганием	C_2	см^3	$\frac{V \cdot \text{CO}_2^{\text{в}}}{100}$	0,0	
17	Содержание кислорода в бюретке перед сжиганием	C_3	см^3	$\frac{V \cdot \text{O}_2^{\text{в}}}{100}$	8,0	
18	Уменьшение объема после поглощения раствором пирогалловой кислоты (после сжигания)	c	см^3	$d_1 - d_2$	6,0	
19	Коэффициент	α	отвл. число	$\frac{0,287 H}{0,287 H - 1000 W(273 + t_6)}$	1,02	

Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение	Примечание
Уменьшение объема после поглощения раствором едкого калия (после сжигания)	b	см ³	$D-d_1$	1,6	
4. Анализ газа					
Результаты первого поглощения (до сжигания) для сухого газа					
Углекислота (CO ₂) . .	CO ₂ ^c	%	$(b_0 - b_1) \cdot \frac{100}{b_0}$	8,6	По данным табл. 67
Тяжелые углеводороды (C _n H _m) . . .	C _n H _m ^c	%	$(b_1 - b_2) \cdot \frac{100}{b_0}$	0,0	
Кислород (O ₂)	O ₂ ^c	%	$(b_2 - b_3) \cdot \frac{100}{b_0}$	0,6	
Оксись углерода (CO)	CO ^c	%	$(b_3 - b_4) \cdot \frac{100}{b_0}$	29,6	
Результаты анализа с дожиганием (влажный газ при t_6 °C и H мм рт. ст.)					
Метан (CH ₄)	CH ₄ ^r	%	$\frac{100}{b_0} \cdot \frac{A}{K} \cdot \frac{a - b - 3c + \alpha(3C_3 + C_2)}{3\alpha}$	0,5	
Оксись углерода (CO)	CO ^r	%	$\frac{100}{b_0} \cdot \frac{A}{K} \cdot \left(\frac{b}{\alpha} - C_2 \right) - CH_4^r$	1,1	
Водород (H ₂)	H ₂ ^r	%	$\frac{100}{b_0} \cdot \frac{A}{K} \cdot \left(2C_3 - \frac{2c}{\alpha} \right) - CO^r$	1,2	
Состав горючего газа перед двигателем					
Углекислота (CO ₂) . .	CO ₂ ^s	%	$CO_2 \frac{100 - H_2O'}{100}$	8,4	

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение	Примечание
	Кислород (O ₂)	O ₂ '	%	$O_2^c \frac{100 - H_2O'}{100}$	0,6	
	Тяжелые углеводороды (C _n H _m)	C _n H' _m	%	$C_n H_m^c \frac{100 - H_2O'}{100}$	0,0	
	Метан (CH ₄)	CH ₄	%	$CH_4^r \frac{100 - H_2O'}{100 - H_2O^r}$	0,5	
	Окись углерода (CO)	CO'	%	$CO^r \frac{100 - H_2O'}{100 - H_2O^r} + CO^c \frac{100 - H_2O'}{100}$	30,0	
	Водород (H ₂)	H ₂ '	%	$H_2^c \frac{100 - H_2O'}{100 - H_2O^r}$	1,2	
	Водяной пар (H ₂ O)	H ₂ O'	%	H ₂ O' (из строки 9)	2,2	
	Азот (N ₂)	N ₂ '	%	$100 - [CO_2' + O_2' + C_n H_m' + CO' + H_2' + H_2O']$	57,1	
24	Состав выхлопного газа (сухой газ)					
	Углекислота	CO ₂ ^c	%	CO ₂ ^c (строка 21)		
	Кислород	O ₂ ^c	%	O ₂ ^c (строка 21)		
	Метан	CH ₄ ^c	%	$CH_4^r \frac{100}{100 - H_2O^r}$		
	Окись углерода	CO ^c	%	$CO^c + CO^r \frac{100}{100 - H_2O^r}$		
	Водород	H ₂ ^c	%	$H_2^c \frac{100}{100 - H_2O^r}$		
	Азот	N ₂ ^c	%	$100 - [CO_2^c + O_2^c + CH_4^c + CO^c + H_2^c]$		

Строка 24 заполняется лишь в случае анализа выхлопного газа с дожиганием. Если выхлопной газ анализируется без дожигания, то результаты анализа записываются непосредственно в табл. 70 по данным табл. 69.

Анализ выхлопного газа. Запись замеров

№ по пор.	Время взятия пробы (час.—мин.)	Результаты анализа (в %/о)			Примечание
		CO ₂	CO ₂ +O ₂	CO ₂ +O ₂ +CO	
1	11—30	16,8	23,8	23,9	Эти два замера сделаны до начала испытания (12—00), а потому в подсчете средних значений не приняты во внимание.
2	11—50	16,1	23,4	23,6	
3	12—10	16,0	23,0	23,0	
4	12—30	16,0	24,2	23,2	
5	12—50	17,0	24,0	24,0	
6	13—10	16,0	23,4	23,4	
7	13—30	17,0	24,0	24,0	
8	13—50	16,2	23,6	23,6	
	Среднее значение	16,4	23,5	23,5	

Таблица 70

Вычисление коэффициента избытка воздуха

№ по порядку	Название газа	Единица измерения	Состав газа							
			Горючий газ (из табл. 68)		Выхлопной газ (сухой) (по данным табл. 69)					
			Обозначение	Численное значение	Обозначение	Численное значение				
Сборн. колл.	Кам. №1	Кам. №2				Кам. №3	Кам. №4			
1	Углекислота	В объемных процентах	CO ₂ '	8.4	CO ₂ ^c	16.4				
2	Тяжелые углеводороды		C _n H _m '	—	C _n H _m ^c	0.0				
3	Кислород		O ₂ '	0.6	O ₂ ^c	7.1				
4	Метан		CH ₄ '	0.5	CH ₄ ^c	0.0				
5	Оксись углерода . .		CO'	30.0	CO ^c	0.0				
6	Водород		H ₂ '	1.2	H ₂ ^c	0.0				
7	Водяной пар		H ₂ O'	2.2	—	—				
8	Азот		N ₂ '	57.1	N ₂ ^c	76.5				

	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение	Примечание
9	А. Воздух, поступающий в двигатель					
10	Температура . . .	t_n	°C	$t_n = t_n$ (из табл. 66)	1,2	
11	Содержание водяного пара при полном насыщении	W_n	гр/см ³	Из табл. I	0,0000052	
12	Барометрическое давление	H	мм рт. ст.	Из табл. 66	737	
12	Объемное содержание водяного пара при полном насыщении . . .	H_2O	%	$3480 W_n \frac{(273+t_n)}{N} 100$	0,62	
13	Относительная влажность воздуха	x	отн. велич.	Спец. измерение	0,6	
14	Состав воздуха (сухого)	CO_2 O_2 N_2	% об. % об. % об.	Аппарат Орса " $100 - (CO_2 + O_2)$	0 21 79	Принято обычный состав, так как воздух всасывается из атмосферы
15	Состав воздуха, поступающего в двигатель (полный)	CO_2''' O_2''' N_2''' H_2O'''	% об. % об. % об. % об.	$CO_2 \frac{100 - H_2O''}{100}$ $O_2 \frac{100 - H_2O''}{100}$ $N_2 \frac{100 - H_2O''}{100}$ $x \cdot H_2O$	0 20,9 78,7 0,4	
16	Теоретически необходимое для сгорания количество воздуха на 1 м ³ горючего газа	V_0	м ³ /м ³ (отвл. числ.)	$\frac{1}{O_2} \left\{ \frac{CO'}{2} + \frac{H_2'}{2} + 2Cn_4' + 3Cn_n H_m' - O_2' \right\}$	0,765	

Б. Коэффициент избытка воздуха по составу выхлопного газа в сборном коллекторе

17. По балансу углерода и азота

$$\alpha_{CN} = \frac{N_2^c (2C_n H_m^c + CO_2^c + CO^c + CH_4^c + CO_2''' V_0) - N_2' (CO_2^c + CO^c + CH_4^c)}{V_0 \{ N_2''' (CO_2^c + CO^c + CH_4^c) - N_2^c CO_2''' \}} =$$

$$= \frac{76,5 (8,4 + 30,0 + 0,5) - 57,1 \cdot 16,4}{0,765 \cdot 78,7 \cdot 16,4} = 2,07.$$

18. По балансу кислорода и азота

$$\alpha_{ON} = \frac{N_2' (2 \cdot O_2^c - CO^c - H_2^c - 4 CH_4^c) + 2 N_2^c O_2''' V_0}{V_0 \{ 2 \cdot O_2''' N_2^c - N_2''' (2 \cdot O_2^c - CO^c - H_2^c - 4 CH_4^c) \}} =$$

$$= \frac{2 \cdot 57,1 \cdot 7,1 + 2 \cdot 76,5 \cdot 20,9 \cdot 0,765}{0,765 \{ 2 \cdot 20,9 \cdot 76,5 - 78,7 \cdot 2 \cdot 7,1 \}} = 2,05.$$

19. По балансу кислорода и углерода

$$\alpha_{OC} = \frac{(2 C_n H_m^c + CO_2^c + CO^c + CH_4^c + CO_2''' V_0) \cdot (2 O_2^c - CO^c - H_2^c - 4 CH_4^c)}{2 \cdot O_2''' V_0 (CO_2^c + CO^c + CH_4^c)} + 1 =$$

$$= \frac{(8,4 + 30,0 + 0,5) \cdot 2 \cdot 7,1}{2 \cdot 20,9 \cdot 0,765 \cdot 16,4} + 1 = 2,05.$$

В. Сводная таблица коэффициента избытка воздуха

№ по пор.	Обозначение	Численные значения α				
		В сборном коллекторе	После отдельных камер			
			Кам. №1	Кам. №2	Кам. №3	Кам. №4
20	α_{OC} (по строке 19) . .	2,05	—	—	—	—
21	α_{ON} (по строке 18) . .	2,05	—	—	—	—
22	α_{CN} (по строке 17) . .	2,07	—	—	—	—

Как видим, значения α_{OC} , α_{ON} , α_{CN} дают хорошее совпадение между собою; это показывает на соответствие друг другу анализов доменного и выхлопного газов. Для дальнейших вычислений выбираем значение $\alpha_{OC} = 2,05$ на основании изложенного в главе III. Теперь определим полный состав выхлопных газов (до сих пор не известно было содержание водяного пара в выхлопном газе); относящиеся сюда вычисления даны в следующей таблице 71.

Заметим, что коэффициент избытка воздуха $\alpha_{OC} = 2,05$ учитывает как тот воздух, который участвует в горении, так и тот, который теряется во время продувки через выхлопные клапаны.

Вычисление полного состава выхлопных газов

Таблица 71

№ по порядку	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Числовые значения (при $\alpha = \alpha_{CO}$)				
					вых. кол.	из кам. №1	из кам. №2	из кам. №3	из кам. №4
1	Коэффициент	K_h	отн. велич.	$\frac{2 C_n H'_m + 2 CH'_4 + H'_2 + H_2 O' + H_2 O'' \alpha V_0}{200 (1 + \alpha V_0) - CO' - H_2'}$	0,0104				
2	Водяной пар	$H_2 O''$	% об.	$100 \cdot \frac{K_h (200 - CO^c - H_2^c) - 2 CH_4^c - H_2^c}{100 - 2 CH_4^c - H_2^c - K_h (CO^c + H_2^c)}$	2,1				
3	Метан	CH_4''	% об.	$CH_4^c \cdot \frac{100 - H_2 O''}{100}$	0,0				
4	Водород	H_2''	% об.	$H_2^c \cdot \frac{100 - H_2 O''}{100}$	0,0				
5	Оксид углерода	CO''	% об.	$CO^c \cdot \frac{100 - H_2 O''}{100}$	0,0				
6	Углекислота	CO_2''	% об.	$\frac{(2 C_n H'_m + CO_2' + CO' + CH_4' + CO_2'' \alpha V_0) (200 - CO'' - H_2'')}{200 (1 + \alpha V_0) - CO' - H_2'} - CO'' - CH_4''$	16,1				
7	Кислород	O_2''	% об.	$\frac{O_2'' (\alpha - 1) V_0 (200 - CO'' - H_2'')}{200 (1 + \alpha V_0) - CO' - H_2'} + 2 CH_4'' + \frac{CO'' + H_2''}{2}$	7,0				
8	Азот	N_2''	% об.	$\frac{(N_2'' + N_2'' \alpha V_0) (200 - CO'' - H_2'')}{200 (1 + \alpha V_0) - CO' - H_2'}$	74,8				

Нетрудно убедиться, что полученный состав выхлопного газа точно соответствует составу, полученному непосредственно анализом, если пересчитать данные таблицы 71 на сухой газ. Установив правильность газовых анализов, мы можем перейти к дальнейшим вычислениям.

Принятый здесь порядок вычислений рекомендуется применять всегда, так как всякого рода ошибки и несоответствия чаще всего случаются именно в газовых анализах, а потому не имеет смысла производить другие вычисления, не убедившись в правильности этих анализов.

Теперь необходимо вычислить удельный вес горючего газа, который требуется для вычисления ряда величин.

Таблица 72

Вычисление удельного веса горючего газа

№ по порядку	Название	Обозначение	Объемное содержание в процентах при t_t °C	Удельный вес при 0° C и 760 мм рт. ст. в кг/м³	Вес 1 м³ смеси в кг
			<i>a</i>	<i>b</i>	$\frac{ab}{100}$
1	Углекислота	CO ₂ '	8,4	1,964	0,165
2	Тяжелые углеводороды	C _n H _m '	0,0	1,251	—
3	Кислород	O ₂ '	0,6	1,429	0,009
4	Метан	CH ₄ '	0,5	0,715	0,004
5	Оксид углерода	CO'	30,0	1,250	0,375
6	Водород	H ₂ '	1,2	0,090	0,001
7	Водяной пар	H ₂ O'	2,2	0,804	0,018
8	Азот	N ₂ '	57,1	1,251	0,714
			Единица измерений	Формула	Числ. значение
9	Удельный вес при 0° C и 760 мм рт. ст.	γ_0	кг/м³	$\sum \frac{ab}{100}$	1,286
10	Температура газа в месте измерения расхода	$t_{гг}$	°C	Из табл. 73	19
11	Давление газа в том же месте	<i>p</i>	мм рт. ст.	Из табл. 68	743
12	Удельный вес газа в том же месте	γ	кг/м³	$\gamma_0 \frac{p \cdot 273}{760 (273 + t_{гг})}$	1,180

Переходим к определению расхода газа; расход газа определялся диафрагмой, установленной на прямом участке газопровода.

В таблице 73 дана запись замеров при испытании, а в таблице 73—вычисление расходов газа; измерение давлений производилось около самой диафрагмы (до и после нее), причем между диафрагмой и манометром были включены компенсационные бачки, смягчающие колебания давления газа, которые были без бачков довольно значительны, вследствие близкого расположения диафрагмы к двигателю.

Таблица 73

Измерение расхода газа—запись замеров

1. Внутренний диаметр газопровода $D=0,7$ м.
2. Внутренний диаметр диафрагмы $d=0,495$ м.
3. Тип диафрагмы—острая; замер давлений—около диафрагмы.
4. Манометр U-образный вертикальный.
5. Масштаб манометра (зависящий от угла наклона) $m=1$.
6. Жидкость в манометре—вода; удельный вес $\vartheta=1$.
7. Шкала манометра: 1 деление—1 мм; масштаб шкалы $l=1$.

№ по порядку	Час-мин.	Относительное давление газа около диафрагмы	Температура газа около диафрагмы	Разность отсчетов по манометру (до и после диафрагмы)	Примечание
		h мм вод. ст.	t_g °C	δ делений шкалы	
1	12—00	80	20	22	Положение нулевой точки — на нулевом делении шкалы
2	12—10	70	20	21	
3	12—20	75	19,5	21	
4	12—30	65	19	21	
5	12—40	135	19	21	
6	12—50	105	19	21	
7	13—00	95	19	23	
8	13—10	90	19	22	
9	13—20	90	19	20	
10	13—30	80	19	21	
11	13—40	75	19	21	
12	13—50	80	19	21	
13	14—00	80	19	21	
A	Средние значения	86	19,2	21,2	
B	Средние значения исправленные		19,0	—	

Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Числен. значение
Показание манометра, включенного до и после диафрагмы.	δ	деления шкалы	Из табл. 73	21,2
Положение нулевой точки	b	деления шкалы	Из табл. 73	0
Масштаб показаний манометра	μ	мм вод. ст. дел. шкалы	$\frac{m}{\mu}$ (значения из протокола проверки манометра)	1
Удельный вес газа в месте замера расхода (при t °C и $p_a = (H+h)$ мм рт. ст.	γ	кг/м ³	Из табл. 72	1,180
Удельный вес влажного (условно) газа при 0°C и 760 мм рт. ст.	γ_0	кг/м ³	Из табл. 72	1,286
Потеря давления при проходе через диафрагму	Δp	мм вод. ст.	$\frac{(b - b_1)}{\mu}$	21,2
Отношение площадей сечений диафрагмы и газопровода (до диафрагмы)	m	отн. велич.	$\frac{d^2}{D^2}$	0,5
Скоростной коэффициент в первом приближении (для больших значений Re)	k'	отн. велич.	По табл. 29	0,696
Абсолютное давление газа до диафрагмы	p_a	мм вод. ст.	$13,6H + h_r$ (см. табл. 73 и 66)	10 109
Абсолютное давление газа после диафрагмы	p_1	мм вод. ст.	$p_a - \Delta p$	10 088
Поправочный коэффициент на расширение газа при проходе через диафрагму (для показателя политропы $n=1,4$) для малых Δp	x	отн. велич.	$\sqrt{\frac{n \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{n+1}{n}}}{n-1}}$ или по табл. 25	0,992

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Числен. значение
12	Скорость газа до диафрагмы в первом приближении	w'	м/сек	$xk'm\sqrt{2g\frac{\Delta p}{\gamma}}$	6,45
13	Рейнольдсово число в первом приближении	R'_e	отн. велич.	$\frac{w'D\gamma}{g\eta}$	$3,2 \cdot 10^5$
14	Приблизительное значение вязкости газа при $t_r = 19^\circ\text{C}$.	η	кг-сек/м ²	Методика подсчета — см. гл. IV § 52	$1,7 \cdot 10^{-8}$
15	Скоростной коэффициент, окончательное значение	k	отн. велич.	По табл. 29	0,696
16	Скорость газа до диафрагмы, окончательное значение .	w	м/сек	$w' \frac{k}{k'}$	6,45
17	Расход газа, отнесенный к 0°C и 760 мм рт. ст.	$V_{0\gamma}$	м ³ /час	$3600 \frac{\gamma}{\gamma_0} w \frac{\pi D^2}{4}$	8190
18	Расход сухого газа, отнесенный к 0°C и 760 мм рт. ст.	$V_{0\text{cho}}$	м ³ /час	$V_{0\gamma} \frac{100 - \text{H}_2\text{O}'}{100}$ (H ₂ O' из табл. 68)	8010

Построение таблицы 74 соответствует методу замера давлений около самой диафрагмы и применению скоростных коэффициентов по нормам Германской комиссии по паровым турбинам (таблица 29).

В других случаях таблица будет отличаться только тем, что окончательный результат получается уже при первом подсчете, а не после второго приближения, как в рассмотренном случае.

В следующей таблице 75 дано вычисление низшей теплотворной способности доменного газа по его составу. Определение с помощью калориметра не производилось.

Дальнейшие таблицы от 76 до 83 дают материал для вычисления потерь теплоты, уносимой выхлопными газами в форме физического тепла. Измерение температуры выхлопных газов производилось термопарами, причем термопара на сборном выхлопном коллекторе присоединялась к отдельному гальванометру, а остальные четыре термопары на патрубках от выхлопных клапанов — к общему гальванометру через переключатель. Значительная разница в температурах, замеренных в сборном коллек-

Теплотворная способность газа (низшая)

№ по порядку	Название	Обозначение	Объемное содержание в процентах	Низшая теплотворная способность отдельных газов в кал/м³ при 0°C и 760 мм рт. ст.	Низшая теплотворная способность на 1 м³ смеси при 0°C и 760 мм рт. ст.
			<i>a</i>	<i>b</i>	$\frac{ab}{100}$
1	Метан	CH ₄ '	0,5	8560	43
2	Оксид углерода . . .	CO'	30,0	3040	912
3	Водород	H ₂ '	1,2	2580	31
4	Тяжелые углеводороды	C _n H _m '	0,0	14400	—
5	Низшая теплотворная способность смеси	H ₀	кал/м³	$\sum \frac{ab}{100}$	986
6	То же для сухого газа при 0°C и 760 мм рт. ст. . . .	H _{0c}	кал/м³	$H_0 \frac{100}{100 - H_2O'}$	1008

торе и в патрубках, обусловливается влиянием продувки, как это объяснено выше.

Выхлопные трубы покрыты снаружи слоем изоляции, что делает лишним (как это показали подсчеты) введение поправки к показаниям пирометров на охлаждение горячего спая лучеиспусканием на отенку трубопровода, а большая длина термопар и глубокие погружения в трубу делают лишним также и введение поправки на охлаждение горячего спая теплопроводностью вдоль стержня термопары. Величина притекающей ошибки в данном случае не больше погрешностей самого метода измерения вообще, и вычисление поправки не оправдывает сложных вычислений, которые приходится производить. Конечно сказанное относится только к случаю хорошей изоляции, какая имелаась в нашем случае.

Температура холодного спая термопар замерялась ртутными термометрами, установленными в головках термопар.

Один гальванометр (на сборном коллекторе) был градуирован на градусы, а другой — на милливольты. Эта разница обуславливает разницу в методике введения поправки на температуру холодного спая, что видно из таблицы 80, где указаны также и другие возможные случаи.

В табл. 77 дан протокол проверки гальванометра, а в таблице 78 протокол проверки термопары вместе с гальванометром. По данным таблиц 77 и 78 введены поправки к средним значениям отсчетов в таблице 76.

В таблице 79 дана сводка протоколов проверки термопар, что использовано при вычислениях в таблице 80.

Измерение температур выхлопных газов. Запись замеров

№ по порядку	Час.-мин.	Сборный коллектор			Камера № 1		Камера № 2		Камера № 3		Камера № 4	
		№ термопары 1237			6		3		5		1	
		№ гальванометра 1237			164		164		164		164	
		Соединительные провода	Материал	Медные	медные		медные		медные		медные	
			Длина	4,8 м	5,3 м		5,3 м		5,3 м		5,3 м	
		Отсчет по гальванометру	Температура холодного спая	Отсчет по гальванометру	Температура холодного спая	Отсчет по гальванометру	Температура холодного спая	Отсчет по гальванометру	Температура холодного спая	Отсчет по гальванометру	Температура холодного спая	Отсчет по гальванометру
°C	Ртутный термометр № 10	Милли-вольт	Ртутный термометр № 2915	Милли-вольт	Ртутный термометр № 2735	Милли-вольт	Ртутный термометр № 2786	Милли-вольт	Ртутный термометр № 2738			
1	11 — 50	620	37	20,5	30	24,5	29	21,0	29	20,5	30	
2	12 — 00	610	37	19,5	31	23,5	30	19,0	30	20,5	31	
3	12 — 10	615	37	21,0	31	25,0	30	20,5	30	21,0	33	
4	12 — 20	605	37	19,5	31	23,0	30	19,5	30	20,0	32	
5	12 — 30	605	37	19,5	31	23,0	31	20,0	31	20,0	31	
6	12 — 40	610	37	20,5	32	25,0	30	18,0	31	21,0	31	
7	12 — 50	620	38	21,5	31	26,5	30	19,5	31	22,0	31	
8	13 — 00	620	38	21,5	32	26,0	31	15,0	32	19,5	31	
9	13 — 10	600	38	19,0	31	23,0	31	16,5	32	20,5	31	
10	13 — 20	600	37	19,5	31	24,5	31	19,0	31	20,5	31	
11	13 — 30	615	36	20,0	31	24,5	31	18,0	30	21,0	31	
12	13 — 40	620	36	20,5	32	25,0	31	19,5	31	22,0	31	
13	13 — 50	620	36	21,5	31	26,0	31	22,0	31	22,0	31	
14	14 — 00	620	36	20,5	32	25,0	32	20,5	32	21,5	31	
A	Средние значения ¹	612	36,9	20,3	31,3	24,6	30,7	19,0	31,0	20,9	31,2	
B	Средние значения исправленные	591	37,2	20,8	32,0	25,1	31,3	19,5	30,5	21,4	30,5	

¹ При подсчете средних значений приняты во внимание замеры, начиная с 12 — 00.

Таблица 77

Протокол проверки гальванометра № 164

№ по по- ряд- ку	Показания гальвано- метра № 164	Действи- тельное на- пряжение	Поправка к показаниям гальвано- метра № 164	Примечание
1	5	5,2	+0,2	Проверка произведена при горизонтальном положении шкалы гальванометра № 164 при температуре галь- ванометра 17 °С
2	10	10,5	+0,5	
3	15	15,6	+0,6	
4	20	20,5	+0,5	
5	25	25,5	+0,5	
6	30	30,25	+0,25	
7	35	35,25	+0,25	
8	40	40,00	0,00	
9	45	45,00	0,00	
10	50	50,00	0,00	

Таблица 78

Протокол проверки пирометра, состоящего из никель-никельхромовой термопары № 1237 и гальванометра № 1237

№ по поряд- ку	Показания гальвано- метра	Действитель- ная темпе- ратура горя- чего спая термопары	Поправка к показаниям пирометра	Примечание
	°С	°С	°С	
1	1000	1029	+29	Проверка произведена при горизонтальном положении шкалы гальванометра № 1237 при температуре хо- лодного спая и галь- ванометра 20 °С.
2	900	918	+18	
3	800	805	+5	
4	700	690	-10	
5	600	578	-22	
6	500	475	-25	
7	400	380	-20	
8	300	283	-17	

Сводная таблица проверки железо-константановых термопар

№ по порядку	Действительная температура горячего спая	Напряжения тока при температуре холодных спаев термопар 20 °С в милливольтмах			
	°С	Термопара № 1	Термопара № 3	Термопара № 5	Термопара № 6
1	100	4,05	3,80	Не пров.	Не пров.
2	200	9,45	9,20	9,35	9,50
3	300	15,10	14,90	14,90	15,15
4	400	20,50	20,40	20,40	20,70
5	500	25,90	25,90	26,00	26,40
6	600	31,50	31,50	31,70	32,10
7	700	Не проверено	Не проверено	37,70	38,25

Порядок вычислений в различных практических случаях

Случай 1-й. Термопара проверена вместе с гальванометром в градусах. Подсчет ведется в следующем порядке 1—2—3—6—7—8—9—10.

Случай 2-й. Температура проверена в милливольтмах; гальванометр имеет шкалу в милливольтмах. Подсчет ведется в следующем порядке: 1—2—3—4—5—10.

Случай 3-й. Температура не проверена; гальванометр имеет шкалу в милливольтмах. Подсчет ведется в следующем порядке: 1—2—4—5—10.

Случай 4-й. Термопара не проверена; гальванометр имеет шкалу в градусах. Подсчет ведется в следующем порядке 1—2—3—6—7—8—9—10.

Случай 5-й. Нет таблиц зависимости V_T от t_T ; гальванометр имеет шкалу в градусах, причем шкала построена в предположении $V_T = 0$ при заданном t_n .

Подсчет ведется в следующем порядке 1—2—3—11.

Подсчеты, сделанные в таблице 80, относятся к случаям 1-му (сборный коллектор) и ко 2-му (из отдельных камер).

В тех случаях, когда термопара не подвергалась специальной проверке, приходится пользоваться таблицами термоэлектродвижущих сил для термопар из химически чистых элементов.

Вычисление температур выходных газов с поправкой на температуру холодного спая

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численные значения					Примечание
					Сборный коллектор	Камера № 1	Камера № 2	Камера № 3	Камера № 4	
1	Среднее значение отсчета по гальванометру	V_1	Милли-вольт	Из табл. 76	—	20,8	25,1	19,5	21,4	Найдено из условия, что температуре $t_x = t_n$ соответствует $V_x = 0$
2	Температура холодного спая . .	t_1	°C	Из табл. 76	591	—	—	—	—	
3	Температура холодного спая при проверке термопары	t_x	°C	Из табл. 76	37	32	31	30	30	
3		t_n	°C	Из табл. 78 и 79	20	20	20	20	20	
4	Напряжение термоэлектрического тока от холодного спая	V_x	Милли-вольт	Из табл. 79	—	0,63	0,56	0,52	0,53	
5	Отсчет по гальванометру, исправленный на температуру холодного спая	V_r	Милли-вольт	$V_1 + V_x$	—	21,43	25,66	20,02	21,93	
6	Напряжение термоэлектрического тока при температурах спаев t_1 и $t_0 (= 0^\circ\text{C})$	V_1'	Милли-вольт	Из табл. 82	21,6	—	—	—	—	
7	То же при температурах t_x и $t_0 (= 0^\circ\text{C})$	V_x'	Милли-вольт	Из табл. 82	1,37	—	—	—	—	
8	То же при температурах t_n и $t_0 (= 0^\circ\text{C})$	V_n'	Милли-вольт	Из табл. 82	0,74	—	—	—	—	
9	То же при температурах t_r (искомая температура горячего спая) и $t_0 (= 0^\circ\text{C})$	V_r	Милли-вольт	$V_2' + V_x' - V_n'$	22,23	—	—	—	—	
10	Действительная температура горячего спая, определяемая по значению V_r	t_r	°C	Из табл. 82	609	417	496	393	422	
11	Действительная температура горячего спая в случае отсутствия таблиц зависимости между V_r и t_r	t_r	°C	$t_1 + t_x - t_n$	—	—	—	—	—	

В таблице 81¹ приведены данные для термоэлектродвижущих сил для различных металлов в паре с платиной, причем знак плюс обозначает, что в холодном спае ток идет от данного термоэлектрода к платине, а знак минус — наоборот.

Практические термонары дают результаты несколько отличные от указанных в таблице 81, но обычно точность, получаемая при пользовании таблицей 81, вполне достаточна.

Таблица 81

Термоэлектродвижущие силы в паре с платиной при температуре холодного спае 0°C

№ по порядку	Температура	Термоэлектроды										Примечание
		Медь Cu	Серебро Ag	Железо Fe	Константан	Никель Ni	Нихром		Платино-родий	Платино-иридий		
							I	II				
1	0	0	0	0	— 0	— 0	0	0	0	0	Химический состав электродов 1. Нихром I. 81,6% Ni 12,6% Cr Остальные—гл. обр. Fe 2. Нихром II. 62,6% Ni 10,3% Cr Остальные—гл. обр. Fe 3. Платино-родий 90% Pt 10% Rh 4. Платино-иридий 90% Pt 10% Ir	
2	100	0,76	0,72	1,6	—3,4	—4,5	2,2	0,7	0,64	1,3		
3	200	1,82	1,73	3,4	—7,05	—3,1	4,7	1,6	1,42	2,6		
4	300	3,13	2,96	4,7	—11,0	—4,4	7,1	3,0	2,29	4,1		
5	400	4,64	4,47	5,6	—15,4	—5,0	10,1	4,7	3,24	5,8		
6	500	6,39	6,26	6,3	—19,8	—5,5	12,9	6,5	4,17	7,4		
7	600	8,26	8,25	7,0	—29,3	—6,2	15,7	8,4	5,18	9,1		
8	700	—	10,60	8,0	—29,0	—6,9	18,6	10,8	6,23	10,7		
9	800	—	13,17	9,5	—33,8	—7,8	21,4	13,2	7,31	12,3		
10	900	—	15,99	11,0	—38,5	—8,7	24,3	15,8	8,43	14,0		
11	1000	—	—	11,9	—	—9,6	27,1	18,7	9,56	15,7		

Если требуется найти электродвижущую силу для термopap (A — B), то из таблицы 81 находим электродвижущие силы для термopap (A — Pt) и (B — Pt); разность этих электродвижущих сил и будет искомой величиной.

$$V_{AB} = V_{APt} - V_{BPt}$$

Для наиболее употребительных термopap в таблице 82 даны готовые результаты.

¹ Таблица взята из книги Кульбуш: Электрические пирометры. 1932, стр. 31.

Таблица 82

Электродвижущие силы употребительных термопар в милливольтх при температуре холодного спая 0°C

№ по пор.	Температура	Константан медь	Константан железо	Никель — Нихром I	Платина — Платино-родий
1	0	0	0	0	0
2	20	0,81	1,01	0,70	0,11
3	100	4,16	5,2	3,7	0,64
4	200	8,87	10,45	7,8	1,42
5	300	14,13	15,70	11,8	2,29
6	400	20,04	21,0	15,1	3,21
7	500	26,19	26,1	18,4	4,17
8	600	32,56	31,3	21,9	5,18
9	700	—	37,0	25,5	6,23
10	800	—	43,3	29,2	7,31
11	900	—	49,5	33,0	8,43
12	1000	—	—	36,7	9,56

Таблица 83

Вычисление теплоемкости газов в кал/м³

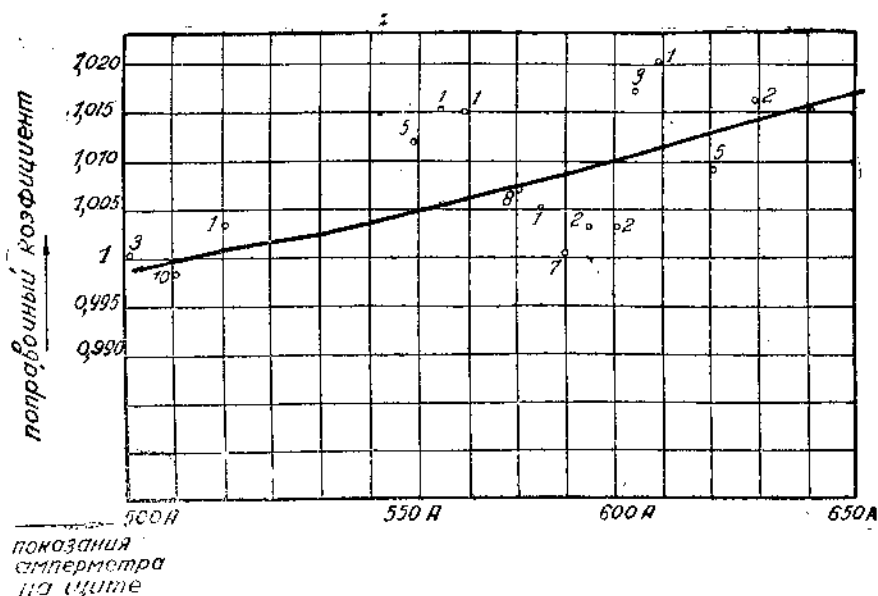
№ по порядку	Название	Средняя теплоемкость от 0°C до t°C при p=const на 1 м³ при 0°C и 760 мм рт. ст.			Состав газа в объемных процентах			Теплоемкость в 1 м³ смеси кал/м³		
		При t=19°C C ₁	при t=1°C C ₁	при t=609°C C ₃	Горячий газ a ₁	Воздух a ₂	Выхлопной газ a ₃	a ₁ C ₁ 100	a ₂ C ₂ 100	a ₃ C ₃ 100
1	Углекислота (CO ₂)	0,394	—	0,446	8,4	—	16,1	0,033	—	0,072
2	Кислород (O ₂) . . .	0,311	0,311	0,315	0,6	20,9	7,0	0,002	0,065	0,022
3	Метан (CH ₄) . . .	0,393	—	—	0,5	—	—	0,002	—	—
4	Окись углерода (CO)	0,311	—	—	30,0	—	—	0,098	—	—
5	Водород (H ₂) . . .	0,305	—	—	1,2	—	—	0,004	—	—
6	Водяной пар (H ₂ O)	0,372	0,372	0,382	2,2	0,4	2,1	0,008	0,001	0,008
7	Азот (N ₂)	0,311	0,311	0,315	57,1	78,8	74,8	0,178	0,245	0,236
8	C _г для (доменного газа)	—	—	—	—	—	—	0,320	—	—
9	C _{гв} (для воздуха)	—	—	—	—	—	—	—	0,311	—
10	C _{гв} (для выхлопного газа)	—	—	—	—	—	—	—	—	0,338

Значения C₁, C₂, C₃ взяты из фиг. 43.

Значения a₁, a₂, a₃ взяты из таблиц 70 и 71.

Потеря тепла с уходящими газами (физическая теплота) представляет разность между теплосодержанием выхлопных газов и теплосодержанием горючего газа и воздуха, то-есть

$$Q_{yf} = V_y C_{py} t_y - V_r C_{pr} t_{ra} - V_b C_{pb} t_b, \quad (1)$$



Фиг. 71.

где, относя все количества к одному часу работы двигателя, имеем:

$$V_r = V_{оч} \text{ м}^3/\text{час (см. табл. 74),}$$

$$V_b = \alpha V_o V_{оч} \text{ м}^3/\text{час (} V_o \text{ и } \alpha \text{ из табл. 70),}$$

$$V_y = \frac{200(1 + \alpha V_o) - CO' - H_2'}{200 - CO'' - H_2''} V_{оч} \text{ м}^3/\text{час.}$$

Всюду принимаем $\alpha = \alpha_{00}$.

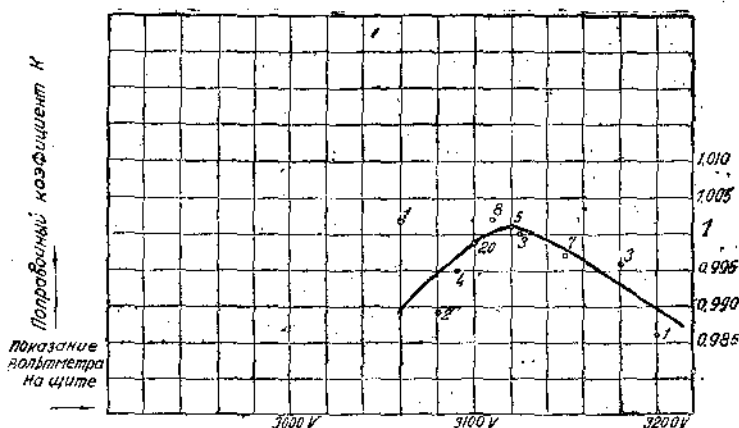
По формуле (1) вычислены потери тепла с уходящими газами в таблице 92 (протокол испытания двигателя).

Переходим к определению мощности двигателя.

В таблице 84 дана запись замеров мощности электрического тока, вырабатываемого испытываемой газодинамо. Измерение предусматривает возможность определения мощности тремя способами, как описано в главе VI, а именно:

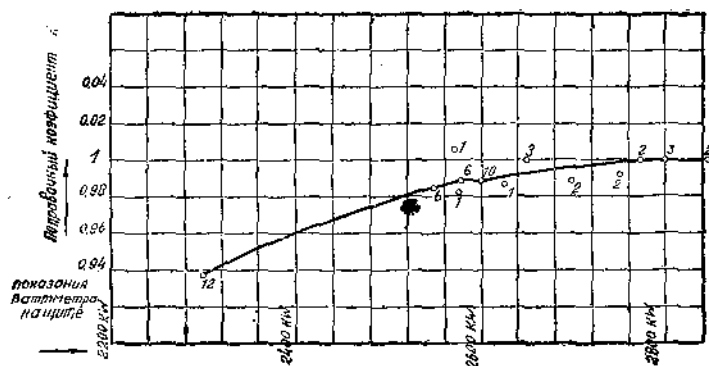
- а) по показаниям амперметра, вольтметра, фазометра,
- б) по показаниям указывающего ваттметра,
- в) по показаниям счетчика работы.

Ввиду колебаний нагрузки запись производилась через каждые пять минут; при более сильных колебаниях рекомендуется



Фиг. 72.

уменьшать этот интервал до двух минут. Электроизмерительные приборы на щите газодинамо были проверены прецизионными приборами. Результаты проверки показаны на диаграммах фиг. 71, 72, 73, 74.

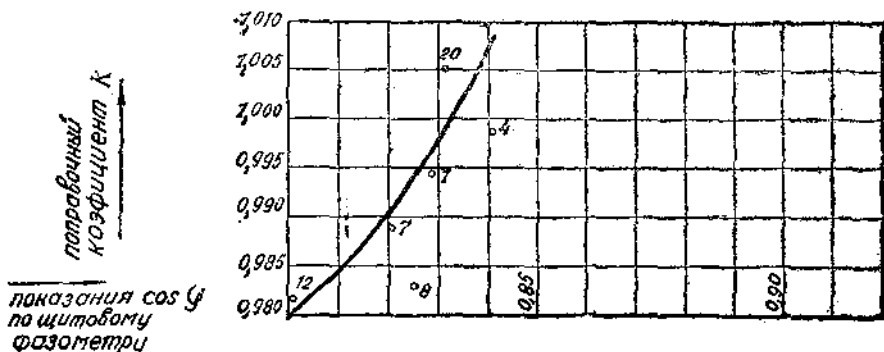


Фиг. 73.

Значительное затруднение при проверке приборов заключалось в быстрых, хотя и незначительных колебаниях нагрузки; это заставило проделать на каждом приборе большое количество сравнительных замеров и для получения поправочных кривых

прибегнуть к построению указанных диаграмм, на которых нанесены точки, соответствующие отдельным замерам, а цифры около точек обозначают число повторений этого замера в течение всего времени проверки. Кривые проведены так, что они проходят ближе к тем точкам, около которых стоят большие цифры.

В дальнейшем при введении поправок в результаты испытания двигателя пользуемся уже указанными кривыми; если бы можно было избавиться от колебаний нагрузки во время проверки приборов, то отдельные точки ближе совпадали бы с кривой, и точность проверки была бы больше. В рассматриваемом случае постоянную нагрузку невозможно было получить



Фиг. 74.

по условиям производства, а снять приборы со щита для проверки не было возможности, так как их нечем было заменить. Полученными результатами проверки в данном случае можно удовлетвориться потому, что пределы колебания поправочных коэффициентов в пределах замеренных мощностей невелики.

Таблица 84

Измерение электрической мощности. Запись замеров. Ток — трехфазный

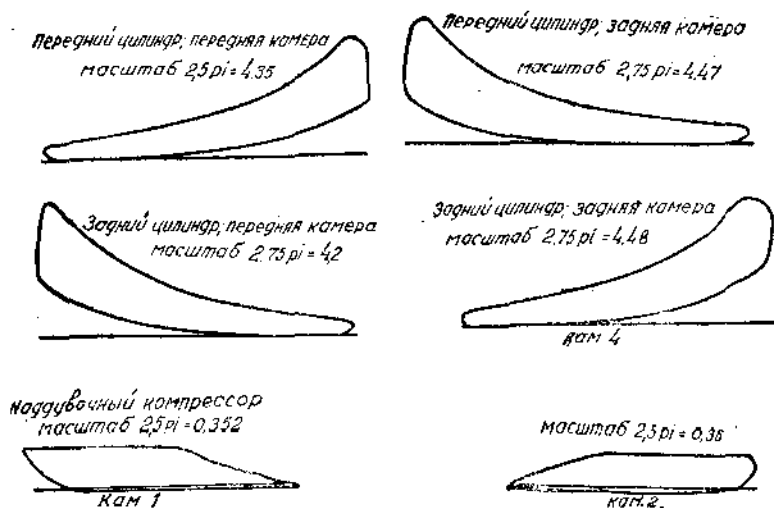
№ по пор.	Час-мин.	Сила тока:	Напряжение тока	Сдвиг фаз	Мощность тока	Показание счетчика электр. работы	Примечание
		A (ампер)	V (вольт)	$\cos \varphi$	$N_{\text{э.л}}$ (квт)	S	
1	11 — 35	530	3150	0,80	2300	7192900	Эти замеры не приняты во внимание при подсчете средних значений, так как испытание начато в 12 час.
2	11 — 40	530	3170	0,78	2400		
3	11 — 50	530	3140	0,79	2390		
4	11 — 55	540	3120	0,78	2300		
5	12 — 00	530	3150	0,79	2240		
6	12 — 05	540	3100	0,79	2390		
7	12 — 10	530	3150	0,79	2390		
8	12 — 15	530	3130	0,79	2390		

№ по пор.	Час-мин.	Сила тока	Напряжение тока	Сдвиг фаз	Мощность тока	Показание счетчика электр. работы	Примечание
		A (ампер)	V (вольт)	cos φ	N _{эл} (квт)	S	
9	12—20	550	3110	0,79	2400	—	
10	12—25	520	3150	0,80	2390	—	
11	12—30	530	3150	0,78	2300	—	
12	12—35	490	3180	0,78	2200	—	
13	12—40	500	3190	0,78	2200	—	
14	12—45	490	3150	0,77	2180	—	
15	12—50	500	3180	0,76	2100	—	
16	12—55	520	3160	0,78	2250	—	
17	13—00	530	3150	0,79	2250	—	
18	13—05	530	3180	0,79	2300	—	
19	13—10	520	3180	0,78	2220	—	
20	13—15	510	3190	0,77	2200	—	
21	13—20	530	3130	0,79	2300	—	
22	13—25	520	3150	0,79	2350	—	
23	13—30	510	3170	0,77	2200	—	
24	13—35	515	3170	0,79	2250	—	
25	13—40	510	3190	0,79	2200	7196400	
26	13—45	510	3170	0,77	2240	—	
27	13—50	520	3160	0,79	2300	—	
28	13—55	520	3160	0,77	2200	—	
29	14—00	520	3160	0,77	2200	—	
А	Средние значения	519	3158	0,782	2266	3500	
В	Средние значения исправленные	519	3140	0,758	2103	3570	

Измерение электрической мощности. Подсчеты

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение
1	Сила тока	A	ампер	Из табл. 84	519
2	Напряжение тока	V	вольт	Из табл. 84	3149
3	Сдвиг фаз	cos φ	отн. велич.	Из табл. 84	0,758
4	Мощность по формуле для трех-фазного тока	N _{эл}	квт	$\frac{AV\sqrt{3}\cos\varphi}{1000}$	2140
5	Мощность по ваттметру	N _{эл}	квт	Из табл. 84	2103
6	Разность отсчетов по счетчику	ΔS	квт-час	Из табл. 84	3570
7	Продолжительность измерения счетчиком	Δh	час	Из табл. 84	1,67
8	Мощность по счетчику	N _{эл}	квт	$\frac{\Delta S}{\Delta h}$	2130

Относительно записей таблицы 84 заметим, что только показания счетчика отсчитывались точно в момент времени, указанный в таблице. Остальные отсчеты делались одним человеком последовательно, причем только отсчет по одному прибору совпадал по времени точно с указанным в таблице. Поэтому подсчет мощности по формуле для разовых замеров не может сравниваться с замером по ваттметру, это может быть сделано только для средних значений. Для дальнейших вычислений останавливаемся на мощности, полученной по ваттметру, то-есть, $N_{эл} = 2100$ квт. Остальные два значения мощности будут служить



Фиг. 75.

лишь для примерной оценки той погрешности, которую можно ожидать в замере мощности. (Замер по счетчику не может быть использован, так как производился не все время испытания, а замер по формуле сравнительно ненадежен, так как на его результат влияют погрешности трех приборов).

Для определения индикаторной мощности снимались индикаторные диаграммы через каждые 10 минут. В таблице 86 даны значения средних индикаторных давлений для четырех рабочих полостей и для двух полостей наддувочного компрессора. В таблице 87 дан подсчет индикаторной мощности по каждой полости и для всей машины.

На фиг. 75 даны индикаторные диаграммы, выбранные из всех снятых диаграмм таким образом, чтобы их средние индикаторные давления возможно ближе совпадали с теми значениями p_i , которые взяты для подсчета индикаторных мощностей по каждой полости отдельно.

Сводка значений средних индикаторных давлений p_i — кг/см²

№ по порядку	Час-мин.	Передний цилиндр		Задний цилиндр		Наддувочный компрессор	
		Передняя камера (кам. № 1)	Задняя камера (кам. № 2)	Передняя камера (кам. № 3)	Задняя камера (кам. № 4)	Передняя камера	Задняя камера
1	11 — 30	4,48	4,90	4,18	4,50	0,352	0,378
2	11 — 40	4,41	4,58	4,27	4,42	0,381	0,375
3	11 — 50	4,41	4,62	4,50	4,39	0,378	0,380
4	12 — 00	4,44	4,64	4,47	4,53	0,383	0,385
5	12 — 10	4,48	4,70	4,28	4,60	0,350	0,391
6	12 — 20	4,50	4,62	4,25	4,64	0,350	0,386
7	12 — 30	4,30	4,42	3,90	4,48	0,343	0,360
8	12 — 40	4,08	4,10	3,78	4,30	0,343	0,348
9	12 — 50	4,07	4,13	4,10	4,38	0,341	0,344
10	13 — 00	4,37	4,54	4,40	4,70	0,338	0,381
11	13 — 10	4,20	4,34	4,29	4,67	0,378	0,390
12	13 — 20	4,40	4,47	4,30	4,50	0,378	0,394
13	13 — 30	4,44	4,48	4,20	4,48	0,332	0,388
14	13 — 40	4,37	4,34	4,10	4,52	0,340	0,360
15	13 — 50	4,35	4,33	4,20	4,33	0,373	0,357
16	14 — 00	4,38	4,20	4,20	0,47	0,337	0,386
A	Средние значения (замеры до 12 час. не приняты во внимание)	4,34	4,41	4,20	4,52	0,355	0,375
B	Средние значения исправленные (на основании данных проверки пружин)	4,36	4,47	4,20	4,50	0,356	0,367

Расход охлаждающей воды замерялся напорными трубками отдельно для охлаждения поршней (вода высокого давления) и для охлаждения цилиндров и пр. (вода низкого давления).

На фиг. 76 схематически показано место установки трубки на подводящем водопроводе низкого давления.

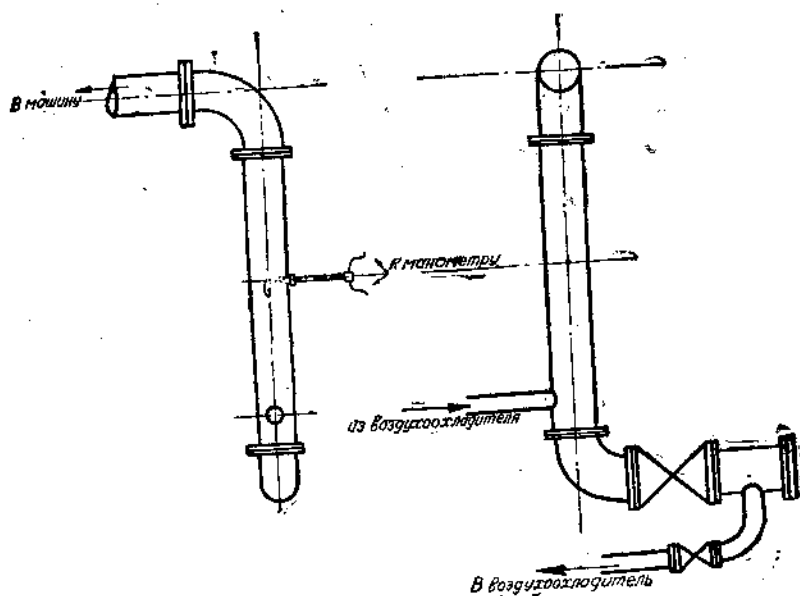
Диаграмма распределения скоростей воды по сечению была показана выше на фиг. 66 и 65.

Аналогичная диаграмма для водопровода высокого давления показана на фиг. 77.

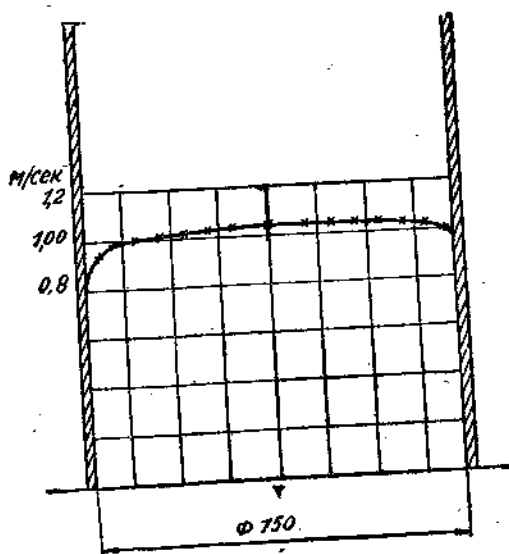
Схема установки напорной трубки на подводящем водопроводе высокого давления показана на фиг. 78.

Определение индикаторной мощности

№ по порядку	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численные значения					
					Передний цилиндр		Задний цилиндр		Надд. компрессор.	
					передн. кам.	задн. кам.	передн. кам.	задн. кам.	передн. кам.	задн. кам.
1	Среднее индикаторное давление	p_i	кг/см ²	Из табл. 86	4,36	4,47	4,20	4,50	0,356	0,367
2	Диаметр цилиндра	D	см	Из табл. 65	150	150	150	150	137,5	137,5
3	Диаметр штока	d	см	Из табл. 65	40	40	40	40	40	40
4	Ход поршня	S	см	Из табл. 65	160	160	160	160	160	160
5	Число оборотов в минуту	n	об/мин	Из табл. 66	83	83	83	83	83	83
6	Индикаторная мощность для четырехтактного процесса	N_i	л. с.	$\frac{S p_i \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \frac{n}{2}}{100 \cdot 60 \cdot 75}$	1055	1082	1016	1089	—	—
7	Индикаторная мощность для двухтактного процесса	N_i	л. с.	$\frac{S p_i \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) n}{100 \cdot 60 \cdot 75}$	—	—	—	—	143	161



Фиг. 76.



Фиг. 77.

На определении скоростных коэффициентов, характеризующих распределение скоростей по сечению водопроводов (скоростной коэффициент сечения трубопровода) мы не останавливаемся, так как это разобрано в § 84 гл. VII. Значения скоростных коэффициентов сечения приведено в таблице 90.

Разность давлений замерялась манометром, наполненным маслом. Диаграмма для определения удельного веса масла, применявшегося при испытании, в зависимости от температуры, дана выше — на фиг. 64.

В таблице 88 дана запись замеров при измерении расхода воды в обоих подводящих трубопроводах.

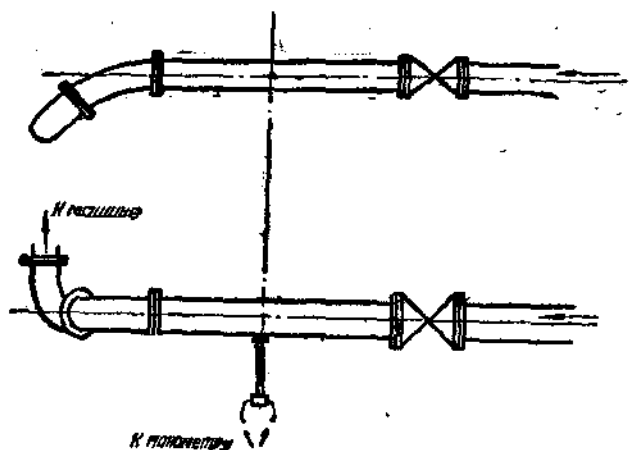
Измерение расхода воды. Запись замеров

Таблица 88

Название		Вода для охлаждения поршней и штоков		Вода для охлаждения цилиндров	
1. Внутренний диаметр водопровода		$D = 0,15$ м		$D = 0,30$ м.	
2. Масштаб манометра		$m = 1$		$m = 1$	
3. Масштаб шкалы манометра		$l = 1$		$l = 1$	
4. Напорная трубка . .		№ 13 — 96		№ 13 — 101	
№ по порядку	Час-мин.	Разность давлений (отсчет по манометру)	Температура жидкости в манометре	Разность давлений (отсчет по манометру)	Температура жидкости в манометре
		У-образный манометр	Ртутный термометр № 6	У-образный манометр	Ртутный термометр № 8
		Деления шкалы δ	°C	Деления шкалы δ	°C
1	12 — 00	735	29,5	255	29,0
2	12 — 20	770	29,5	245	29,5
3	12 — 40	775	29,5	250	29,5
4	13 — 00	790	29,5	250	29,5
5	13 — 20	780	30,0	235	30,0
6	13 — 40	755	30,0	240	30,0
7	14 — 00	760	30,0	245	30,5
A	Средние значения	766	29,7	246	29,7
B	Средние значения исправленные		30,1		30,4

Протокол проверки напорных труб

Напорная трубка № 13—96			Напорная труба № 13—101		
Скорость по кон- трольной трубке w_k	Скорость по ис- пытываемой труб- ке w_n	Скоростной коэф- фициент трубки $k = \frac{w_k}{w_n}$	Скорость по кон- трольной трубке w_k	Скорость по ис- пытываемой труб- ке w_n	Скоростной коэф- фициент трубки $k = \frac{w_k}{w_n}$
1,260	1,210	0,987	1,553	1,548	0,998
1,225	1,190	0,988	1,275	1,250	0,980
1,185	1,190	1,003	1,268	1,253	0,987
1,210	1,198	0,990	1,200	1,220	0,980
1,190	1,182	0,993	1,246	1,214	0,974
1,140	1,148	1,006	1,238	1,225	0,971
1,100	1,113	1,011	1,086	1,058	0,974
0,897	0,880	0,982	0,970	0,960	0,990
0,760	0,767	1,010	0,900	0,907	0,986
			0,773	0,780	1,009



Фиг. 78.

Измерение расхода воды напорной трубкой. Подсчеты

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение	
					вода высокого давления	вода низкого давления
1	Показание манометра	δ	деление шкалы	Из табл. 88	766	246
2	Температура жидкости в манометре	t	°C	Из табл. 88	30,1	30,4
3	Удельный вес воды в манометре	γ	кг/л	Из табл. 59	0,996	996
4	Удельный вес масла в манометре	δ	кг/л	Из фиг. 64	0,875	0,875
5	Разность давлений	Δp	мм вод. ст.	$\frac{\delta(\gamma - \delta)l}{m}$	93	30
6	Скорость воды по оси трубопровода без введения поправки . .	w'	м/сек	$\sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma \cdot 1000}}$	1,35	0,768
7	Скоростной коэффициент напорной трубки	k	отн. велич.	Из табл. 89	0,99	1,01
8	Скоростной коэффициент сечения трубопровода	φ	отн. велич.	Специальное измерение	0,93	0,95
9	Средняя по сечению водопровода скорость	w_{cp}	м/сек	$\varphi k w'$	1,31	0,765
10	Расход воды за 1 час:	$\begin{matrix} V_v \\ V_n \end{matrix}$	м³/час	$3600 \frac{\pi D^2}{4} w_{cp}$	83	—
	а) высокого давления. б) низкого давления		м³/час	$360 \frac{\pi D^2}{4} w_{cp}$	—	193

Таблица 91

Измерение температур охлаждающей воды в °С (ртутный термометр № 2930)

№ по порядку	Час-мин.	Температура свежей воды	Температура уходящей воды						Общий сливной водопровод
			Из поршней		Из цилиндров				
			Передний цилиндр	Задний цилиндр	Передний цил.		Задний цил.		
					Передняя камера	Задняя камера	Передняя камера	Задняя камера	
1	12 — 00	21	27	25,5	28	27	26	25,5	26,5
2	12 — 10	—	26	25,5	28,5	27	26	25,5	26,5
3	12 — 20	—	26	25,5	28,5	27	26	25,5	26,5
4	12 — 30	21	26	25,5	28,5	27	26	25,5	26,5
5	12 — 40	—	26	25,5	28,5	27	26	25,5	26,5
6	12 — 50	—	26,5	25,5	28,5	27	26	25,5	26,5
7	13 — 00	21	26,5	25,5	28,5	22	26	25,5	26,5
8	13 — 10	—	26,5	25,5	28,5	27	26	25,5	26,5
9	13 — 20	—	26	25,5	28,5	27	26	25,5	26,5
10	13 — 30	21	26	25,5	28,5	27	26	25,5	26,5
11	13 — 40	—	26,5	25,5	28,5	27	26	25,5	26,5
12	13 — 50	—	26,5	26	28,5	27	26	26	26,5
13	14 — 00	21	26,5	26	28,5	27	26	26	27
A	Среднее значение	21,0	26,3	25,6	28,5	27,0	26,0	25,6	26,5
B	Среднее значение исправленное	21,5	26,8	26,1	29,0	27,5	26,5	26,1	27,0

§ 90. Составление протокола испытания и теплового баланса газодинамо

Закончив изложение основных замеров, произведенных при испытании двигателя, переходим к составлению теплового баланса и к подсчету основных коэффициентов, характеризующих работу машины.

Окончательные результаты вычислений вместе с главными промежуточными значениями даны в таблице 92.

Протокол испытания газового двигателя

1. Испытание №
2. Дата
3. Завод
4. Силовая установка
5. Машина №
6. Фирма—Эрхард и Земер.
7. Тип машины-тандем, четырехтактная, мощностью 5000 инд. л. с. номин.

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение
I. Общие данные					
1	Доля номинальной нагрузки	A	%	$\frac{N_{\text{эл. действ.}}}{N_{\text{эл. номин.}}}$	70
2	Мощность агрегата (по электрическим приборам)	$N_{\text{эл}}$	квт	Из табл. 85	2103
3	Продолжительность испытания	Δh	час		2
4	Барометрическое давление	H	мм рт. ст.	Из табл. 66	737
5	Температура воздуха в помещении	$t_{\text{п}}$	°C	Из табл. 66	23,5
6	Температура воздуха, поступающего в агрегат (в продувочный компрессор)	$t_{\text{н}}$	°C	Из табл. 66	1,2
7	Относительное давление газа, поступающего в машину	$h_{\text{г}}$	мм вод.	Из табл. 66	87
8	Относительное давление наддувочного воздуха	$h_{\text{д}}$	мм рт. ст.	Из табл. 66	267
9	Число оборотов в минуту	n	об/мин	Из табл. 66	83

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение
10	И. Эффективная и индикаторная работа Среднее индикаторное давление: Передний цилиндр { Передняя камера { Задняя камера Задний цилиндр { Передняя камера { Задняя камера Наддувочный компрессор { Передняя камера { Задняя камера	p_i^I p_i^{II} p_i^{III} p_i^{IV} p_{iH}^I p_{iH}^{II}	кг/см ² " " " " "	Из табл. 86	4,36 4,47 4,20 4,50 0,356 0,367
11	Индикаторная мощность двигателя (рабочих камер)	N_i	л. с.	Из табл. 87	4242
12	Индикаторная мощность наддувочного компрессора	N_{iK}	л. с.	Из табл. 87	305
13	Механический коэффициент полезного действия агрегата	η'_m	%	$\frac{1,36 N_{эл}}{N_i} 100$	67,7
14	Коэффициент полезного действия динамо	$\eta_{дин}$	%	По характеристике динамо	Неизв.
15	Механический коэффициент полезного действия двигателя	η_m	%	$\frac{\eta'_m}{\eta_{дин}} 100$	

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение
16	Эффективная мощность двигателя (мощность на валу)	N_e	л. с.	$\eta_m \cdot N_i$	
	III. Топливо				Доменный газ
17	Род топлива				
18	Элементарный анализ газа, насыщенного водяным паром при температуре входа в машину				
	Углекислота	CO_2'	в объемных процентах	Из табл. 68	8,4
	Оксид углерода	CO'			30,0
	Метан	CH_4'			0,5
	Водород	H_2'			1,2
	Кислород	O_2'			0,6
	Азот	N_2'			57,1
	Водяной пар	$\text{H}_2\text{O}'$			2,2
19	Теплотворная способность сухого газа на 1 м³ при 0°C и 760 мм рт. ст. (нижняя)	H_{oc}	ккал/м³	Из табл. 75	1008

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение
20	Расход сухого газа за 1 час при 0°C и 760 мм рт. ст.	$V_{очс}$	м³/час	Из табл. 74	8010
21	Расход влажного газа за 1 час при 0°C и 760 мм рт. ст.	$V_{оч}$	м³/час	Из табл. 74	8190
21а	Расход сухого газа на единицу работы:				
	а) Электрической	$V_{эл}$	м³/эл кВт-час	$\frac{V_{очс}}{N_{эл}}$	3,81
	б) Индикаторной	V_i	м³/инд. л. с.-час.	$\frac{V_{очс}}{N_i}$	1,89
22	Расход теплоты в газе, считая по нижней теплотворной способности, на единицу работы:				
	а) электрической	$H_{эл}$	кал/эл кВт-час	$V_{эл} \cdot H_{оч}$	3840
	б) индикаторной	H_i	кал/инд. л. с.-час	$V_i \cdot H_{оч}$	1905
23	Коэффициент полезного действия:				
	а) агрегата (экономический)	$\eta_{эл}$	%	$\frac{860}{H_{эл}} 100$	22,4
	б) индикаторный	η_i	%	$\frac{632}{H_i} 100$	33,2

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение
IV. Выхлопные газы					
24	Элементарный анализ выхлопного газа:				
	Углекислота	CO_2''	Объемные проценты	Из табл. 71	16,1
	Оксид углерода	CO''			0,0
	Метан	CH_4''			0,0
	Водород	H_2''			0,0
	Кислород	O_2''			7,0
	Азот	N_2''			74,8
	Водяной пар	$\text{H}_2\text{O}''$			2,1
25	Коэффициент избытка воздуха	α	отн. велич.	Из табл. 70	2,05
26	Часовой объем выхлопных газов, относенный к 0°C и 760 мм рт. ст.	V_y	м³/час	$V_{\text{оч}} \cdot \frac{200(1+\alpha V_0) - \text{CO}'' - \text{H}_2''}{200 - \text{CO}'' - \text{H}_2''}$	20475
27	Температура выхлопных газов в общем коллекторе	t_y	°C	Из табл. 80	609

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение
28	Теплоемкость при постоянном давлении на 1 м³ при 0°C и 760 мм рт. ст. средняя				
	а) для горючего газа от 0°C до $t_r = 19^\circ\text{C}$	Cp_r	кал/м³=°C	Из табл. 83	0,320
	б) для воздуха от 0°C до $t_n = 1^\circ\text{C}$. .	Cp_n	"	"	0,311
	в) для выхлопного газа от 0°C до $t_y = 609^\circ\text{C}$	Cp_y	"	"	0,338
	V. Охлаждающая вода				
29	Расход охлаждающей воды за 1 час				
	а) высокого давления	V_v	м³/час	Из табл. 80	83
	б) низкого давления	V_n	"	"	193
	в) всего	V_w	"	$V_v + V_n$	276
30	Расход охлаждающей воды на 1 инд. сило-час:				
	а) высокого давления	v_v	м³/инд. л. с. час	$\frac{V_v}{N_l}$	0,020
	б) низкого давления	v_n	"	$\frac{V_n}{N_l}$	0,045
	в) всего	v_w	м³/инд. л. с. час	$v_v + v_n$	0,065

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение
31	Температура воды *перед двигателем:		°C	Из табл. 91	21,5
	а) высокого давления	t_v	°C	"	21,5
	б) низкого давления	t_n			
32	Температура воды после двигателя:				
	а) высокого давления				
	1) Из переднего цилиндра	t_{n1}	} в градусах C	Из табл. 91	26,8
	2) Из заднего цилиндра	t_{n2}		"	26,1
	3) Средняя	t'_n		$\frac{t_{n1} + t_{n2}}{2}$	26,5
	б) низкого давления				
	1) Из передне-го цилиндра { Передняя камера	t_{n1}		Из табл. 91	29,0
	{ Задняя камера	t_{n2}		"	27,5
	2) Из заднего цилиндра { Передняя камера	t_{n3}		"	26,5
	{ Задняя камера	t_{n4}		"	26,1

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение
	3) Средняя	t'_n	} в граду- сах С	$\frac{t_{n1} + t_{n2} + t_{n3} + t_{n4}}{4}$	27,3
	в) В общей сливной трубе	t'		Из табл. 91	27,0
	VI. Тепловой баланс (отнесенный к 1 часу)				
33	Внесено с низшей теплотворной способностью топлива	Q q	кал/час %	$V_{очо} \cdot H_{очо}$ Принято за 100%	8 074 000 100
34	Полезно использовано агрегатом . . .	Q_n q_n	кал/час %	$860 \cdot N_{эл}$ $\frac{Q_n}{Q} 100 - \eta_o$	1 809 000 22,4
35	Унесено охлаждающей водой:				
	а) высокого давления	$Q_{овв}$ $q_{овв}$	кал/час %	$V_n (t'_n - t_n) \cdot 1000$ $\frac{Q_{овв}}{Q} 100$	415 000 5,1
	б) низкого давления	$Q_{овн}$ $q_{овн}$	кал/час %	$V_n (t'_n - t_n) \cdot 1000$ $\frac{Q_{овн}}{Q} \cdot 100$	1 119 000 13,9
	в) всего	Q_w q_w	кал/час %	$Q_{овв} + Q_{овн}$ $\frac{Q_w}{Q} \cdot 100$	1534 000 19,0

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение
36	Унесено выхлопными газами				
	а) Физическая теплота выхлопных газов (избыточная)	Q_{yf} q_{yf}	кал/час %	$V_y C_{py} t_y - V_{ox} C_{ox} t_r - \alpha V_o V_{ox} C_{py} t_n$ $\frac{Q_{yf}}{Q} \cdot 100$	4 160 000 51,5
	б) Химическая теплота выхлопных газов (неполнота сгорания)	Q_{yx} q_{yx}	кал/час %	$V_y (85,6CH_4 + 30,4 CO + 25,8H_2)$ $\frac{Q_{yx}}{Q} \cdot 100$	0 0
	в) Всего	Q_y q_y	кал/час %	$Q_{yf} + Q_{yx}$ $\frac{Q_y}{Q} \cdot 100$	4 160 000 51,5
37	Остаток (отдача тепла в окружающую среду, работа вспомогательных механизмов)	Q_o q_o	кал/час %	$Q - Q_n - Q_w - Q_y$ $\frac{Q_o}{Q} \cdot 100$	571000 7,1

Не останавливаемся здесь на оценке результатов испытания с точки зрения соответствия данным фирмой гарантиям, поскольку такая оценка делается в следующей главе IX применительно к испытанию целой группы машин.

Теперь же обратим внимание на некоторые особенности в работе испытанной машины, используя как результаты приведенного испытания, так и результаты еще нескольких испытаний той же машины. Из этих испытаний используем только те данные, которые нужны будут для выводов.

§ 91. Изучение результатов испытания газодинамо с целью выявления дефектов в работе машины

В таблице 93 приведены характерные величины, полученные из индикаторных диаграмм, снятых с испытываемой машины при шести испытаниях. Диаграммы, послужившие для составления таблицы 93, выбраны из диаграмм, снятых при каждом испытании таким образом, чтобы их среднее индикаторное давление возможно ближе подходило к среднему значению из всех P_i , полученных для той же полости цилиндра.

Кроме полных диаграмм, использованы также диаграммы снятые слабой пружиной (всасывание и выхлоп). На основании этих диаграмм составлен столбец 1 таблицы 93. Поскольку диаграммы, снятые слабой пружиной, вообще не соответствуют тому среднему значению P_i , которое получилось для данной полости за время испытания, то в таблице 93 помещены в столбце 1 величины, полученные как средние из всех диаграмм, снятых слабой пружиной за время испытания. Всего за время испытания (обычно два часа) снималось с каждой полости по 4-5 диаграмм слабой пружиной (через полчаса).

При составлении таблицы 93 необходимо знать элементы распределения для того, чтобы занесенные в таблицу давления соответствовали определенному составлению газов в цилиндре; так, например, давлением в конце расширения мы считаем давление в момент открытия выхлопного клапана, так как после его открытия вес газов в цилиндре становится переменным, что затрудняет анализ диаграммы в части ее после этого момента. Поэтому для замера давлений по индикаторной диаграмме выбраны следующие ее точки:

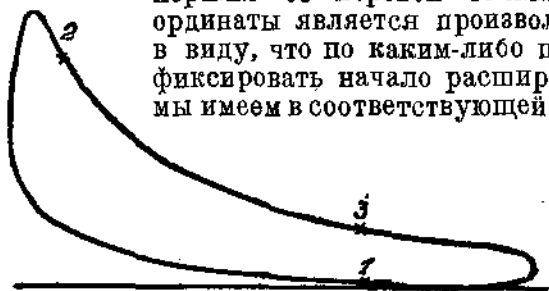
1. Момент закрытия всасывающего клапана, как характеризующий общее поступившее в камеру количество заряда (столбец 1).
2. Момент, соответствующий началу падения давления на линии расширения (столбец 2).
3. Момент открытия выхлопного клапана (столбец 3).

Для определения точек 1 и 3 (см. фиг. 79) следует проверить установку распределительных органов для каждой камеры. Для испытываемой машины этого не удалось сделать, так как по условию производства машина не могла быть остановлена (оче-

редные остановки машины для чистки производятся один раз в три месяца). Поэтому взяты те моменты, которые указаны в чертежах двигателя, а именно:

Для точки 1—момент закрытия всасывающего клапана—через 65° поворота кривошипа после мертвой точки. Это соответствует для передних камер цилиндров (со стороны коленчатого вала)— 33% хода поршня после мертвой точки, а для задних камер цилиндров— 25% хода поршня после мертвой точки.

Для точки 2 взяты давления по той же ординате, на которой происходит вспышка, то есть 38° поворота кривошипа до мертвой точки, что соответствует для передних камер цилиндров— 8% хода поршня и для задних камер цилиндров 12% хода поршня от мертвой точки. Конечно, такой выбор



Фиг. 79.

ординаты является произвольным, но нужно иметь в виду, что по каким-либо признакам нельзя точно фиксировать начало расширения; выбрав угол 38° , мы имеем в соответствующей точке на всех использованных для подсчетов диаграммах падение давления, то есть главная часть газа уже сгорела; кроме того, исследуя одновременно и линию сжатия, мы должны были бы

иметь дело именно с этой ординатой, так как на ней уже заканчивается сжатие и начинается горение.

Для точки 3—конечной точки линии расширения—выбираем момент открытия выпускного клапана, который происходит за 70° до мертвой точки, что соответствует для передних камер цилиндров— 37% хода поршня до мертвой точки, для задних камер— 28% хода поршня до мертвой точки.

Если известны объемы и давления в точках 2 и 3, то может быть определено среднее значение показателя политропы расширения между этими точками. Имеем:

$$n = \frac{\log p_2 - \log p_3}{\log \frac{v_2}{v_3}}$$

Для передних камер цилиндров:

$$\frac{v_2}{v_3} = \frac{1 + 0,63 \cdot (\epsilon - 1)}{1 + 0,08 (\epsilon - 1)}$$

Для задних камер цилиндров:

$$\frac{v_2}{v_3} = \frac{1 + 0,72 \cdot (\epsilon - 1)}{1 + 0,12 (\epsilon - 1)}$$

где ϵ —степень сжатия ($\epsilon = 4,5$).

Сводка величин из индикаторных диаграмм

Таблица 93

№ испытания	Доля номинальной нагрузки %	Цилиндр	Камера	Относительное давление в атмосферах			Показатель по литропной линии расширения %	Среднее инд. давление P_i атм
				Момент закрытия всасывающего клапана	38° после мертвой точки на линии расширения	Момент открытия выпускного клапана		
				1	2	3	4	5
1	89	Передний	Передняя	0,35	15,0	4,0	1,21	5,12
			Задняя	0,24	12,9	3,45	1,21	4,97
		Задний	Передняя	0,32	14,6	3,8	1,22	5,06
			Задняя	0,38	12,5	3,3	1,22	4,50
2	86	Передний	Передняя	0,37	15,0	3,8	1,25	4,80
			Задняя	0,22	13,1	3,8	1,21	5,12
		Задний	Передняя	0,35	14,5	3,6	1,26	4,90
			Задняя	0,31	12,7	3,3	1,24	4,70
3	93	Передний	Передняя	0,45	14,8	3,8	1,24	5,10
			Задняя	0,24	14,7	3,5	1,32	5,40
		Задний	Передняя	0,34	15,0	3,8	1,25	5,30
			Задняя	нет диаграммы	14,2	4,0	1,18	5,01
4	70	Передний	Передняя	0,35	12,0	3,5	1,11	4,35
			Задняя	0,16	11,6	2,8	1,20	4,47
		Задний	Передняя	0,25	12,5	3,1	1,24	4,20
			Задняя	0,16	11,3	3,0	1,20	4,48
5	87	Передний	Передняя	0,44	15,3	3,6	1,32	5,15
			Задняя	0,16	13,0	3,2	1,23	5,20
		Задний	Передняя	0,35	14,2	3,6	1,24	5,05
			Задняя	0,38	14,2	3,8	1,23	5,25
6	72	Передний	Передняя	Не сняты диаграммы	12,9	3,2	1,24	4,48
			Задняя	слабой пружиной	11,6	2,9	1,24	4,42
		Задний	Передняя		12,5	3,0	1,26	4,28
			Задняя		13,1	3,5	1,22	4,64

Вычисленное таким способом значение n дано в столбце 4 таблицы 93; в столбце 5 даны средние индикаторные давления для тех же диаграмм с целью более полной характеристики условий, в которых получены численные значения таблицы 93.

Испытание № 3 было произведено со значительно уменьшенным количеством охлаждающей воды по сравнению с другими

испытаниями (приблизительно около 85 м³ час вместо 280 м³ час) и при повышении температуры воды при проходе через машину на 18°C (вместо 5°C). Сравнивая значения показателей политропы расширения для испытания № 3 с данными для других испытаний, не замечаем разницы в тепловом процессе. Последнее объясняется, очевидно, тем, что температурный перепад мал по абсолютной величине, а потому изменение расхода воды даже больше чем в четыре раза заметно не повлияло на тепловой процесс.

Рассматривая данные для давления в цилиндре в момент закрытия всасывающего клапана (столбец 1 табл. 93), замечаем, что в задней полости переднего цилиндра во всех испытаниях давление было ниже, чем в других полостях. Отсюда следует, что количество газовой смеси, засосанной в эту полость, меньше, чем в других полостях, а следовательно и давление сжатия в этой полости также меньше, чем в других полостях (давление сжатия не занесено в таблицу 93).

Однако среднее индикаторное давление приблизительно такое же, как и в других полостях, а в некоторых испытаниях даже больше, чем в других полостях. Поэтому можно предполагать, что уменьшение количества заряда происходит только за счет воздуха при сохранении абсолютного количества горючего. Если это так, то следует ожидать, что температура выхлопных газов из задней полости переднего цилиндра будет выше, чем из остальных полостей, вследствие меньшего разбавления смеси воздухом. Это подтверждается данными таблицы 94.

Таблица 94

Сводка температур в выхлопных патрубках

№ испытания	Передний цилиндр		Задний цилиндр	
	Передняя камера	Задняя камера	Передняя камера	Задняя камера
1	377	442	409	407
2	376	436	405	378
3	400	452	410	405
4	417	496	498	422
5	395	457	384	410
6	424	490	435	439

Температуры в таблице 94 значительно меньше действительных, вследствие влияния продувки рабочих камер воздухом, на чем мы останавливались выше, но сопоставление температуры газов из отдельных полостей все же показывает, что в задней полости переднего цилиндра температура действительно выше, чем в остальных полостях. Это может быть как следствием того, что в процессе горения участвует относительно мало воздуха, так и следствием того, что при продувке относительно меньше воздуха теряется через выхлопной клапан.

Эти выводы подтверждаются также данными таблицы 95 для анализа выхлопных газов, которая также показывает, что в рассматриваемой полости количество воздуха меньше, чем в остальных (данные таблицы 95 должны пониматься аналогично температурам, как имеющие относительное, а не абсолютное значение). В последних трех испытаниях анализы газов из отдельных камер не производились.

Таблица 95

Сводка анализов выхлопных газов

№ исп- тания	Передний цилиндр						Задний цилиндр					
	Передняя ка- мера			Задняя ка- мера			Передняя камера			Задняя камера		
	CO ₂	O ₂	CO	CO ₂	O ₂	CO	CO ₂	O ₂	CO	CO ₂	O ₂	CO
1	8,0	14,2	0,1	11,4	11,6	0	7,4	15,0	0	9,6	12,8	0
2	8,3	13,9	0	12,6	10,4	0	9,0	13,3	0	7,6	14,4	0,1
3	9,0	13,3	0,1	12,2	11,1	0	9,0	13,8	0	7,1	14,9	0

Из только что сделанного анализа работы двигателя может быть сделан тот же вывод, который указывался и ранее, а именно: газовая машина не может быть отрегулирована только по виду индикаторной диаграммы—необходимо более подробное исследование и других факторов. Действительно, индикаторные диаграммы различных полостей двигателя, испытание которого описывается, практически одинаковы, но работа полостей совершенно различна. В практике это обстоятельство часто не учитывается, что ведет к неправильной регулировке двигателей.

§ 92. Испытание газовой воздуховодки

Испытание газовой воздуховодки отличается от испытания газодинамо только теми замерами, которые относятся к воздуховодному цилиндру и к замеру количества воздушного дутья. Рассмотрим результаты одного из испытаний газовой воздуховодки, причем остановимся подробно только на указанных замерах; результаты остальных замеров будут даны в приводимом ниже протоколе испытания газовой воздуховодки, который с целью экономии места дается в сокращенном виде по сравнению с протоколом газодинамо.

Основные данные для испытываемой машины такие же, как и приведенные в таблице 85 для газодинамо. К ним нужно лишь добавить данные для воздуховодного цилиндра:

1. Диаметр цилиндра воздуховодки $D_v = 3250$ мм.
2. Диаметр штока воздуховодки $d_s = 400$ мм.
3. Ход поршня воздуховодки $S = 1800$ мм.
4. Часовая производительность дутья, отнесенная к температуре и к давлению засасываемого воздуха, равна 1800 м³/мин.

5. Число оборотов в минуту $n=80$. (Для газодинамо с такими же размерами рабочих цилиндров нормальное число оборотов в минуту $n=83$).

6. Давление дутья нормальное 1,1 атм. изб.

7. Давление дутья максимальное 2,0 атм. изб.

8. Часовая производительность дутья, отнесенная к температуре и к давлению засасываемого воздуха при максимальном давлении дутья 1250 м³ мин.

На фиг. 80 изображены индикаторные диаграммы воздушного цилиндра. Замеренный по ним волюметрический коэффициент

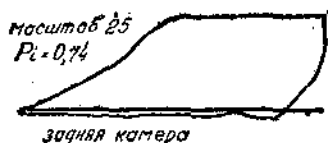
$$\eta_v = 0,833.$$

Число оборотов в минуту при описываемом испытании



$$n = 70.$$

Количество воздушного дутья, отнесенное к температуре и к давлению засасываемого воздуха, составляет:



$$V = 2 \frac{\pi}{4} (D_s^3 - d_s^3) S n \eta_v =$$

$$= 2 \cdot \frac{3,14}{4} (3,25^3 - 0,4^3) \cdot 1,6 \cdot$$

$$\cdot 70 \cdot 0,833 = 1600 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Фиг. 80.

В таблице 96 дан подсчет количества воздушного дутья по замеру с помощью диафрагмы на нагнетательном воздухопроводе. Между результатами измерения количества дутья по волюметрическому коэффициенту и диафрагмой имеется расхождение

$$\frac{1600 - 1540}{1540} \cong 4\%.$$

Расхождение может иметь своей причиной непостоянство нагрузки двигателя, вызывающее неточности в обоих методах измерения, а также неточности, свойственные замеру по волюметрическому коэффициенту (1. неточность индикаторной диаграммы, вследствие провисания индикаторного шпюра; 2. нагревание воздуха о стенки воздуходувного цилиндра в процессе всасывания; 3. потери воздуха через неплотности в поршневых кольцах и в клапанах и т. д.). Более надежным является измерение с помощью диафрагмы, а потому остановимся для составления протокола испытания (таблица 97) на результатах этого измерения.

Таблица 96

Измерение количества воздушного дутья диафрагмой

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула или способ измерения	Численное значение
1	Барометрическое давление	H	мм рт. ст.	Измерено барометром	739
2	Относительное (избыточное) давление перед диафрагмой	h	мм рт. ст.	Измерено U-образным манометром	674
3	Падение давления при проходе через диафрагму	Δp	мм вод. ст.	Измерено U-образным манометром	85,5
4	Температура дутья перед диафрагмой	t	°C	Измер. ртутным термометром	85
5	Удельный вес воздуха перед диафрагмой	γ	кг/м³	$1,29 \cdot \frac{273}{(273+t)} \cdot \frac{(H+h)}{760}$	1,83
6	Внутренний диаметр воздухопровода	D	м		1,5
7	Диаметр отверстия диафрагмы (острая)	d	м		1,0
8	Отношение площадей	m	отн. велич.	$\frac{d^2}{D^2}$	0,445
9	Вязкость воздуха перед диафрагмой	η	кг-сек/м³	По формуле Сезерленда и по табл. 17	$207 \cdot 10^{-8}$

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула или способ измерения	Численное значение
10	Скоростной коэффициент в первом приближении	k	отн. велич.	Из табл. 29	0,675
11	Коэффициент, учитывающий расширение воздуха при прохождении через диафрагму	α	отн. велич.	$\sqrt{\frac{n}{n-1} \cdot \frac{\left(\frac{H+h-\Delta p}{H+h}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{H+h-\Delta p}{H+h}\right)^{\frac{n+1}{n}}}{1 - \frac{H+h-\Delta p}{H+h}}}$	0,99
12	Скорость воздуха до диафрагмы в первом приближении	w'	м/сек	$k' \alpha m \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma}}$	9,0
13	Рейнольдсово число	Re	отн. велич.	$\frac{w D \gamma}{g \eta}$	$1,22 \cdot 10^5$
14	Окончательное значение скоростного коэффициента	k	отн. велич.	Из табл. 29	0,675
15	Количество воздушного дутья, отнесенное к 0°C и 760 мм рт. ст.	V_0	м³/мин	$\frac{\pi D^2}{4} 60 \cdot k \alpha m \sqrt{2g \frac{\Delta p^1}{\gamma} \cdot \frac{\gamma}{\gamma_0}}$	1850
16	Температура всасываемого в воздухоудувку воздуха (атмосферного)	t_n	°C	Измерено ртутным термометром	29
17	Количество воздушного дутья, отнесенное к t_n °C и H мм рт. ст.	V	м³/мин	$V_0 \frac{(273+t_n)}{273} \cdot \frac{760}{H}$	1540

Таблица 97

Протокол испытания газовой системы Эрхард и Земер. Номинальная мощность (индикаторная) воздушного цилиндра $N_{\text{н}} = 3800$ л. с.

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула или способ измерения	Численное значение
1. Общие данные					
1	Доля номинальной нагрузки .	A	%	$\frac{N_{\text{и}}}{N_{\text{н}}} 100$	76
2	Индикаторная мощность воздушного цилиндра	$N_{\text{и}}$	л. с.	см. строку 13	2894
3	Число оборотов в минуту	n	об/мин.	Замерено тахометром	
4	Барометрическое давление	H	мм рт. ст.	Замерено барометром-анероидом	739
5	Температура газа, поступающего в машину	$t_{\text{г}}$	°C	Замерено ртутным термометром	35
6	Давление газа, поступающего в машину (относительное)	$h_{\text{г}}$	мм вод. ст.	Замерено U-образным манометром	145
7	Температура воздуха, поступающего в машину	$t_{\text{в}}$	°C	Замерено ртутным термометром	29
8	Давление наддувочного воздуха (относительное)	$h_{\text{н}}$	мм рт. ст.	Замерено U-образным манометром	213
9	Относительное давление воздушного дутья перед вентиляем . .	$h_{\text{г}}$	атм.	Замерено метадлич. манометром	1,09

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула или способ измерения	Численное значение
10	Производительность воздушного дутья при $t_n = 29^\circ\text{C}$ и $H = 760$ мм рт. ст.	V	$\text{м}^3/\text{мин}$	Из табл. 96	1540
	II. Эффективная и индикаторная работа				
11	Средние индикаторные давления:				
	Передний цилиндр { Передняя камера . .	p_i^I	$\left. \begin{array}{l} \\ \\ \\ \end{array} \right\} \text{кг/см}^2$	По индикаторной диаграмме	5,07
	{ Задняя камера . . .	p_i^{II}			5,06
	Задний цилиндр { Передняя камера . .	p_i^{III}			3,75
	{ Задняя камера . . .	p_i^{IV}			4,68
	Воздушный цилиндр { Передняя камера . .	p_{iB}^I			0,65
	{ Задняя камера . . .	p_{iB}^{II}			0,73
	Наддувочный компрессор { Передняя камера . .	p_{iK}^I			0,24
	{ Задняя камера . . .	p_{iK}^{II}			0,28
12	Индикаторная мощность рабочих цилиндров	N_i	л. с.	$\frac{\pi (D_u^3 - d_m^3) n S (p_i^I + p_i^{II} + p_i^{III} + p_i^{IV})}{4.60.75.2}$	3791

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула или способ измерения	Численное значение
13	Индикаторная мощность воздушного цилиндра	N_{iv}	л. с.	$\frac{\pi (D_v^2 - d_v^2) n S (p_{iv}^I + p_{iv}^{II})}{4.60.75}$	2894
14	Индикаторная мощность наддувочного компрессора	N_{in}	л. с.	$\frac{\pi S n \{ p_{in}^I (D_n^2 - d_n^2) + p_{in}^{II} D_n^2 \}}{4.60.75}$	176
15	Мощность изотермического сжатия воздушного дутья	$N_{из}$	л. с.	$\frac{10000 V \frac{H}{735} \ln \left(\frac{h_g + \frac{H}{735}}{\left(\frac{H}{735} \right)} \right)}{60.75}$	2530
16	Изотермический коэффициент полезного действия	$\eta_{из}$	%	$\frac{N_{из}}{N_{iv}} 100$	87,2
17	Механический коэффициент полезного действия двигателя	η_m	%	$\frac{N_{iv}}{N_i} 100$	76,3
18	Механический коэффициент полезного действия агрегата	η'_m	%	$\frac{N_{из}}{N_i} 100$	66,7
III. Топливо					
19	Низшая теплотворная способность доменного газа, отнесенная к 0°C и 760 мм рт. ст. для сухого газа	$H_{ос}$	кал/м³	По анализу газа	1029

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула или способ измерения	Численное значение
21	Расход доменного газа, отнесенный к 0°C и 760 мм рт. ст. для сухого газа	$V_{очо}$	м³/час	Замер с помощью диафрагмы	7300
22	Расход теплоты по нижней теплотворной способности газа на единицу работы				
	а) На изотерм. работу	$H_{из}$	кал/л. с. час	$\frac{H_{очо} \cdot V_{очо}}{N_{из}}$	2980
	б) На инд. работу воздухоподводящего цилиндра	$H_{ив}$	"	$\frac{H_{очо} \cdot V_{очо}}{N_{ив}}$	2600
	в) На инд. работу газомотора	H_i	"	$\frac{H_{очо} \cdot V_{очо}}{N_i}$	1980
	IV. Выхлопные газы				
23	Коэффициент избытка воздуха . .	α	отн. велич.	По анализу газов	2,25
24	Температура выхлопных газов в сборном коллекторе	t_y	°C	Замерено пирометром	587
25	Часовой объем выхлопных газов, отнесенный к 0°C и 760 мм рт. ст., считая водяной пар идеальным газом	V_y	м³/час	$V_{оч} \cdot \frac{200(1 + \alpha V_0) - C_0' - H_2'}{200 - CO' - H_2'}$	20180
	V. Охлаждающая вода				
	Измерения не производились				

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула или способ измерения	Численные значения
	VI. Тепловой баланс (отнесенный к 1 часу)				
26	Внесено низшей теплотворной способностью топлива	Q q	кал/час %/о	$\frac{H_{00} V_{000}}{\text{Принято за } 100\%}$	7 510 000 100
27	Полезно использовано (по индикаторной работе воздухоудного цилиндра)	Q_{Π} q_{Π}	кал/час %/о	$\frac{632 \cdot N_{I \cdot B}}{\frac{Q_{\Pi}}{Q} \cdot 100}$	1 820 000 24,8
28	Унесено выхлопными газами а) физическая теплота (избыточная)	$Q_{y \phi}$ $q_{y \phi}$	кал/час %/о	$V_y C_{py} t_y - V_{0y} C_{p0y} t_{0y} - \alpha V_0 V_{0y} C_{p0y} t_{0y}$ $\frac{Q_{y \phi}}{Q} 100$	390 000 51,9
	б) химическая теплота (неполное сгорание)	$Q_{y \kappa}$	кал/час	$V_y (30,4 \cdot CO'' + 85,6 CH_4'' + 25,8 H_2'')$	0,0
29	Остаток (потери с охлаждающей водой, лучеиспускание, вспомог. механизмы)	Q_0 q_0	кал/час %/о	$Q - (Q_{\Pi} + Q_{y \phi} + Q_{y \kappa})$ $\frac{Q_0}{Q} 100$	1 790 000 23,8

§ 93. Испытание парового котла на отходящих газах

Переходим к описанию результатов испытания парового котла на отходящих газах газомотора. Главные величины, характеризующие испытываемый котел, даны в таблице 98.

Таблица 98

Данные о паровом котле на отходящих газах

1. Тип котла—горизонтальный с дымогарными трубами.
2. Поверхность нагрева:
экономайзера — $H_{эк} = 116 \text{ м}^2$,
котла — $H_k = 240 \text{ м}^2$,
перегревателя — $H_n = 30 \text{ м}^2$.
Поверхность нагрева котла расположена в двух газоходах:
в первом газоходе $H_{k1} = 124 \text{ м}^2$,
во втором газоходе $H_{k2} = 116 \text{ м}^2$.
3. Главные размеры экономайзера:
диаметр барабана $D_{эк} = 1700 \text{ мм}$,
длина барабана и дымогарных трубок $L_{эк} = 4400 \text{ мм}$,
диаметр дымогарных трубок $d_{эк} \begin{cases} \text{нар. — 76 мм,} \\ \text{внутр. 70 мм,} \end{cases}$
количество трубок $n_{эк} = 102 \text{ шт.}$
4. Главные размеры котла:
диаметр барабана $D_k = 2460 \text{ мм}$,
длина барабана и дымогарных трубок $L_k = 4400 \text{ мм}$,
диаметр дымогарных трубок $d_k \begin{cases} \text{нар. — 76 мм,} \\ \text{внутр. 70 мм,} \end{cases}$
количество трубок $n_k = 207 \text{ шт.}$
(из них в первом газоходе 107 трубок, а во втором газоходе 100 трубок).
5. Главные размеры перегревателя:
диаметр барабана $D_n = 1200 \text{ мм}$,
длина барабана $L_n = 5400 \text{ мм}$,
длина паровых трубок $l_n 10\ 500 \text{ мм}$,
диаметр трубок внутр. $d_n = 50 \text{ мм}$,
количество трубок $n_n = 21 \text{ шт.}$

Расположение измерительных приборов схематически показано на фиг. 81 для газоходов, а на фиг. 82 — для водо- и паропроводов. Для определения количества отходящих газов одновременно с испытанием котла велись замеры на двигателе (газодинамо 3100 квт, фирмы Эрхард и Земер), а именно:

а) расход доменного газа с помощью диафрагмы,
б) анализ доменного и выхлопного газов для возможности подсчета α ,

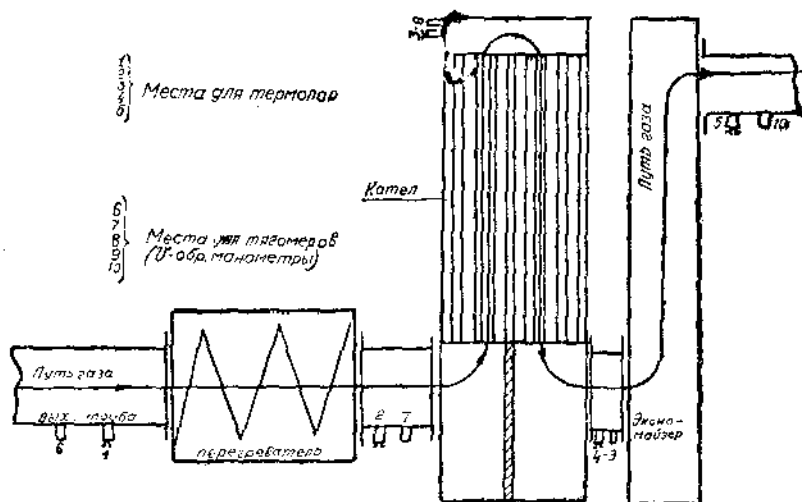
в) для контроля получаемых результатов замерялись также электрическая мощность и индикаторная мощность двигателя.

Выбор такого способа определения количества отходящих газов вызывался отсутствием подходящего места на выхлопном

трубопроводе для непосредственного измерения количества газа. Относительно некоторых измерений необходимо сделать следующие замечания.

Измерение температуры газов в месте 3 фиг. 81 (между первым и вторым газоходами котла) дало в некоторых испытаниях результат меньший, чем измерение температуры газов в месте 4 фиг. 81 (по выходе из котла). Это объясняется влиянием лучеиспускания от погруженной части термопары на металлическую стенку котла, имеющую температуру, почти равную температуре

Схема пути газа



Фиг. 81.

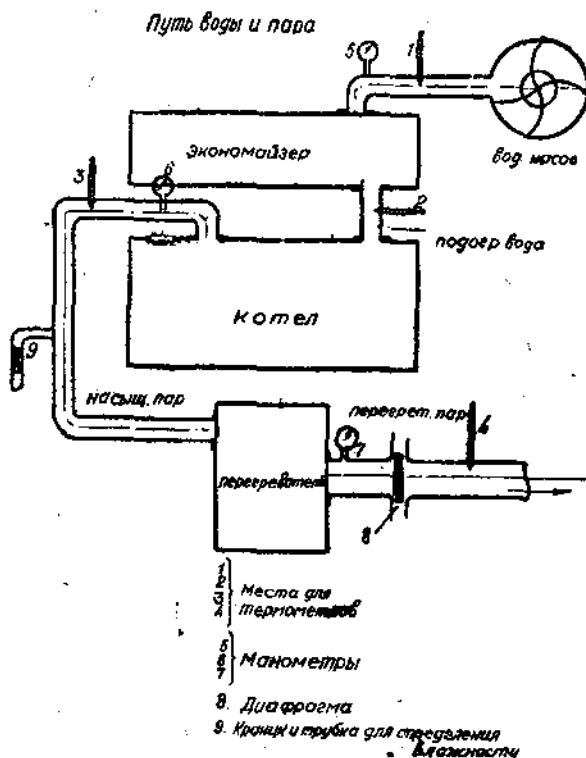
воды в котле. Соответствующее место показано на фиг. 83. Правильнее было бы поставить термопару в левом верхнем углу газовой коробки, чтобы уменьшить лучеиспускание на металлическую (сравнительно холодную) поверхность.

При измерении термопара была установлена горизонтально вдоль диаметра газовой коробки.

Места 1, 2, 4 фиг. 81 имеют внутреннюю кирпичную футеровку, что делает замеры температур вполне надежными. В месте 5 футеровки нет, а потому здесь возможна некоторая ошибка, которая однако не может быть значительной, так как температуры здесь уже невысоки.

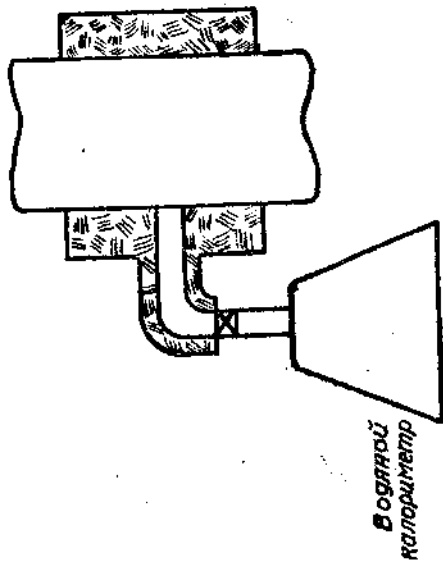
Влажность насыщенного пара замерялась водяным калориметром на вертикальном неизолированном участке паропровода

(фиг. 84); лишь около места отбора пара была специально устроена изоляция; трубка для отбора пара не входила внутрь паропровода, и это привело к тому, что конденсат, собирающийся на стенках, попадал в отводную трубку и замер влажности показал слишком большую величину—около 10—12%, что невозможно, судя по тепловому балансу котла и перегревателя. Поэтому в подочетах влажность совсем не учтена, что вполне допустимо, так как испытания другого котла такого же типа и размеров дали величину влажности не более 1%.

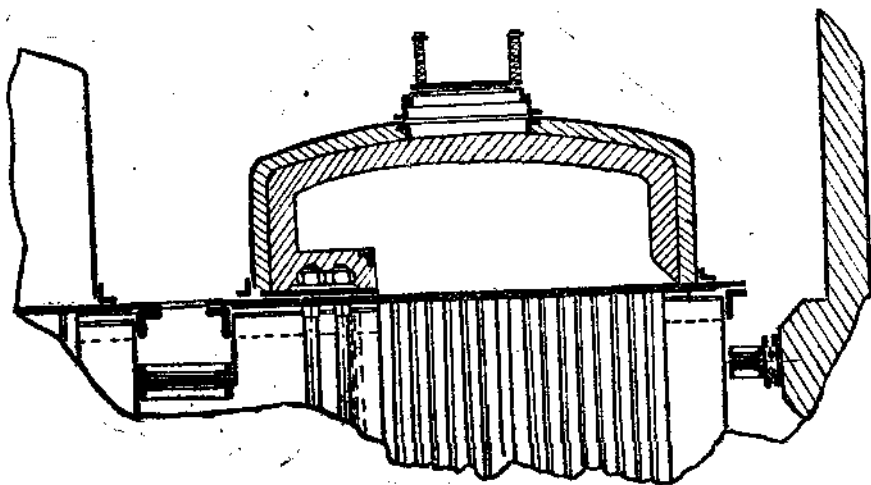


Особенностью испытываемой установки является отсутствие тепловой изоляции поверхности котла, экономайзера и паропровода, что вызывает увеличение против нормального положения потери тепла в окружающую среду (котел был только что пущен в эксплуатацию, и изоляцией его не успели покрыть). Остальные замеры и подсчеты не нуждаются в пояснениях, а потому результаты их даются непосредственно в таблице 89 для одного из испытаний котла.

Схема расположения калориметра
для определения влажности пара



Фиг. 84.



Фиг. 85.

Протокол испытания парового котла на отходящих газах газомотора

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение
	1. Данные о работе двигателя				
1	Мощность агрегата по электрическим приборам	$N_{эл}$	квт		2290
2	Доля номинальной нагрузки	A	%	$\frac{N_{эл}}{N_{эл. ном}} 100$	76
	Индикаторная мощность двигателя . .	N_i	л. с.		4400
	Низшая теплотворная способность сухого доменного газа, отнесенная к 0°C и 760 мм рт. ст . . .	$H_{ос}$	кал/м³	По анализу газа	985
5	Расход сухого газа, отнесенный к 0°C и 760 мм рт. ст . . .	$V_{очс}$	м³/час	Замерено с помощью диафрагмы	12120
6	Расход влажного доменного газа, отнесенный к 0°C и 760 мм рт. ст . . .	$V_{оч}$	м³/час	Замерено с помощью диафрагмы	13250
7	Коэффициент избытка воздуха	α	относ. велич.	По анализу газов	1,7
8	Объем выхлопных газов, отнесенный к 0°C и 760 мм рт. ст., считая водяной пар идеальным газом (условно)	V_y	м³/час	$V_{оч} \frac{200(1+\alpha V_0) - CO' - H'_2}{200 - CO'' - H_2''}$	28 930
9	Температура выхлопных газов в сборном коллекторе	t_y	°0	Замерено пирометром	620
10	Расход тепла (по низшей теплотворной способности доменного газа) на 1 квт. час эл. работы . . .	$H_{эл}$	кал./квт. час	$\frac{H_{ос} V_{очс}}{N_{эл}}$	5210

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение
11	Расход тепла (по нижней теплотворной способности домен. газа) на 1 инд. л. с. час	H_i	кал/силло час	$\frac{H_{oc} \cdot V_{oc}}{N_i}$	2710
12	Продолжительность испытания	Δh	час		4,16
II. Общие данные					
13	Барометрическое давление	H	мм рт. ст.		735
14	Температура воздуха в котельном помещении	t_0	°C		30
III. Температуры в газоходах					
15	Температура перед перегревателем	t_1	°C	Замерено термоэлектрическим пирометром	620
16	Температура после перегревателя	t_2	°C	"	542
17	Температура после первого газохода котла		°C	"	307
18	Температура после второго газохода котла	t_3	°C	"	280
19	Температура после экономайзера	t	°C	"	205
20	Средние теплоемкости газов от 0°C до $t^\circ\text{C}$ при постоянном давлении на 1 м³ при 0°C и 760 мм рт. ст.		кДж/м³ (°C)		
	а) при $t=t_1$	C_{p1}	"		0,338
	б) при $t=t_2$	C_{p2}	"		0,337
	в) при $t=t_3$	C_{p3}	"		0,331
	г) при $t=t_4$	C_{p4}	"		0,330

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение
IV. Относительные давления в газоходах					
21	Перед перегревателем	h_1	мм рт. ст.	Замерено U-образным манометром	1341
22	После перегревателя	h_2	"	"	377
23	После первого газохода котла	h_1'	"	"	215
24	После второго газохода котла	h_2	"	"	94
25	После экономайзера	h_4	"	"	-90
V. Измерения на водо- и паропроводах					
26	Давление в питательной магистрали . .	P_1	атм. раб.	Металлич. манометр	15,8
27	Давление в котле . .	P_2	"		15,1
28	Давление пара после перегревателя . . .	P_4	"		14,3
29	Температура питат. воды перед экономайзером	t_1	°C	Замер. ртутн. термометром (с поправкой на температуру выступающего столбика)	37
30	Температура воды после экономайзера	t_2	"	"	179
31	Температура пара после котла	t_3	"	"	202
32	Температура перегретого пара	t_4	"	"	436
33	Влажность пара из котла	a	отн. вел.	Принято	0
34	Теплосодержание на 1 кг				
	а) Воды питательной	λ_1	кал/кг	$C_m t_1$ (ст. из табл. 100)	37
	б) Воды после экономайзера	λ_2	"	$C_m t_2$	181

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение
	в) Пара из котла (при 16,1 атм. абс.) . . .	λ_3	кал/кг	$a\lambda + (1-a)(\lambda + \tau)$ (λ и τ из табл. 63)	668
	г) Перегретого пара	λ_4	"	$\lambda + \tau + c_{pm}(\tau_4 - \tau_3)$ (c_{pm} из таблицы 101)	795
35	Выработано пара . .	D	кг/час	Замерено с помощью острой диафрагмы	4520
	VI. Тепловой баланс				
36	Внесено выхлопными газами	$Q_{yк}$ $q_{yк}$	кал/час %	$V_y (C_{p1}t_1 - C_{p2}t_0)$ принято за 100%	5 770 000 100
37	Полезно использовано в перегревателе . .	Q_1 q_1	кал/час %	$D(\lambda_4 - \lambda_3)$ $\frac{Q_1}{Q_{yк}} 100$	570 000 9,9
38	Полезно использовано в котле	Q_2 q_2	кал/час %	$D(\lambda_3 - \lambda_2)$ $\frac{Q_2}{Q_{yк}} 100$	2 200 000 38,2
39	Полезно использовано в экономайзере . .	Q_3 q_3	кал/час %	$D(\lambda_2 - \lambda_1)$ $\frac{Q_3}{Q_{yк}} 100$	650 000 11,3
40	Всего полезно использовано	Q_{1+2} q_{1+2}	кал/час %	$Q_1 + Q_2 + Q_3$ $\frac{Q_{1+2}}{Q_{yк}} 100$	3 420 000 59,4
41	Потеряно в окружающую среду в перегревателе	Q_1' q_1'	кал/час %	$V_y (C_{p1}t_1 - C_{p2}t_2) - Q_2$ $\frac{Q_1}{Q_{yк}} 100$	210 000 3,6
42	Потеряно в окружающую среду в котле	Q_2' q_2'	кал/час %	$V_y (C_{p2}t_2 - C_{p3}t_3) - Q_2$ $\frac{Q_2'}{Q_{yк}} 100$	400 000 6,9

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение
43	Потери в окружающую среду в экономайзере	$Q_{з'}$	кал/час	$V_y (C_{p3}t_3 - C_{p4}t_4) - Q_3$	70 000
		$q_{з'}$	%	$\frac{Q_{з'}}{Q_{ук}} 100$	1,2
44	Всего потеряно в окружающую среду . .	Q'_{123}	кал/час	$Q'_1 + Q'_2 - Q'_3$	680 000
		q'_{123}	%	$\frac{Q'_{123}}{Q'_{ук}} 100$	11,7
45	Унесено отходящими газами в атмосферу	Q_4	кал/час	$V_y C_{p4} (t_4 - t_0)$	1 670 000
		q_4	%	$\frac{Q_4}{Q_{ук}} 100$	28,9
46	Полезно использовано в котельной установке по отношению к теплоте доменного газа	η_k	%	$\frac{Q_{123}}{H_{ос} V_{очо}} 100$	28,7

В следующих таблицах 100 и 101 даны величины, необходимые для вычисления теплосодержания воды и перегретого водяного пара (для насыщенного водяного пара см. табл. 63).

Таблица 100

Средние теплоемкости воды от 0°C до t°C

t°C	C_m кал/кг—°C	t°C	C_m кал/кг—°C	
20	1,0010	180	1,0113	Таблица взята из книги "Теплотехник" 1928, т. 1, стр. 8.
40	0,9973	200	1,0155	
60	0,9976	220	1,0203	
80	0,9985	240	1,0256	
100	1,0000	260	1,0315	
120	1,0020	280	1,0360	
140	1,0046	300	1,0449	
160	1,0077			

Средние теплоемкости перегретого пара от $t_0^{\circ}\text{C}$ (температура кипения) до $t^{\circ}\text{C}$ (температура перегретого пара) при постоянном давлении на 1 кг

Температура пара $^{\circ}\text{C}$	Давление абсолютное									
	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18
	Температура насыщенного пара t_s									
	99,1	119,6	142,9	158,1	169,6	179,1	187,1	194,1	200,4	206,1
t_s	0,486	0,499	0,525	0,551	0,578	0,605	0,633	0,663	0,694	0,726
120	0,481	—	—	—	—	—	—	—	—	—
140	0,478	0,494	—	—	—	—	—	—	—	—
160	0,476	0,490	0,517	—	—	—	—	—	—	—
180	0,474	0,487	0,512	0,538	0,569	—	—	—	—	—
200	0,473	0,485	0,507	0,530	0,556	0,581	0,615	0,653	—	—
220	0,473	0,483	0,503	0,524	0,546	0,570	0,596	0,625	0,657	0,692
240	0,472	0,482	0,500	0,519	0,539	0,559	0,581	0,605	0,631	0,659
260	0,472	0,481	0,497	0,515	0,533	0,551	0,570	0,596	0,611	0,635
280	0,473	0,480	0,496	0,512	0,527	0,544	0,562	0,579	0,579	0,617
300	0,473	0,480	0,495	0,510	0,524	0,539	0,555	0,570	0,585	0,603
320	0,473	0,480	0,494	0,508	0,521	0,535	0,548	0,563	0,577	0,592
340	0,474	0,481	0,493	0,507	0,518	0,532	0,545	0,557	0,57	0,583
360	0,474	0,481	0,494	0,506	0,516	0,529	0,540	0,552	0,565	0,576
380	0,475	0,482	0,494	0,505	0,515	0,527	0,538	0,548	0,560	0,570
400	—	0,483	0,494	0,505	0,514	—	—	—	—	—
450	—	0,485	0,495	0,505	0,513	—	—	—	—	—
500	—	0,487	0,497	0,505	0,513	—	—	—	—	—
550	—	0,490	0,499	0,506	0,513	—	—	—	—	—

§ 94. Определение коэффициентов теплопередачи в котельной установке и их анализ

Имея приведенные выше данные о работе котельной установки мы можем исследовать ее работу более подробно с целью получения важных для практики результатов. Сюда относится определение численных значений коэффициентов теплопередачи и их оценка, а также определение и оценка потерь давления газов в дымоходах. Для определения коэффициента теплопередачи служит, как известно, формула (см., например, Меркель: „Основы теплопередачи“, 1929, стр. 301 и след.).

$$k = \frac{Q}{F \Delta t_m} \quad (1)$$

¹ Из книги Радциг: „Формулы, таблицы и диаграммы для водяного пара“. 1931.

где Q — количество теплоты в кал, переданное через данную поверхность.

F — площадь поверхности в м^2 .

Z — продолжительность перехода Q кал через $F \text{ м}^2$ в часах.

Δ_m — средняя разность температур между жидкостями по одну и по другую стороны поверхности в $^{\circ}\text{C}$;

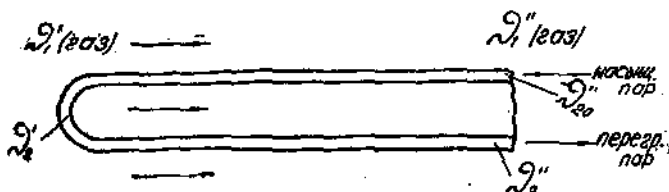
Средняя разность температур определяется формулой:

$$\Delta_m = \frac{\Delta' - \Delta''}{\ln \frac{\Delta'}{\Delta''}}, \quad (2)$$

где

$$\Delta' = \vartheta_1' - \vartheta_2';$$

$$\Delta'' = \vartheta_1'' - \vartheta_2'';$$



Фиг. 85.

ϑ_1' — температура газа в начале газохода в $^{\circ}\text{C}$;

ϑ_1'' — то же в конце газохода в $^{\circ}\text{C}$;

ϑ_2' — температура нагреваемой жидкости или пара в том же месте поверхности нагрева, где берется ϑ_1' ;

ϑ_2'' — температура нагреваемой жидкости или пара в том же месте поверхности, где берется ϑ_1'' (фиг. 85).

Схема движения газа и пара в переносчике и распределение температур показана на фиг. 85. Если определять Δ_m по формуле (2), то необходимо разделить поверхность нагрева на две части, причем в одной части будет иметь место противоток, а в другой части параллельный ток; границей между этими частями является место паровой трубки с температурой пара ϑ_2' ; тогда средняя разность температур в первой части

$$\Delta_{m1} = \frac{(\vartheta_1' - \vartheta_2') - (\vartheta_1'' - \vartheta_{20}'')}{\ln \frac{\vartheta_1' - \vartheta_2'}{\vartheta_1'' - \vartheta_{20}''}},$$

а для второй части

$$\Delta_{m2} = \frac{(\vartheta_1' - \vartheta_2') - (\vartheta_1'' - \vartheta_2'')}{\ln \frac{\vartheta_1' - \vartheta_2'}{\vartheta_1'' - \vartheta_2''}}.$$

Можно принять, что коэффициент теплопередачи в обеих частях поверхности нагрева будет одинаков; тогда при $Z=1$ часу

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= kF_1\Delta_{m1} \\ Q_2 &= kF_2\Delta_{m2} \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

но

$$Q_1 + Q_2 = Q = D(\lambda_4 - \lambda_3),$$

где D, λ_4 и λ_3 — из таблицы 94.

Поэтому

$$Q = k(F_1\Delta_{m1} + F_2\Delta_{m2}),$$

откуда может быть определено k , если известны Δ_{m1} и Δ_{m2} ; для определения этих двух величин мы имеем полученные измерением величины ϑ_1' ; ϑ_1'' ; ϑ_2'' ; ϑ_{20}'' ; кроме того, необходимо вычислить ϑ_2' ; для этого могут быть использованы уравнения (3), в которых следует выразить Q_1 и Q_2 через величины, относящиеся к пару

$$Q_1 = D(\lambda_4 - \lambda')$$

$$Q_2 = D(\lambda' - \lambda_3).$$

Разделив первое из уравнений (3) на второе, получим уравнение для определения ϑ_2'

$$\frac{\lambda_4 - \lambda'}{\lambda' - \lambda_3} = \frac{F_1\Delta_{m1}}{F_2\Delta_{m2}},$$

где λ' — теплосодержание 1 кг пара при температуре ϑ_2' °C.

В виду сложности изложенного метода и некоторой произвольности допущения об одинаковости коэффициентов теплопередачи для обеих частей поверхности нагрева, целесообразно воспользоваться определением k по более простому методу, поставив в уравнение (1) не среднюю логарифмическую, а среднюю арифметическую разность температур и притом не отдельно для каждой из двух частей поверхности нагрева, а сразу для всей поверхности:

$$\Delta_m = \frac{\vartheta_1' + \vartheta_1''}{2} - \frac{\vartheta_2'' + \vartheta_{20}''}{2}. \quad (4)$$

В обозначениях, принятых в таблице 99, имеем:

$$\vartheta_1' = t_1$$

$$\vartheta_1'' = t_2$$

$$\vartheta_2'' = \tau_3$$

$$\vartheta_{20}'' = \tau_4,$$

значит, окончательно

$$k_n = \frac{D(\lambda_4 - \lambda_3) \cdot 2}{F(t_1 + t_2 - \tau_3 - \tau_4)}. \quad (5)$$

По этой формуле обычно и определяется коэффициент теплопередачи в перегревателях.

Процесс теплопередачи в котле происходит при постоянной температуре с одной стороны поверхности нагрева, что дает возможность определять k по средней логарифмической разности температур, несмотря на трудность определения направления тока жидкости внутри котла. Поэтому

$$k_k = \frac{V_g (C_{p2} t_2 - C_{p3} t_3)}{F (t_2 - t_3)} \ln \frac{t_2 - \tau_3}{t_3 - \tau_3}. \quad (6)$$

Если воспользоваться средней арифметической разностью температур, то получится приближенная формула:

$$k_k' = \frac{V_g (C_{p2} t_2 - C_{p3} t_3) 2}{F (t_2 + t_3 - 2 \tau_3)}. \quad (7)$$

Наконец для экономайзера, в виду невозможности точно установить направление тока воды вдоль всей длины дымогарных трубок, определение средней разности температур приходится производить, как средней арифметической разности.

Поэтому для экономайзера:

$$k_e = \frac{V_g (C_{p3} t_3 - C_{p4} t_4) \cdot 2}{F (t_3 + t_4 - \tau_1 - \tau_2)}. \quad (8)$$

В построении формул 5, 6, 7 и 8 следует обратить внимание на то обстоятельство, что в формуле (5) для перегревателя количество теплоты, прошедшей через поверхность нагрева, определяется по величинам, относящимся к пару, а в остальных формулах по величинам, относящимся к газу. Это обусловлено тем, что в перегревателе теплота, теряемая отдачей в окружающую среду, отнимается непосредственно от газа; так как наружные стенки корпуса перегревателя омываются газом, а в котле и в экономайзере теплота, теряемая в окружающую среду, отнимается от воды и насыщенного водяного пара, пройдя предварительно через поверхность нагрева от газа к воде. В случае испытания, данные которого приведены в таблице 99, значения коэффициентов теплопередачи получаются следующими:

$$\text{по формуле (5) } k_n = \frac{4520 \cdot (795 - 668) \cdot 2}{30 \cdot (620 + 542 - 202 - 436)} = 73 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C},$$

$$\text{по формуле (6) } k_k = \frac{28\,930 \cdot (0,337 \cdot 542 - 0,331 \cdot 280)}{240 (542 - 280)} \ln \frac{542 - 202}{280 - 202} = 60 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}.$$

$$\text{по формуле (7) } k_k' = \frac{28\,930 (0,337 \cdot 542 - 0,331 \cdot 280) 2}{240 (542 + 280 - 2 \cdot 202)} = 52 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}.$$

$$\text{по формуле (8) } k_a = \frac{28\,930(0,331 \cdot 280 - 0,330 \cdot 205) \cdot 2}{116 \cdot (280 + 205 - 37 - 179)} = \\ = 46 \text{ кал/м}^2 \text{ — час — } ^\circ\text{C}.$$

Коэффициенты теплопередачи находятся в зависимости от скорости движения газа (не касаемся здесь влияния других факторов). Для определения скоростей газа в различных частях котла необходимо знать следующие величины (см. таблицу 102).

а) Живое сечение газоходов, которое определяется для перегревателя, как площадь круглого сечения диаметром в 800 мм, стесненного паровыми трубками, а для котла и для экономайзера — как суммарная площадь дымогарных труб. Для котла определяем величины средние для первого и для второго газоходов:

б) Средние значения давлений газа для каждого из газоходов, определяемые по данным строк 13, 21, 22, 24, 25 таблицы 94. Так, например, для перегревателя среднее абсолютное давление

$$H_n = H + \frac{h_1 + h_2}{2 \cdot 13,6} = 735 + \frac{1341 + 377}{2 \cdot 13,6} = 798 \text{ мм рт. ст.}$$

в) Средние значения температур газа для каждого из газоходов, определяемые по данным строк 15, 16, 18 и 19 таблицы 94. Например, для перегревателя

$$t_n = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{620 + 542}{2} = 581 ^\circ\text{C}.$$

г) Средние значения объемов газа для каждого из газоходов, определяемые по средним значениям давлений и температур; для перегревателя имеем

$$V_n = V \cdot \frac{760}{H_n} \cdot \frac{t_n + 273}{273} = 28930 \cdot \frac{760}{798} \cdot \frac{581 + 273}{273} \approx 86\,000 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Средняя скорость газа по газоходу определится делением объема газа на живое сечение; результаты даны в таблице 102.

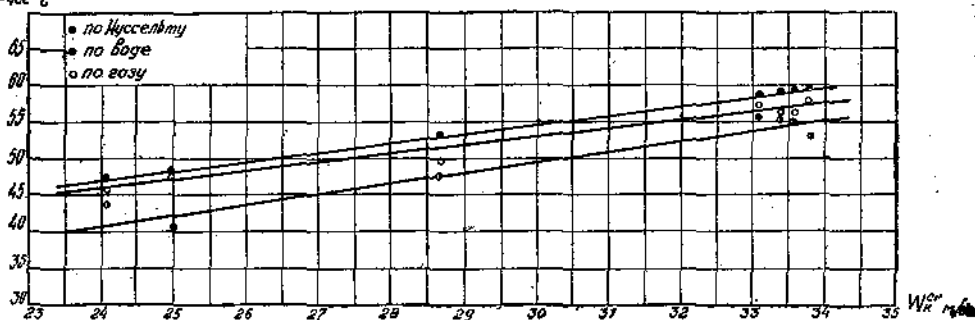
Таблица 102

Определение скоростей газа в газоходах

Название	Единица измерения	Перегре-ватель	Котел	Экономай-зер
Живое сечение	м ²	0,42	0,40	0,38
Среднее давление(абсолютное)	мм рт. ст.	798	752	737
Средняя температура	°C	581	441	242
Средний объем	м ³ /час	86 000	78 200	55 400
Средняя скорость	м/сек	56	51	40

Если произвести сравнение коэффициентов теплопередачи полученных из опыта со значениями их, подсчитанными или замеренными для совершенно чистых поверхностей нагрева при прочих равных условиях, то можно сделать заключение о степени загрязнения поверхности нагрева, не прибегая к осмотру ее, что было бы связано с остановкой работы котельной установки.

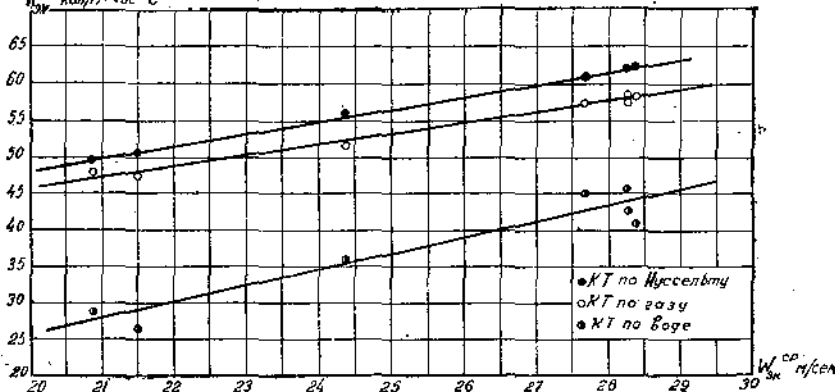
$K_{\text{н}}/\text{м}^2\text{час}^\circ\text{C}$



Фиг. 86.

Для иллюстрации приводим кривые изменения коэффициентов теплопередачи в зависимости от скорости газа, полученные при испытании такой же котельной установки, как выше описанная

$K_{\text{н}}/\text{м}^2\text{час}^\circ\text{C}$



Фиг. 87.

(но с выключенным перегревателем): на фиг. 86 — для котла и на фиг. 87 — для экономайзера.

Кривые фиг. 86 и 87 взяты из результатов испытаний, произведенных бригадой Всесоюзного теплотехнического института им. Дзержинского во время ведения работ совместно с Украинским научно-исследовательским институтом двигателей внутрен-

него сгорания, по выявлению наилучшего типа двигателя для металлургических заводов Урало-Кузнецкого комбината.

Необходимо указать, что численные результаты фиг. 86 и 87 не сравнимы с данными, полученными из описываемого нами испытания, так как при составлении фиг. 86 и 87 численные значения скоростей вычислены с преуменьшением против их действительных значений. На фиг. 86 и 87 даны, кроме коэффициентов теплопередачи, вычисленных по газу (что совпадает с принятыми выше методами), также коэффициенты теплопередачи, вычисленные по воде (что имеет лишь условное значение), и коэффициенты, полученные теоретическим путем (по Нуссельту).

Расстояние между кривой коэффициентов теплопередачи по газу и кривой теоретических коэффициентов теплопередачи характеризует степень загрязнения поверхности нагрева, а расстояние между кривыми коэффициентов теплопередачи по газу и по воде характеризует относительную величину потерь в окружающую среду.

§ 95. Определение и анализ потерь давления газов в котельной установке

Как мы уже видели из § 94, о состоянии поверхностей нагрева можно судить по данным для коэффициента теплопередачи; но при этом невозможно установить, за счет чего произошло загрязнение поверхности нагрева — за счет ли заноса пылью газовых выходов или за счет отложения налета с внутренней стороны поверхности нагрева.

Состояние поверхности нагрева со стороны газов можно охарактеризовать отдельно, изучая для этого падение давления газов вдоль газовых выходов в зависимости от скорости и удельного веса газов. Поскольку температура выхлопных газов газомотора сравнительно мало меняется при изменении нагрузки в довольно широких пределах и поскольку работа котельной установки происходит обычно при давлениях и температурах пара, изменяющихся лишь незначительно, то скорость газа в газовых выходах определяет паропроизводительность котельной установки. Эта величина (паропроизводительность) легче определяется в эксплуатационных условиях, чем скорость газа, а потому практически удобнее (хотя теоретически это не точно) выражать потерю давления газа в зависимости от паропроизводительности, а не от скорости газа. Разумеется, такой метод годится для сравнения между собой потерь давления лишь совершенно одинаковых установок; сравнение установок различного типа или размеров возможно в смысле потерь давления лишь при одинаковых скоростях и удельных весах газов.

Не останавливаясь здесь на уточненной теории этого вопроса, что не входит в число задач, поставленных настоящей работой, дадим лишь некоторые опытные данные о потерях давления в зависимости от производительности котельной установки. Для

Потери давления газов в зависимости от нагрузки котельной установки

№ по пор.	Название	Обозначение	Единица измерения	Формула	Численное значение		
					Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3
1	Выработано пара . . .	D	кг/час	Из протокола испытаний	4524	4197	2499
2	Получено одним кг пара	.					
	а) в экономайзере .	$\lambda_э$	кал/кг	Из прот. испыт.	144	144	143
	б) в котле	λ_k	"	" "	488	486	493
	в) в перегревателе	$\lambda_{п}$	"	" "	127	135	130
	г) всего	λ_{yc}	"	$\lambda_э + \lambda_k + \lambda_{п}$	759	765	766
3	Выработка пара в условных единицах .	$\underline{D}_{yc}$	кг/час	$D \frac{\lambda_{yc}}{640}$	5370	5020	2980
4	Видимое паронапряжение котла . . .	d_k	кг/час-м ²	$\frac{D}{H_k}$	18,8	17,5	10,4
5	Приведенное паронапряжение котла . .	d_{k}^{yc}	кг/час-м ²	$\frac{D_{yc}}{H_k}$	22,8	20,9	12,4
6	Приведенное паронапряжение котла без учета теплоты перегрева	$d_{кн}^{yc}$	кг/час-м ²	$\frac{D_{yc} \frac{\lambda_э + \lambda_{п}}{\lambda_{yc}}}{H_k}$	18,6	17,2	10,3
7	Относительные давления газа в газоходах:						
	а) до перегревателя	h_1	мм вод. ст	Из протокола испытания	1341	1148	797
	б) после перегревателя	h_2	"	" "	377	355	222
	в) после первого газохода котла . . .	h_2^1	"	" "	215	201	168
	г) после второго газохода котла . . .	h_3	"	" "	94	86	78
	д) После экономайзера	h_4	"	" "	-30	-10	-18

этого в таблице 108 использованы, кроме данных таблицы 99, данные двух других испытаний той же котельной установки.

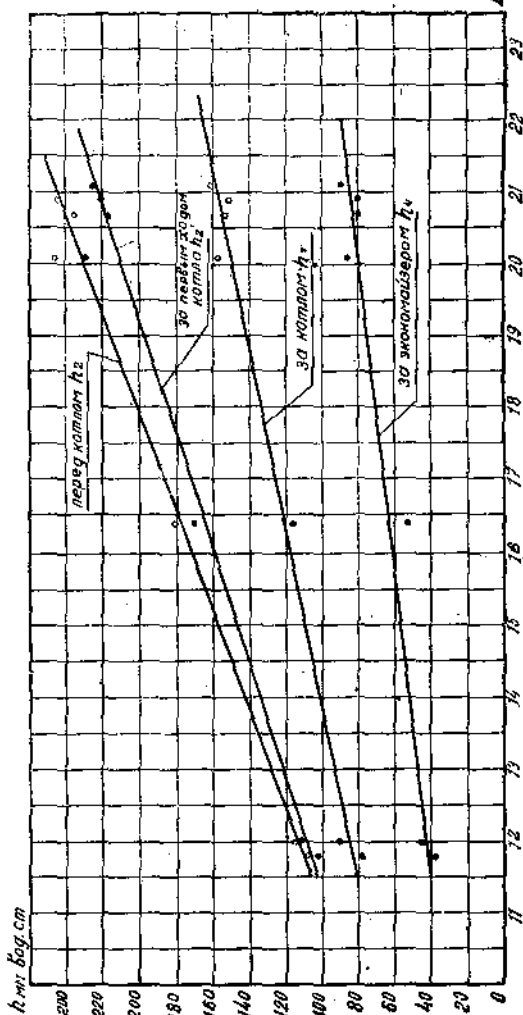
Из таблицы 103 видна зависимость потери давления газа от нагрузки котельной установки. Аналогичные результаты даны на фиг. 88 для такой же котельной установки без перегревателя на основании испытания, произведенного

бригадой Всесоюзного теплотехнического института. Если сравнить данные о потерях давления, полученные при испытании, с данными, полученными теоретическим путем для случая чистых поверхностей, и с данными, полученными опытом для случая чистых поверхностей, то можно сделать заключение о состоянии поверхности нагрева со стороны газов в смысле заноса пыли.

Сопоставление этих выводов с теми выводами, которые получаются в результате изучения коэффициентов теплопередачи, дает ценные для эксплуатации указания.

§ 96. Зависимость коэффициента полезного действия котельной установки от паронапряжения поверхности нагрева

Коэффициент полезного действия котельной установки зависит от паронапряжения поверхности нагрева, уменьшаясь вместе с уменьшением паронапряжения, что видно, например, из диаграммы на фиг. 89, заимствованной из результатов испытания котельной установки без перегревателя, произведенного Всесоюзным теплотехническим институтом.



Фиг. 88.

Указанная зависимость объясняется следующим:

а) если паронапряжение уменьшается вследствие уменьшения потребления пара при постоянной нагрузке газомотора, то повышается температура газов, уходящих из котельной установки, что и определяет понижение коэффициента полезного действия;

б) если паронапряжение уменьшается вследствие понижения нагрузки газомотора, то температура газов, поступающих в установку, уменьшается и притом значительно быстрее, чем уменьшается температура газов, уходящих из котельной установки. Именно этой причиной (уменьшением нагрузки газомотора) объяснялось уменьшение паронапряжения в опытах, давших кривую фиг. 89.

К этим же опытам относятся кривые на фиг. 90, показывающие зависимость паронапряжения и t_4 °C от t_2 °C.

Таким образом выгодно в тепловом отношении повышать паронапряжение котла на отходящих газах в отличие от обычных котлов, в которых лучший тепловой эффект получается при меньшей паропроизводительности при прочих равных условиях и при условии, что потери в окружающую среду не слишком велики.

§ 97. Испытание двухтактного газомотора, приводящего в действие прокатный стан

Перейдем к описанию результатов испытаний еще одного типа газомоторной установки—двухтактного газомотора, приводящего в действие прокатный стан.

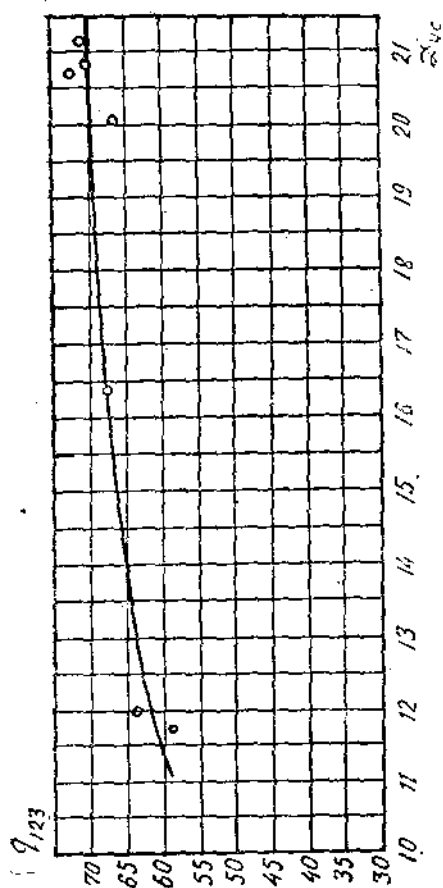
Характеристика машины дана в таблице 101.

Таблица 101

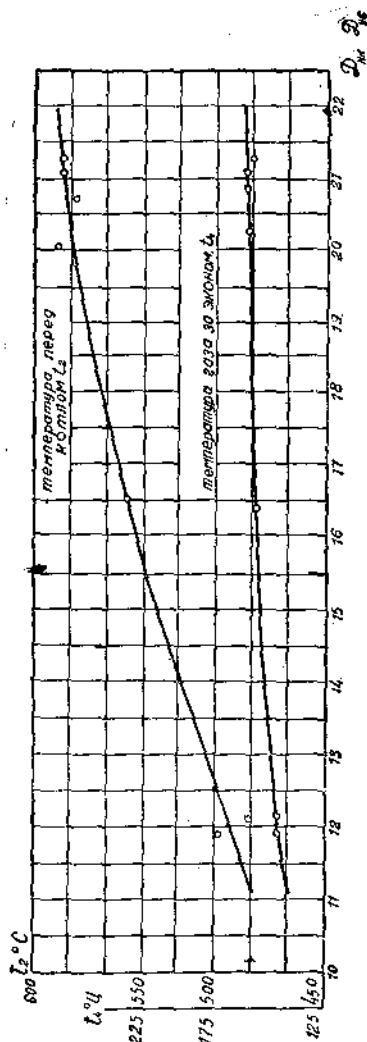
Данные, характеризующие испытываемый газомотор, приводящий в действие прокатный стан

1. Фирма—бр. Клейн.
2. Тип машины—двухтактная, тандем, двойного действия.
3. Номинальная индикаторная мощность 2000 л. с.
4. Число оборотов в минуту— $n=75$.
5. Диаметр цилиндра— $D=950$ мм.
6. Диаметр штока— $d=210$ мм.
7. Ход поршня— $S=1300$ мм.
8. Маховик—диаметр—10 м; вес около 60 т.
9. Продувочный воздушный насос:
 - а) привод—от коренного вала двигателя,
 - б) число насосов—2,
 - в) диаметр цилиндра—940 мм,
 - г) диаметр штока—120 мм,
 - д) ход поршня—1100 мм.
10. Продувочный газовый насос:
 - а) привод—от коренного вала двигателя,
 - б) число насосов—2,
 - в) диаметр цилиндра—1050 мм,
 - г) диаметр штока—120 мм,
 - д) ход поршня—1100 мм.

Схема соединения газомотора с прокатными станами показана на фиг. 91. Из этой фигуры видно, что газомотор соединен с двумя прокатными станами, причем, когда работает броневой стан (прокатывающий листовую броневую сталь), то универсальный стан совсем выключается, а при работе универсального



Фиг. 89.

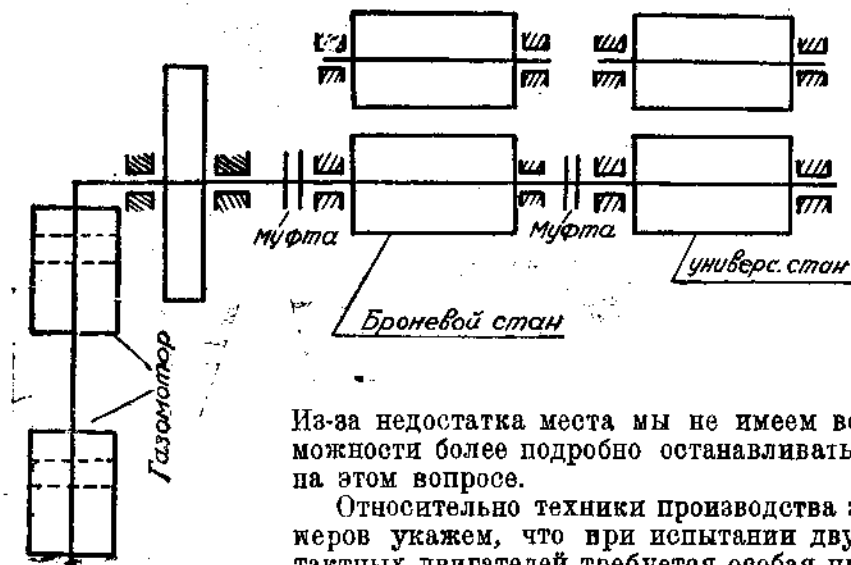


Фиг. 90.

ст ана(прокатывающего полосовое железо различных профилей) броневой стан вращается в холостую.

В таблице 105 дана запись режима прокатки в течение одного из испытаний газомотора с броневым станом, а в таблице 106 даны главные результаты испытания.

Среди данных таблицы 106 обращает на себя внимание громадная величина потерь от неполноты сгорания, объясняющаяся, как переменным режимом работы двигателя, так и (главным образом) совершенно неотрегулированностью двигателя, который не испытывался со времени его установки до момента испытания, приведенного в таблицах 105 и 106, то-есть около двадцати лет, в течение которых в двигателе производились многочисленные переделки и капитальные ремонты. Поэтому потери от неполного сгорания могли бы быть устранены почти полностью путем регулировки двигателя с целью устранения потерь газа при продувке.



Фиг. 91.

Из-за недостатка места мы не имеем возможности более подробно останавливаться на этом вопросе.

Относительно техники производства замеров укажем, что при испытании двухтактных двигателей требуется особая предусмотрительность при замере температур уходящих газов и при их анализе, причем в еще большей степени, чем при испытании

четырёхтактного двигателя с продувкой (что подробно рассмотрено было выше), так как в двухтактном двигателе с плохо отрегулированной продувкой искажение результатов двух указанных замеров производится не только воздухом, но и газом, теряемым при продувке в выхлопную трубу.

Для оценки работы агрегата в различных условиях производства в таблице 107 дана сводка характерных показателей для пяти испытаний.

Из таблицы 107 видно, что расход индикаторной работы на единицу веса болванки растет при увеличении вытяжки (отношение сечений болванки к сечению готового продукта), а также при относительном увеличении продолжительности холостого хода в общей продолжительности испытания.

Расход тепла на индикаторную работу практически можно считать постоянным для различных режимов прокатки. В общем расходе тепла 45 % относятся за счет потерь несгоревшего газа в выпускную трубу.

Следовательно при условии приведения в порядок регулировки машины расход тепла снизился бы с 4700 до 2600 кал на 1 инд. л. с. в час, что все же больше, чем в современных машинах.

Таблица 105

Режим прокатки (при работе бронзового стана)

№ по порядку	Начало прокатки	Конец прокатки	Размеры болванки, поступившей в стан мм	Вес болванки кг	Размеры готового материала мм	Число пропусков между валками	Примечание
	час.	мин.					
1	6—44	6—52	1400×927×325	2288	4600×1850×26,1	48	Знак ? обозначает, что длина болванки точно неизвестна
2	7—01	7—08	?×927×325	2174	11000×1200×16,1	39	
3	7—09	7—14	1300×849×298	1640	5760×1790×15,7	35	
4	7—16	7—21	849×298	1528	4600×1620×17,8	31	
5	7—23	7—31	1500×1005×352	2270	4600×1850×26,1	37	
6	7—38	7—44	1300×849×298	1600	4600×1680×18,3	35	
7	7—45	7—54	1400×927×325	1900	8580×1325×16,2	35	
8	8—00	8—07	1250×700×300	1360	3200×2050×20,1	33	
9	8—08	8—17	?×700×300	1380	3210×2030×20,2	33	
10	8—18	8—23	?×700×300	1400	3180×2050×20,4	35	
11	8—24	8—29	?×700×300	1400	3200×2060×20,4	33	
12	8—30	8—39	?×700×300	1355	3150×2070×20,0	33	
13	8—40	8—49	1400×927×325	1940	5580×2100×16,0	37	

Всего за 2 часа 05 минут 22235 кг болванки

Главные величины из протокола испытания двухтактного газомотора с прокатным станом

№ по порядку	Название	Обозначение	Единица измерения	Численное значение
1	Доля номинальной нагрузки по индикаторной мощности	A	%	83
2	Продолжительность испытания . .	Δt	час	2,1
3	Число оборотов в минуту	n	об/мин	69
4	Среднее индикаторное давление:			
	Передний цилиндр { Передняя камера . . .	P_i^I	кг/см ²	3,73
	{ Задняя камера	P_i^{II}	"	3,31
	Задний цилиндр { Передняя камера . . .	P_i^{III}	"	2,83
	{ Задняя камера	P_i^{IV}	"	2,89
	Воздушный насос переднего цилиндра { Передняя камера . . .	$P_{iв}^I$	"	0,32
	{ Задняя камера	$P_{iв}^{II}$	"	0,33
	Воздушн. насос заднего цилиндра { Передняя камера . . .	$P_{iв}^{III}$	"	0,35
	{ Задняя камера	$P_{iв}^{IV}$	"	0,32
	Газов. насос заднего цилиндра { Передняя камера . . .	$P_{iг}^I$	"	0,25
	{ Задняя камера	$P_{iг}^{II}$	"	0,27
	Газов. насос переднего цилиндра { Передняя камера . . .	$P_{iг}^{III}$	"	0,30
	{ Задняя камера	$P_{iг}^{IV}$	"	0,30
5	Индикаторная мощность:			
	а) рабочих цилиндров	N_i	л. с.	1656
	б) воздушных насосов	$N_{iв}$	"	170
	в) газовых насосов	$N_{iг}$	"	146

№ по порядку	Название	Обозначение	Единица измерения	Численное значение
6	Состав доменного газа	CO ₂ CO CH ₄ H ₂ O ₂ N ₂ H ₂ O	% об. " " " " " "	7,6 29,2 0,6 1,4 1,2 58,0 2,0
7	Состав выхлопного газа	CO ₂ CO O ₂ N ₂ H ₂ O	" " " " "	9,5 6,1 9,5 72,4 2,5
8	Коэффициент избытка воздуха . . .	α	отн. велич.	2,0
9	Температура выхлопного газа . . .	t_y	°C	302
Тепловой баланс				
10	Внесено низшей теплотворной способностью газа	Q q	кал/час %	7 800 000 100
11	Полезно использовано (по индикаторной работе газомотора)	Q_{Π} q_{Π}	кал/час %	1 070 000 13,7
12	Унесено охлаждающей водой			
	а) низкого давления	$Q_{Wн}$ $q_{Wн}$	кал/час %	490 000 6,3
	б) высокого давления	$Q_{Wв}$ $q_{Wв}$	кал/час %	730 000 9,4
	в) всего	Q_w q_w	кал/час %	1 220 000 15,7
13	Унесено выхлопными газами			
	а) физическая теплота (набываемая)	$Q_{Yф}$ $q_{Yф}$	кал/час %	1 810 000 23,2
	б) химическая теплота (неполнота сгорания)	$Q_{Yх}$ $q_{Yх}$	кал/час %	3 610 000 46,3
	в) всего	Q_Y q_Y	кал/час %	5 420 006 69,5

№ по порядку	Название	Обозначение	Единица измерения	Численное значение
14	Остаток	Q_0 q_0	кал/час %	90 000 1,1
15	Прокатано болванки	G_b	кг/час	10 600
16	Расход индикаторной работы на 1 т болванки	N_{10}	л. с-час/т	157
17	Расход тепла на единицу индикаторной работы	Q_1	кал/инд. л. с-час	4 700

Таблица 107

№ № по порядку	Прокатный стан, работавший при испытании.	Прокатано болванки за 1 час в тоннах		Среднее сечение болванки в см ²		Среднее сечение готового продукта в см ²		Отношение сечений болванки и готового продукта	Продолжительность за время испытаний		Число оборотов в минуту	Среднее индикаторное давление кг/см ²	Средняя индикаторная мощность в л. с.	Расход индикаторной работы в л. с.-час.		Расход тепла на 1 инд. л. с.-час в кал.
		На болванки	На 1 тонну готового продукта	Среднее сечение между подачей болванки и выдачей готового продукта в час	Холостого хода	Среднее сечение между подачей болванки и выдачей готового продукта в час	Холостого хода		Продолжительность за время испытаний	Холостого хода				На болванки	На 1 тонну готового продукта	
1	Броневой	10,6	2580	333	77	1,5	0,6	69	3,2	1856	157	210	4700			
2	"	9,4	2270	242	94	0,7	0,35	73	2,45	1386	147	200	4550			
3	"	7,7	2780	165	168	0,7	0,3	71	2,5	1370	180	240	Не определен.			
4	Универсальный	5,5	750	42	19	2,2	1,0	73	2,65	1501	270	Не определен.	4740			
5	"	3,9	750	26	29	2,8	0,5	75	2,7	1560	400	"	4600			

ГЛАВА IX

СРАВНЕНИЕ ТИПОВ ГАЗОМОТОРОВ И ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ РАБОТЫ ИХ В ПРОИЗВОДСТВЕ НА ТЕХНИЧЕСКИЕ И ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

§ 98. Предварительные указания и цель дальнейшего исследования

После того, как нами рассмотрены методы измерений отдельных величин (гл. I-VII) и методы использования результатов измерений для обработки результатов испытаний агрегатов (гл. VIII), перейдем к методам общей оценки работы машин, работающих в различных условиях, и машин различных типов.

В качестве материала, на котором будет показана методика оценки работы двигателей, воспользуемся результатами испытаний газомоторов, произведенных Украинским научно-исследовательским институтом двигателей внутреннего сгорания в 1931 году на металлургических заводах Макеевском, Енакиевском и Керченском. Из всех произведенных испытаний используем здесь только испытания современных машин фирм „Эрхард и Земер“ и „Тиссен“, так как результаты испытаний этих машин имеют значение сами по себе, а не только в смысле изложения методики их оценки. Остальные испытанные машины относились к установкам до 1915 года и по своей изношенности и устарелости конструкции не могут представлять такого интереса как испытания современных машин, имеющих перспективы дальнейшего распространения на заводах СССР.

Излагаемый здесь материал несомненно будет иметь значение еще и для сравнения полученных результатов с результатами испытаний газомоторов других современных типов, как например, „МАН“, „Шкода“, которые во время описываемых испытаний только устанавливались на заводах СССР и потому не были охвачены работами Института двигателей внутреннего сгорания.

С целью получения данных, могущих служить для сравнения между собою различных газомоторов не в парадных условиях испытаний, а в эксплуатационной обстановке, испытания производились без всякой предварительной регулировки машин; этим полученные результаты отличаются от результатов приемно-сдаточных испытаний, проводимых лишь после тщательной подготовки и регулировки машины. В этом смысле полу-

ченные результаты не могут быть сравниваемы с результатами, полученными при других условиях.

Приводимые ниже данные по расходу тепла на единицу работы являются преувеличенными против тех оптимальных значений, которые могли бы быть достигнуты на тех же машинах не только по указанной причине, и вследствие особенностей в измерении расхода газа. Дело в том, что расход газа всюду замерялся острыми диафрагмами с замером давлений непосредственно около диафрагмы, но состояние отверстия не всегда удавалось проверить, вследствие невозможности разборки газопровода, а так как диафрагмы находились в газопроводе до испытаний по нескольку месяцев, то возможно было некоторое разъедание кромки отверстия диафрагмы, то-есть некоторое увеличение площади отверстия. Но известно, что при большом отверстии диафрагмы и при одинаковых диаметрах газопровода получается больший скоростной коэффициент (ср. табл. 28, 29). Поэтому ведя подсчет по теоретическому диаметру диафрагмы, мы могли получить несколько преуменьшенный расход газа; к тому же результату могло привести и не совсем точное выполнение норм в смысле места замера давлений до и после диафрагмы. Все это заставляло определять скоростной коэффициент не по табл. 28 или 29, а по формуле

$$k = \frac{\mu}{\sqrt{1 - \mu^2 m^2}},$$

где коэффициент сжатия струи μ брался из таблицы 58, что дает для k при больших диаметрах газопровода (порядка 800 мм и выше) преувеличение против данных табл. 28 на 5-6%; несколько контрольных подсчетов для приведенных испытаний показали, что такое же преувеличение получается и против данных таблицы 29.

Это дает уверенность в том, что расход газа, а значит и тепла является во всех испытаниях скорее преувеличенным, чем преуменьшенным.

В дальнейшем изложении мы остановимся:

- а) на сравнительной оценке двух типов двигателей с точки зрения тепловой экономичности („Тиссен“ и „Эрхард-Земер“),
- б) на оценке влияния условий работы двигателя на тепловую экономичность,
- в) на сравнении с гарантийными данными фирм,
- г) на сравнительной оценке общей экономичности, выражающейся в стоимости единицы энергии, для различных условий работы двигателей.

§ 99. Результаты испытаний шести газомоторов на заводах Енакиевском, Макеевском, Керченском

В таблице 108 даны тепловые балансы по каждому испытанию, а также величины, характеризующие работу двигателей и

условия, в которых происходила работа двигателя во время испытаний.

С точки зрения тепловой экономичности двигателя характеризуются расходом тепла на единицу полезной работы. Единицей полезной работы считают для газодинамо — 1 квт час электроэнергии и для газовоздуходувок — 1 квт час работы изотермического сжатия воздуха.

Для того, чтобы возможно было сравнить между собой работу газодинамо и газовоздуходувок, для того, чтобы находить причины перерасхода тепла, если он имеется, и для того, чтобы провести полное сравнение с гарантийными данными фирм, необходимо расчленить понятие расхода тепла на единицу полезной работы, что целесообразно сделать следующим образом:

а) Для газодинамо:

1. Расход тепла на индикаторную лошадиную силу в час (Q_i).

2. Механический коэффициент полезного действия двигателя (η_m).

3. Коэффициент полезного действия динамо ($\eta_{эл}$).

При произведенных испытаниях определены величины Q_i (фиг. 92) и $\eta_m = \eta_m \cdot \eta_{эл}$ — механический коэффициент полезного действия всего агрегата (фиг. 93), — в виду отсутствия точных данных о величине $\eta_{эл}$.

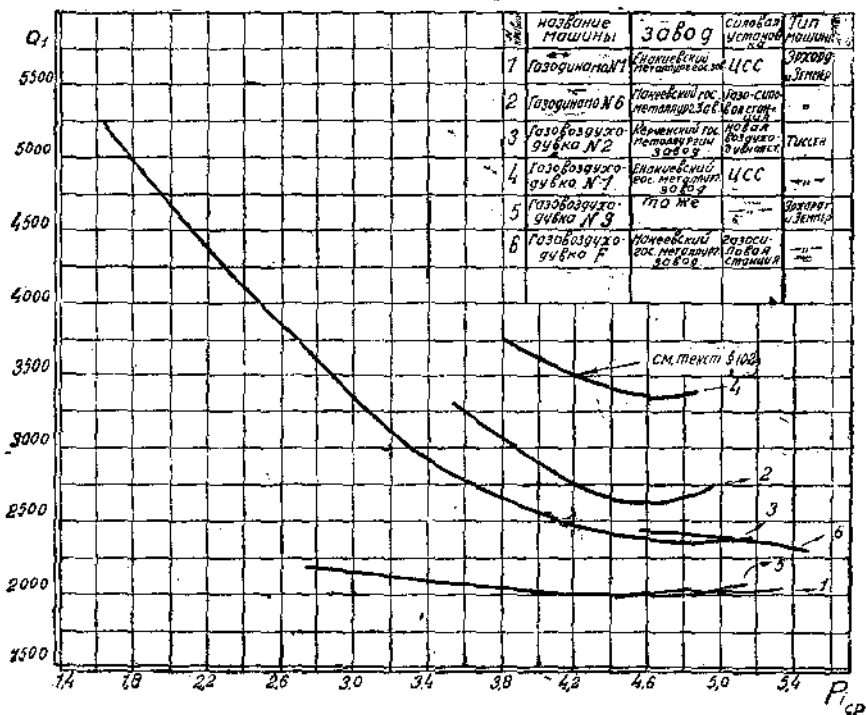
б) Для газовоздуходувок:

1. Расход тепла на индикаторную, лошадиную силу в час (Q_i).

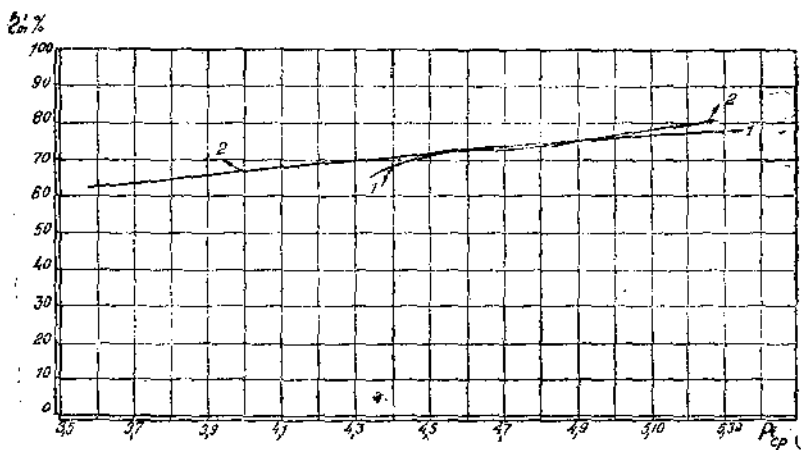
2. Механический коэффициент полезного действия агрегата (η_m) как отношение индикаторных мощностей воздушного насоса (воздуходувка) и газовых цилиндров с учетом работы продувочных компрессоров.

3. Изотермический коэффициент полезного действия воздуходувки, как отношение работы изотермического сжатия к индикаторной работе воздуходувки.

При произведенных испытаниях определены величины: Q_i (фиг. 92) и η_m (фиг. 94), причем η_m не определено для одной из испытанных машин — воздуходувки фирмы Тиссен Керченского завода, так как не удалось получить правильных диаграмм воздуходувного цилиндра. Определение изотермического коэффициента здесь совсем не приведено, так как количество дутья замерялось лишь по волюметрическому коэффициенту воздуходувок и только в одном случае (воздуходувка фирмы Тиссен Енакиевского завода) имеется надежная проверка этой величины непосредственным измерением (диафрагмой на нагнетательном воздухопроводе). Подсчеты, сделанные для некоторых испытаний, а также для гарантийных данных, дают значение изотермического коэффициента по отношению к индикаторной работе газовых цилиндров около 62%, или по отношению к индикаторной работе воздуходувок около $\frac{62}{0,76} = 81,5\%$.



Фиг. 92.



Фиг. 93.

§ 100. Сравнение результатов испытаний с гарантийными данными фирм

Сравнение данных, полученных при испытаниях, с гарантийными данными фирм, дает следующие результаты.

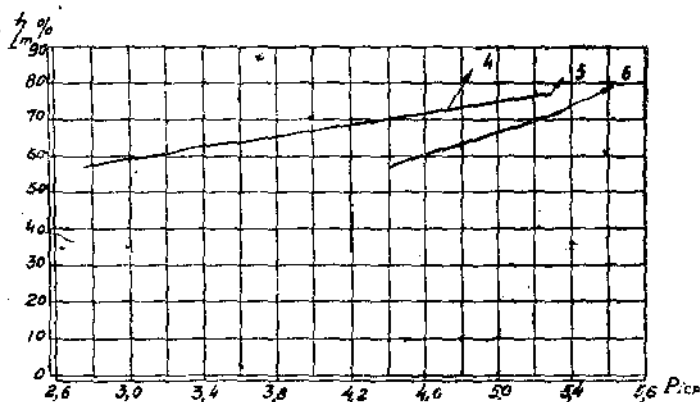
1. Механический коэффициент полезного действия

А. По газодинамо фирма Эрхард и Земер гарантирует механический коэффициент полезного действия 82,8%. Считая приблизительно

$$\eta_{эл} = 0,94,$$

получим для

$$\eta'_{т} = 82,8 \cdot 0,94 = 78\%.$$



Фиг. 94.

Пересчет на полную нагрузку для двух испытанных газодинамо дает:

1. Для газодинамо Енакиевского завода $\eta'_{т} = 77,3$

2. Для газодинамо Макеевского завода $\eta'_{т} = 80,5$

Учитывая некоторую неопределенность в выборе значения $\eta_{эл}$, можно считать, что гарантии фирмы по механическому к. п. д. выполнены.

В. По газовоздуходувкам фирмы Эрхард и Земер и Тиссен гарантируют механический к. п. д. 75%; так как в машине Тиссена надувочный компрессор работает от специального электромотора, то мощность, потребляемая электромотором, подсчитанная по электроизмерительным приборам в лошадиных силах, прибавляется к индикаторной мощности газовых цилиндров; таким образом для машин Эрхард и Земер механический к. п. д. определяется по формуле:

$$\eta'_{т} = \frac{N_2}{N_1};$$

а для машин Тиссена по формуле

$$\eta'_m = \frac{N_B}{N_i + N_{np}}.$$

Результаты испытаний получились следующие:

1) Для воздуходувки Эрхард и Земер Енакиевского завода $\eta'_m = 76,3$ при нагрузке 76% номинальной и при числе оборотов—70 в минуту. По данным фирмы при этом числе оборотов и при полной нагрузке (по значению P_i) $\eta'_m = 77\%$ пересчет данных испытания на полную нагрузку дает $\eta'_m = 79\% > 77$.

2) для воздуходувки Тиссена Енакиевского завода в пересчете на полную нагрузку $\eta'_m = 75,5\% > 75\%$.

3) Для воздуходувки Эрхард и Земер Макеевского завода $\eta'_m = 69,4\%$ при нагрузке 94,5% при числе оборотов—79 в минуту, пересчет на полную нагрузку дает $\eta'_m = 71\% < 75\%$.

4) Для воздуходувки Тиссена Керченского завода η'_m не определено.

Нужно отметить, что воздуходувка Макеевского завода, для которой не выполнена гарантия фирмы, пущена в эксплуатацию только за 3 месяца до испытаний и еще не была сдана официально фирмой.

2. Расход тепла на индикаторную лошадиную силу в час

Фирма Эрхард и Земер гарантирует при полной нагрузке на индикаторную лошадиную силу в час расход тепла—2000 кал с допуском 5%, то-есть 2100 кал, а фирма Тиссен—2100 кал. с тем же допуском, то-есть 2205 кал, считая [по нижней теплотворной способности топлива при условии выполнения ряда условий в отношении влажности газа (влажность не выше насыщающей пространство при 25° С и при отсутствии взвешенной влаги), в отношении давления газа перед двигателем (между 100 и 200 мм вод. ст. сверх атмосферного) в отношении теплотворной способности доменного газа (не ниже 900 калорий низшая теплотворная способность на 1 м³ при 15° С и 735 мм рт. ст.), в отношении пыльности газа (не более 0,03 г на 1 м³), в отношении содержания в газе смолы и серы.

Не во всех наших испытаниях выдержаны указанные условия, но отклонения по давлению газа и по теплотворной способности были невелики, а в большинстве испытаний заключались в указанных пределах, содержание смолы и серы при испытаниях не определялось, но эти величины влияют не столько на тепловые процессы, сколько на износ двигателя.

Содержание пыли в газе при испытаниях не определялось, но по данным заводской лаборатории содержание пыли в газе на Енакиевском заводе почти не выходит из условий гарантии, что подтверждается также и общим наблюдением за состоянием

машины (на клапанах был лишь легкий налет пыли после трехмесячной безостановочной работы).

На Керченском заводе пыльность газа по внешнему наблюдению больше, а по Макеевскому заводу она весьма велика, так что машины редко работают непрерывно больше двух недель из-за заноса пылью газовых каналов распределительных органов.

Влажность газа во всех испытаниях подсчитывалась по содержанию насыщенного водяного пара в пространстве с температурой, равной температуре газа, поступающего в машины. Специальные измерения влажности производились при испытаниях на Керченском заводе и показали значительное содержание влаги в взвешенном состоянии.

При учете тепла, уносимого скрытой теплотой пара, полученного в результате сгорания газа и испарения взвешенной влаги, расход тепла за 1 индикаторную лошадиную силу в час понижается для воздуходувки Керченского завода с 2350 кал до 2180 кал, то-есть оказывается ниже гарантии фирмы Тиссена.

Некоторое понижение данных фигуры 92 произойдет также и по другим машинам, если учесть взвешенную влагу. Так как измерения влаги не производилось, то можно лишь указать, что отдаленное расположение газоочистительной установки от силовой станции на Енакиевском заводе обеспечивает выделение взвешенной влаги до двигателя; но при испытаниях все же обнаруживалось выделение жидкой влаги из газопровода около самой машины. На Макеевском заводе содержание взвешенной влаги в газе более значительно, вследствие близкого расположения газоочистительной установки, что сказывалось, например, при замерах газа (соединительные трубки заливались водой и требовали частой продувки).

Таким образом все ординаты фиг. 92 должны быть уменьшены на несколько десятков калорий на 1 инд. л. с./час или больше (по Керченскому заводу получилось уменьшение на 170 калорий).

Если не делать поправок на влажность, то гарантии по расходу тепла оказываются выдержанными только по машинам фирмы Эрхард и Земер, работающим на Енакиевском заводе (газодинамо и воздуходувка—см. кривые 1 и 5 на фигуре 92).

Остальные кривые фиг. 92 всеми своими точками лежат выше гарантированного расхода тепла. Особенно велик перерасход тепла воздуходувкой фирмы Тиссен Енакиевского завода; вопрос об этом разбирается далее в § 102, где выясняется, что замер в этом случае был неправильным.

§ 101. Выяснение причин невыполнения гарантий по различным показателям

С целью выяснения причин перерасхода тепла частью испытанных машин и с целью общей оценки условий, влияющих на экономичность работы газомоторов, далее приводится ряд сравнений различных факторов.

На фиг. 95 показаны кривые, характеризующие степень отрегулированности машин в зависимости от среднего по всем полостям цилиндров значения P_i . Как число, характеризующее степень отрегулированности машины, выбрано отношение:

$$a = \frac{P_{i \max} - P_{i \min}}{P_{i \text{ ср}}} 100\%$$

где $P_{i \max}$ — среднее значение P_i в наиболее нагруженной полости цилиндра в течение испытания,

$P_{i \min}$ — то же для наименее нагруженной полости,

$P_{i \text{ ср}}$ — среднее значение P_i для всех четырех полостей, определяющее индикаторную мощность машины.

Чем лучше отрегулирована машина, тем меньше будет получаться значение a , но так как регулировка обычно производится при полной или при почти полной нагрузке, то при малых нагрузках значение a неизбежно возрастает. Чем проще и надежнее система регулирования машины, тем медленнее будет возрастать a при уменьшении P_i .

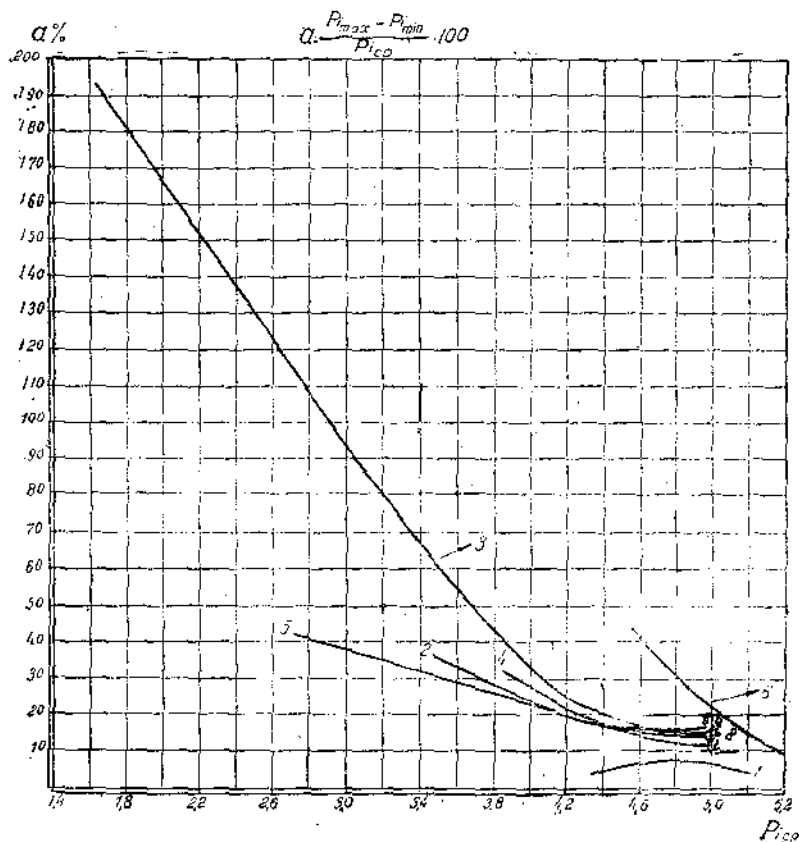
Если на фиг. 95 исключить из рассмотрения кривую 6, как расположенную в небольшом интервале мощностей (машина кроме того находилась в стадии регулировки представителем фирмы Эрхард и Земер и испытывалась по истечении всего трехмесячного срока после ее пуска), то можно заметить, что лучше всех отрегулирована машина, которой соответствует кривая 1 и действительно ей соответствует минимальный расход тепла на фиг. 92; наименее круто поднимается при уменьшении P_i кривая 5, что соответствует также и кривой 5 на фиг. 92. Аналогичное заключение можно сделать для кривой 3, которая поднимается наиболее круто на обеих фигурах 92 и 95. Плохая отрегулированность машин может объясняться как плохим наблюдением за их работой со стороны заводских Энергобюро, так и пыльностью газа, которая расстраивает даже хорошо отрегулированные машины, занося пылью газовые каналы и клапаны. В этом отношении мы видим, что превышение гарантийных расходов относится как раз к машинам, работающим на пыльном газе (исключая кривую 4, о которой говорится в § 102).

Крутой подъем кривых 3 и 4 на фиг. 95, возможно, соответствует большой сложности газораспределения машин Тиссен по сравнению с машинами Эрхард и Земер (исключая кривую 6, о которой сказано выше).

На фиг. 96 показана зависимость между P_i и α , где α — коэффициент избытка воздуха по анализу газов в выхлопном коллекторе, то-есть со включением того воздуха, который теряется через выхлопной клапан во время процесса продувки. Обращает на себя внимание существование зависимости между α и числом оборотов двигателя для машин Тиссена. Как видно, — уменьшение числа оборотов вызывает повышение α . Поэтому кривые фиг. 96,

включая зависимость α от P_i и n , не могут считаться построенными с большой точностью (зависимость от числа оборотов не могла быть специально исследована по производственным причинам — в виду зависимости работы воздуходувок от режима доменной печи).

Если на фиг. 96 провести ординату в области высоких нагрузок ($P_i \approx 5,2$ атм), то она пересечет кривые в следующем порядке



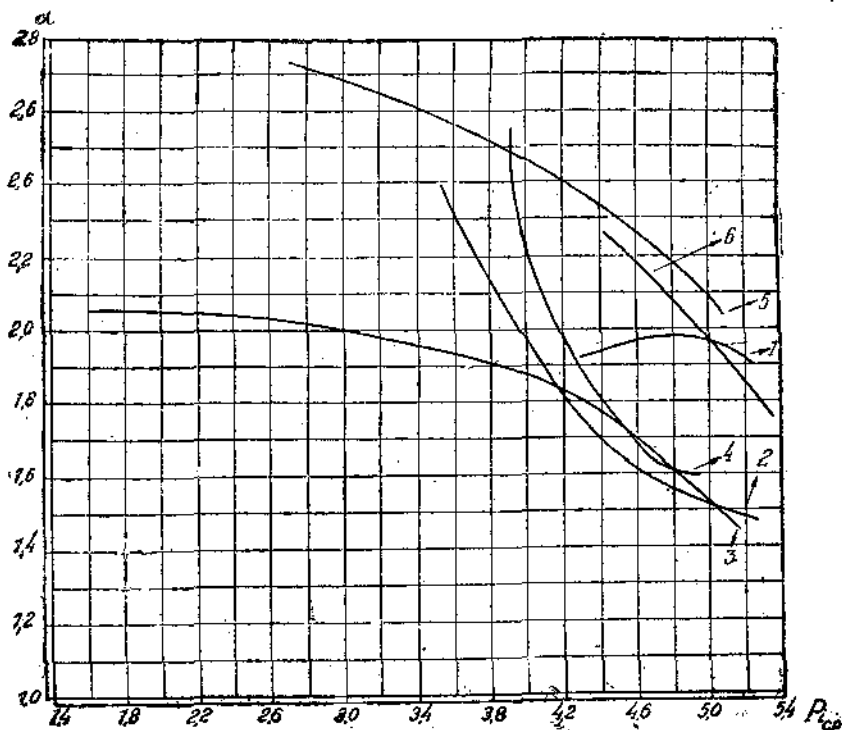
Фиг. 95.

(снизу вверх) — 2 — 4 — 3 — 6 — 1 — 5; если отбросить кривую 4 (см. § 105), то та же ордината, приведенная на фиг. 92, пересекает кривые в обратном порядке, что показывает зависимость существующую между α и Q_i .

Можно предполагать, что сравнительно небольшой коэффициент избытка воздуха в машинах Тиссена является одной из причин повышенного расхода тепла (Q_i); действительно, подсчет, проведенный для воздуходувки Керченского завода по методу § 61,

показывает, что даже при отсутствии потерь продувочного воздуха через выхлопной клапан при продувке объем газоз воздушной смеси оказывается недостаточным для заполнения всего цилиндра — необходимо допустить наличие значительного количества остаточных газов в цилиндре, что отражается на ухудшении процесса горения и на уменьшении максимальной мощности машины.

Что же касается работы машин Эрхард и Земер, то кривые 1 и 5 показывают вполне нормальную работу. Отклонения же

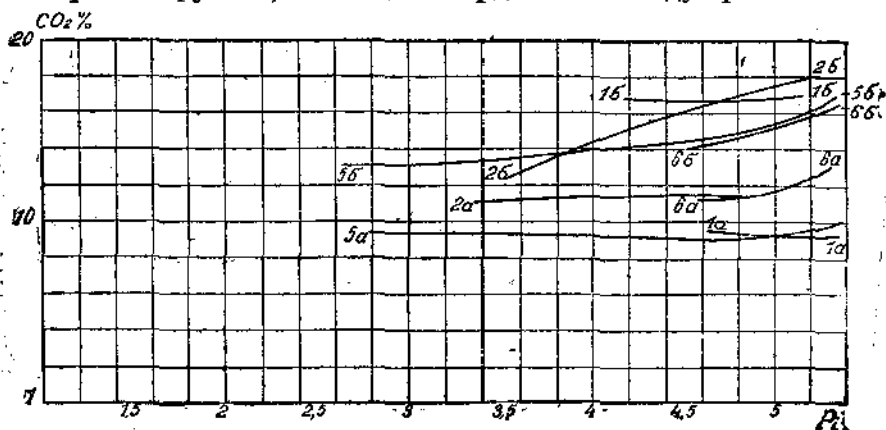


Фиг. 96.

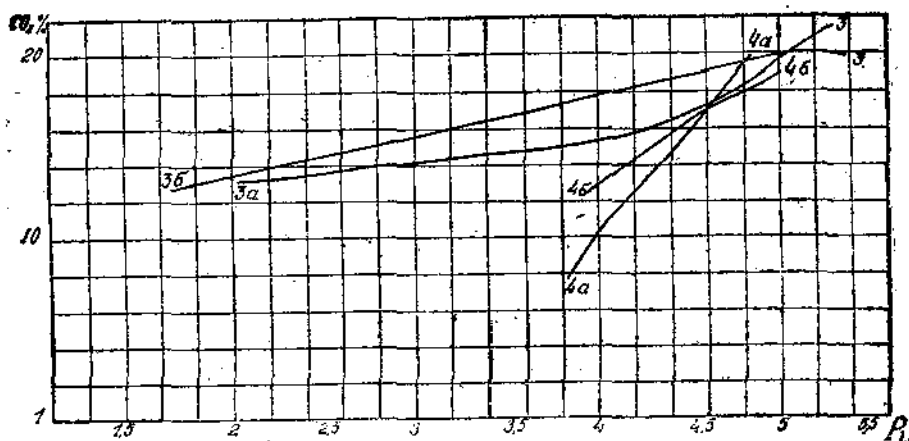
от гарантий для кривых 2 и 6 не могут поэтому относиться за счет малого значения α , так как все машины Эрхард и Земер имеют одинаковые продувочные компрессора; наоборот малое значение α объясняется повышенным расходом газа, что вызывается другими причинами, в частности, неотрегулированностью машин, на что указывалось при описании фиг. 95.

Что касается машин Тиссена, то почти полное отсутствие потерь воздуха через выхлопные клапаны доказывается следующими фактами: для машин Эрхард и Земер на фиг. 97 даны кривые (в зависимости от P_1) содержания CO_2 в сухих выхлопных газах, причем кривые δ — относятся к пробам газов, взятым из

сборного выхлопного коллектора, а кривые a — к пробам газов, взятым из отдельных патрубков между клапанами и сборными коллекторами (отложены средние арифметические величины для всех четырех патрубков). Разница по ординатам между кривыми a и b



Фиг. 97.



Фиг. 98.

объясняется влиянием потери воздуха при продувке через выхлопные клапана. На фиг. 98 даны такие же кривые для машин Тиссена. Из этих кривых видно, что потеря воздуха не отражается на анализе газов, что указывает на малую величину потерь воздуха или на полное их отсутствие, то-есть на недостаточную продувку цилиндра, что и подтверждает с качественной стороны указанные выше вычисления.

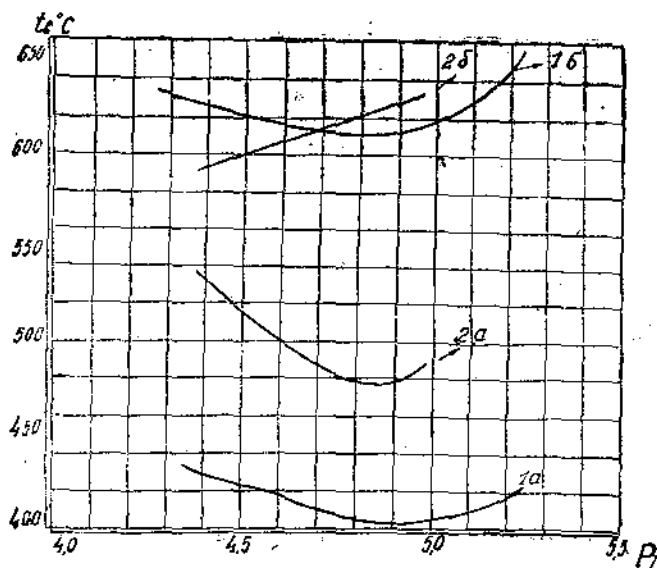
По тому же принципу построены кривые фигуры 99 и 100 для температур выхлопных газов, причем кривые *a* представляют среднее арифметическое из замеров в четырех соединительных патрубках, а кривые *b* — дают температуры, замеренные в сборном выхлопном коллекторе. Расстояние по ординатам между кривыми *a* и *b* объясняется теми же причинами (влиянием продувки), что и для кривых CO_2 . Кривые 3 (для воздуходувки Тиссена Керченского завода) очень близки друг к другу (почти совпадают), расстояние же между кривыми 4а и 4б объясняется тем, что температуры в патрубках замерялись здесь хромоникелевыми термопарами Энергобюро Енакиевского завода, причем термопары не были проверены перед испытанием и не имели паспортов. Незнание свойств этих термопар заставило вести вычисления по средней зависимости между напряжением термоэлектрического тока и температурой для хромоникелевых термопар; несколько опытов, проведенных для сравнения между этими термопарами и проверенными термопарами Института двигателей внутреннего сгорания, показали значительную разницу, объясняющую наличие значительного расстояния между кривыми 4-а и 4-б на фиг. 100.

Крутой подъем кривой 3 на фиг. 95 делает особо ненормальной работу машины Тиссена Керченского завода при малых нагрузках, что проявляется в большой величине потерь от неполноты сгорания, в то время как в других машинах потери от неполноты сгорания появляются лишь в отдельных испытаниях (см. фиг. 101) и объясняются главным образом кратковременными разгрузками машин (воздуходувок) во время испытания, чего нельзя было избежать при длительных испытаниях по производственным условиям.

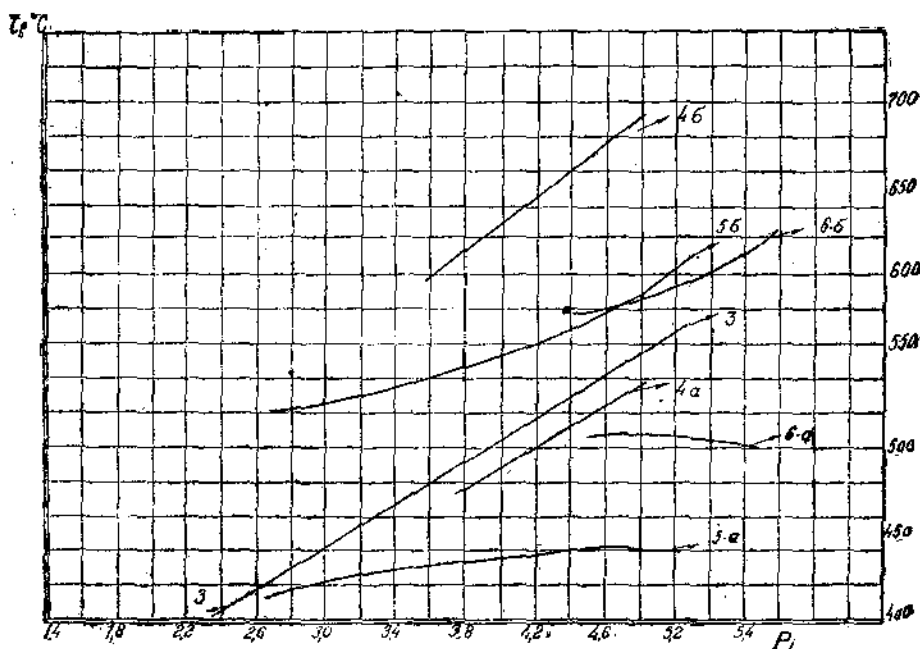
Существование потерь от неполноты сгорания в свою очередь влияет на повышение Q_i (см. фиг. 92).

§ 102. Выяснение неправильностей замера расхода газа для одной из машин

Особому рассмотрению следует подвергнуть полученные при испытаниях значения Q_i для воздуходувки Тиссена Енакиевского завода. Большая величина Q_i вызывает сомнение в правильности измерения расхода газа. Для контроля были произведены измерения одновременно с помощью диафрагмы, установленной еще до испытаний заводским энергобюро, и напорными трубками Института двигателей внутреннего сгорания. Диафрагма расположена в расстоянии около 3—4 диаметров после заворота газопровода на вертикальном участке; напорная трубка расположена между вентилем и газовым горшком также на вертикальной части газопровода. Результаты измерения дали разницу около 12% в сторону увеличения по замеру диафрагмой. В подсчетах принят замер напорной трубкой (то-есть меньший); средняя по сечению скорость газа определялась продвижением

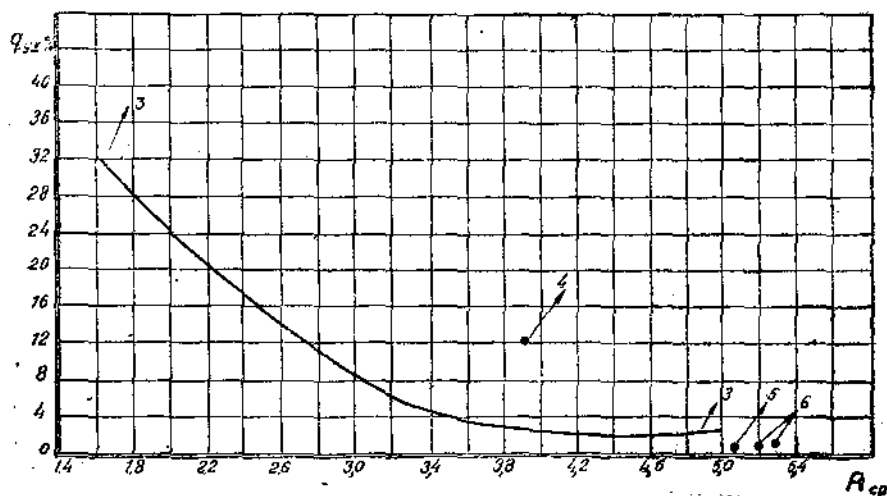


Фиг. 99.



Фиг. 100.

трубки только вдоль одного диаметра, перпендикулярного к оси вентиля. Проверка вдоль другого диаметра не производилась, так как распределение скоростей вдоль первого диаметра оказалось достаточно правильным; подсчет по заполнению цилиндров смесью газа и воздуха по методу § 61 показал, что при допущении полной продувки цилиндров от остаточных газов и при выходе части воздуха через продувочные клапаны в процессе продувки цилиндры могут вместить газозоудшную смесь. Поэтому до испытания другой машины того же типа (Керченский завод) пришлось отказаться от окончательного заключения по вопросу о расходе тепла машиной Тиссена Енакиевского завода.

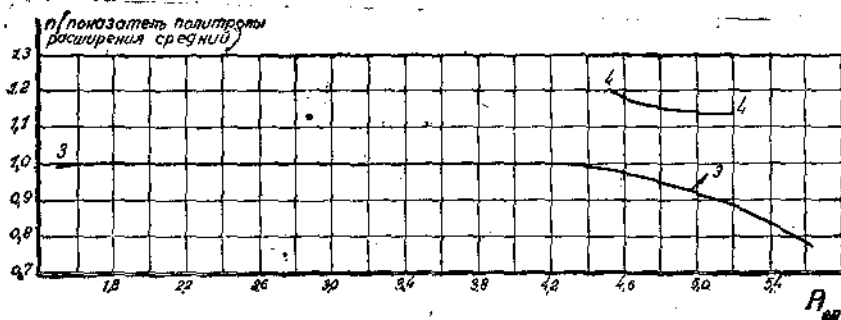


Фиг. 101.

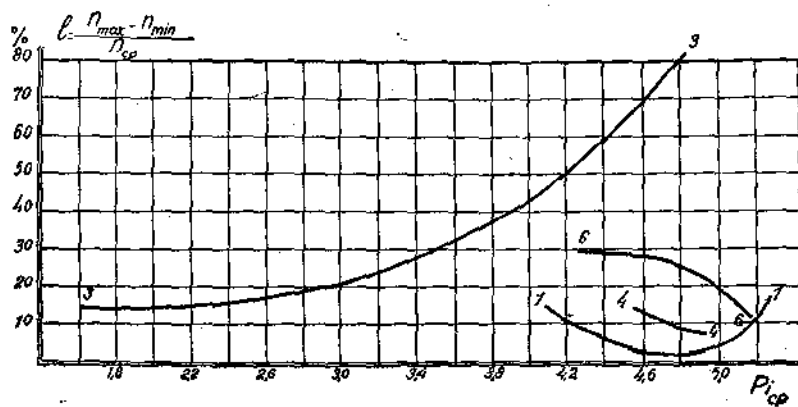
Замер газа, произведенный на такой же машине Керченского завода в более благоприятных условиях, показал значительно меньший результат.

Большая разница в величинах Q_g для двух совершенно одинаковых машин должна неизбежно отразиться на различных характеристиках работы машины (неполнота сгорания, температура отходящих газов, показатель политропы расширения газов и т. д.). Однако сравнение показывает, что никакой существенной разницы между работой обеих машин не наблюдается. Это видно из следующих диаграмм. Фигура 101 показывает отсутствие неполноты сгорания для машины Тиссена Енакиевского завода, за исключением одного испытания, произведенного при пониженном числе оборотов (58 об/мин).

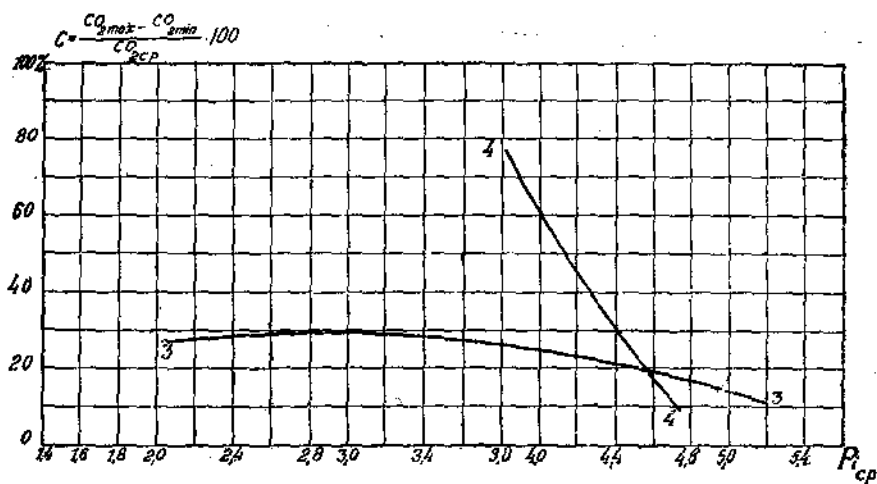
На фиг. 102 показаны значения показателей политропы расширения газа, подсчитанные как средние арифметические для всех четырех полостей двигателей по каждому испытанию.



Фиг. 102.



Фиг. 103.



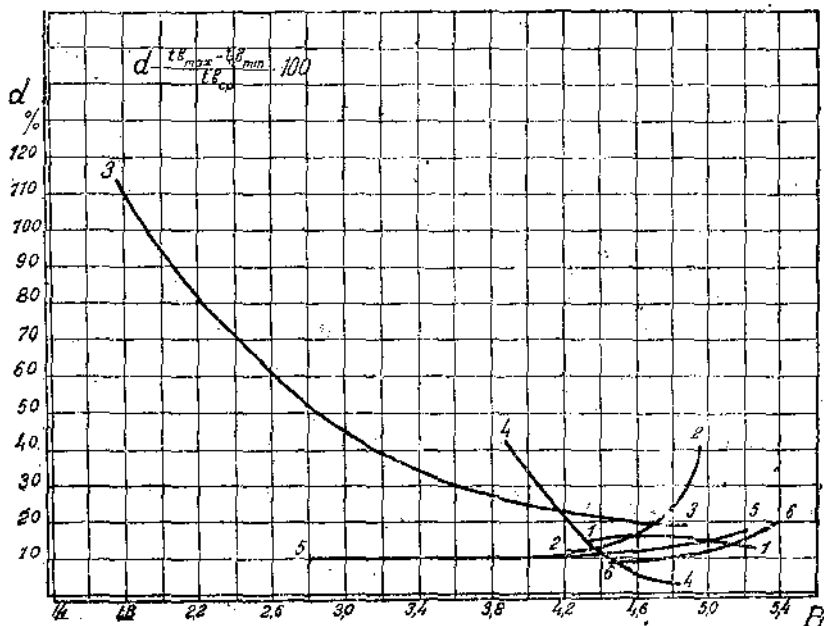
Фиг. 104.

На фиг. 103 показано влияние степени отрегулированности машин на колебания значений показателей политропы расширения по каждому испытанию.

Из фиг. 102 и 103 видно, что машина Тиссена Енакиевского завода дает даже лучшие значения показателя политропы расширения, чем машина Керченского завода.

На фиг. 104 показано влияние степени отрегулированности машин на колебания в составе рабочей смеси по каждому испытанию (по анализам выхлопных газов в патрубках).

На фиг. 105 показано то же для температур выхлопных газов в выхлопных патрубках.



Фиг. 105.

Если обратить внимание на ход кривых 3 и 4 на других фигурах, а также на большой остаток в тепловых балансах машины Тиссена Енакиевского завода, то большой расход тепла в этой машине можно объяснить только неправильным замером расхода газа, чего трудно было избежать при существующем расположении газопроводов и при невозможности по производственным условиям разборки газопровода для установки новой диафрагмы, так как это потребовало бы остановки всей Центральной силовой станции, а вместе с тем и большей части завода.

Поэтому в окончательных выводах приходится отказываться от использования Q_1 для машины Тиссена Енакиевского завода.

§ 103. Сводка данных, относящихся к сравнению с гарантиями

В таблице 109 приводятся характерные данные для среднего индикаторного давления 5,6 атм., что соответствует нагрузке около 90%.

Такая нагрузка выбрана для составления таблицы потому, что для нее имеются испытания для всех двигателей и в то же время разница по сравнению с нагрузкой 100% по всем показателям невелика.

Таблица 109

№ кривых на диаграммах	Тип установки	Место установки	Фирма	Пыльность доменного газа	Влажность дом. газа (взвешенная влага)
1	Газодинамо	Енакиевский завод	Эрхард и Земер	В пределах нормы	Малая
2		Макеевский завод	"	Весьма значительная	Большая
3		Керченский завод	Тиссен	Значительная	Большая (ок. 110 г на 1 м³)
4	Газовоздуходувка	Енакиевский завод	"	В пределах нормы	Малая
5		Енакиевский завод	Эрхард и Земер	"	"
6		Макеевский завод	"	Весьма значительная	Большая

Продолжение таблицы 109

№ кривых на диаграммах	Гарантированный фирмой расход тепла на 1 инд. л. с. - час в калориях	Замеренный расход тепла на 1 инд. л. с. - час в калориях		Механический коэффициент полезного действия пересчитанный на нагрузку 100%	
		без учета взвешен. влаги	с учетом взвешенной влаги	Гарантир	Замеренный
		для агрегата			
1	2000+5%	2040	Почти то же	$83 \times 0,91 = 78\%$	77,3%
2	2000+5%	2740	Меньше 2740	78%	80,5%
3	2000+5%	2370	2180	75%	Не опред.
4	2100+5%	не замер.	—	75%	75,5%
5	2000+5%	2070	Почти то же	77%	79%
6	2000+5%	2430	Меньше 2430	75%	71%

№ кривых на диа- граммах	$\alpha = \frac{P_{i \max} - P_{i \min}}{P_{i \text{ ср}}} 100$	Кoeffи- циент из- бытка воз- духа α	CO ₂ в сборном выхлопном кол- лекторе — CO ₂ в патрубках (сред- нее значение) = m	Примечание
1	8%	1,97	7,6%	Машина не дает полной нагрузки
2	15%	1,52	5,8%	
3	16%	1,53	почти 0%	
4	12%	1,58	почти 0%	Машина еще не сдана фирмой
5	18%	2,08	6,4%	
6	23%	1,96	3,5%	

По расходу охлаждающей воды фирма Эрхард и Земер гарантирует расход 25 кг на 1 л. с. в час при температуре входящей воды 20°C, а фирма Тиссен — гарантирует расход 80000 литров на машину при температуре входящей воды 10° C.

По всем испытанным машинам расход воды на много больше гарантированных величин; но подсчет показывает, что повышение перепада температуры охлаждающей воды до 30—40° дает расход воды меньший гарантированного; приходится же в эксплуатации держать этот перепад около 10—20°, не допуская нагрева воды выше 45° из опасения выделения накипи на стенках цилиндров, так как для охлаждения всюду применяется неочищенная вода с высокой жесткостью.

§ 104. Технические выводы о недостатках в работе газомоторов

1. Повышенный расход тепла по части испытанных машин вызывается следующими причинами:

а) неотрегулированностью машин, приводящей к неравномерному распределению нагрузки между полостями цилиндров;

б) малым коэффициентом избытка воздуха (по машинам Тиссена), что вызывает неудовлетворительную продувку рабочих камер. Качество продувки характеризуется (приблизительно) величинами m таблицы 109, — меньшие значения m указывают на худшую продувку;

в) большой пыльностью газа, расстраивающей процесс заполнения цилиндра рабочей смесью газа и воздуха;

г) большой влажностью газа во взвешенном состоянии, которая осталась неучтенной по Макеевскому заводу;

д) невыполнение в отдельных случаях требований, предъявляемых фирмами по теплотворной способности газа, по давлению газа, по температуре газа, поступающего в двигатель.

2. По механическому коэффициенту полезного действия гарантии фирм выполнены, за исключением газодинамо фирмы Эрхард

и Земер на Енакиевском заводе, но здесь надо учесть, что не был известен к. п. д. динамо (уменьшение же его всего на 0,7% даст выполнение гарантии), а также за исключением воздуха Эрхард и Земер на Макеевском Заводе, но здесь надо учесть, что машина недавно установлена и еще не сдана фирмой.

3. По подаче воздушного дутья специальная проверка не производилась; только на машине Тиссена Енакиевского завода количество дутья надежно проверено и показало выполнение гарантии.

4. По расходу охлаждающей воды имеются значительные отклонения от гарантийных данных, объясняемые плохим качеством воды, не дающим возможности повысить температуру уходящей воды выше 45°C , а также высокой температурой свежей воды, вследствие недостаточной мощности охлаждающих устройств (градирни).

5. Полученные данные относятся к машинам, испытанным без всякой специальной подготовки в смысле их регулировки, чистки и т. д., к работающим в обычных эксплуатационных условиях в смысле нагрузки, ее колебаний, обслуживания и т. д. Это покаывает, что испытанные машины могут дать во всех случаях показатели, не выходящие из пределов гарантий, а часть машин даже в их обычном состоянии дает вполне удовлетворительные показатели.

Для достижения хороших показателей требуется прежде всего:

- а) Хорошо очищать доменный газ от пыли.
- б) Удалять из газа взвешенную влагу.
- в) Периодически проверять работу машин и регулировать их.
- г) Усилить устройства для охлаждения воды.
- д) Давать более чистую воду для охлаждения.
- е) Поддерживать возможно постоянное давление газа, поступающего в машину (например, сооружение газгольдеров).
- ж) Повысить количество воздуха в машинах Тиссена путем увеличения мощности продувочного компрессора (предварительно проработав этот вопрос специально).

Работа газовых двигателей в условиях новых больших металлургических заводов, оборудованных одинаковыми домами в значительном количестве, даст лучшие результаты вследствие большей возможности поддержания постоянными параметров доменного газа—теплотворной способности, давления, состава.

§ 105. Экономические данные по испытанным машинам и их оценка

А. Газовоздуховушки

В таблице 110 приведены данные заводской калькуляции стоимости 1000 м^3 дутья; данные относятся к различным периодам времени, так как сведения собирались не одновременно и часть их собиралась Институтом двигателей внутреннего сгорания, а другая часть—Теплотехническим институтом.

Статьи расхода	Енакиев- ский завод	Макеевский завод	Керченский завод
	1-й квартал 1931 г.	Январь—июль 1931 г.	Май 1931 г.
В копейках			
Расходы по зарплате. . . .	4,9	5,2	7,7
Газ для двигателей	18,6	16,8	41,8
Амортизация	13,3	12,1	19,6
Прочие расходы.	5,4	10,6	9,2
Всего на 1000 м ³ воздуха .	42,2	44,7	78,3

Для всех заводов данные заводской калькуляции не учитывают удешевления стоимости дутья от использования теплоты отходящих газов в паровых котлах, хотя за отчетный период котлы частично работали на Макеевском заводе и работали нормально на Керченском заводе (на Енакиевском заводе котлы были уже установлены, но не пущены из-за неготовности паропровода).

Учет выработки воздушного дутья производится на заводах по числу оборотов двигателя при одинаковом волюметрическом коэффициенте воздухоудвки.

Как указано выше, проверка этой величины произведена нами только для одной машины и показала выполнение гарантийных данных; для остальных машин количество дутья проверено только по волюметрическому коэффициенту (для воздухоудвки Керченского завода количество дутья не проверено совсем).

Ввиду отсутствия значительных отклонений результатов испытаний от данных калькуляции по выработке дутья нами внесены поправки в калькуляцию лишь на расход доменного газа на индикаторную лошадиную силу в час в рабочих цилиндрах (на механический коэффициент полезного действия поправки не вносились, так как невыполнение гарантийных данных имеется лишь по одной машине, еще не сданной фирмой, и по одной машине механический к. п. д. не определен).

В таблице 111 приведены данные калькуляции, исправленные указанным способом; кроме того по Керченскому заводу внесена поправка, учитывающая стоимость тепла, использованного паровыми котлами на отходящих газах; в заводских калькуляциях стоимости пара стоимость этого тепла начисляется на стоимость пара и не вычитается из стоимости дутья, так что одно и то

же тепло, внесенное доменным газом, частично учитывается два раза, что совершенно ненормально.

Исчисление амортизации в заводских калькуляциях недостаточно четко; амортизационные отчисления изменяются почти каждый квартал при постоянном количестве машин и при приблизительно постоянном коэффициенте использования. Но мы не ввели соответствующих поправок, так как данные о первоначальных затратах по агрегатам недостаточно надежны; что объясняется недавней установкой машин и еще неполной законченностью установочных расходов, а также недостаточно подробной номенклатурой расходов по установке.

Таблица 111

Статья расхода	Енакиевский завод	Макеевский завод	Керченский завод
	1 квартал 1931 г.	Январь—июль 1931 г.	Май 1931 г.
	В копейках		
Расходы по зарплате . . .	4,9	5,2	7,7**
Газ для двигателей	18,6*	19,8	29,7***
Амортизация	13,3	12,1	19,6**
Прочие расходы	5,4	10,6	9,2
Всего на 1000 м ³ воздуха .	42,2	47,7	66,2

За отчетный период на Керченском заводе использована в котлах только часть выхлопных газов (по приблизительно подсчету около 60%).

* По Енакиевскому заводу на основании § 102 не принят во внимание перерасход тепла по машине Тиссена.

** Значительное повышение расходов по зарплате и расходов по амортизации для Керченского завода объясняется сравнительно небольшим коэффициентом использования; коэффициенты использования, подсчитанные как отношения выработанного количества воздуха к нормальному—1800 м³ за 1 минуту—составляет за отчетные периоды для Енакиевского завода—80%, для Макеевского завода—75% (подсчет несколько не точный ввиду пуска в мае новой машины и частых ее остановок), для Керченского завода—55%.

*** Стоимость тепла, переданного котельной установке, подсчитана, исходя из того условия, что стоимость одной калории в выхлопном газе такая же, как и для доменного угля в условиях данного завода. Вся стоимость тепла, перешедшего в котельную установку, вычтена из стоимости газа для двигателей, что и отразилось на общем результате. Количество тепла, пропущенного через котлы, взято по данным заводской отчетности.

Даже в исправленном виде калькуляция не учитывает полного использования тепла выхлопных газов; поэтому мы проведем этот учет на основании следующих соображений.

Выхлопные газы уносят в машинах с наддувкой около 45% тепла, внесенного топливом в машину.

Ценность этого тепла ниже стоимости тепла в доменном газе, так как нормально коэффициент полезного действия котла на отходящих газах около 60% вместо 80% при отоплении горючим газом; таким образом стоимость тепла, внесенного в котел, будет составлять $45 \cdot \frac{60}{80} = 34\%$ стоимости тепла в доменном газе.

Эта величина должна начисляться на стоимость пара и списываться со стоимости воздушного дутья.

В таблице 112 дана калькуляция стоимости дутья в предположении полного использования теплоты выхлопных газов, причем по Макеевскому заводу осталась введенная ранее поправка на перерасход газа против гарантийных данных. Остальные статьи расходов пересчитаны на коэффициент использования воздушных машин по станции—70%, путем умножения на коэффициент $\frac{a}{70}$, где a —коэффициент использования, фактический за отчетный период (см. выноску*** к таблице 111). Коэффициент использования 70% учитывает, кроме некоторой недогрузки, также нормальный резерв (1 машина на 5 работающих).

Таблица 112

Статья расхода	Енакиевский завод	Макеевский завод	Керченский завод
	в копейках		
Расходы по зарплате . .	5,6	5,6	6,2
Газ для двигателей (за вычетом стоимости тепла выхлопных газов) . . .	12,4	13,2	28,7
Амортизация	15,2	12,0	15,7
Прочие расходы	6,2	11,4	7,4
Всего на 1000 м ³ дутья .	39,4	48,1	58,1

При подсчете стоимости тепла в газе была принята по данным заводской калькуляции стоимость условного топлива (7000 кал на 1 кг) 12 руб. 80 коп. за тонну для Енакиевского завода и 23 руб. 20 коп. для Керченского завода.

Расходы по зарплате оказались (см. табл. 112) почти одинаковыми по всем заводам.

Колебания стоимости газа учитывают условия расположения завода и перерасхода тепла против гарантийных данных (по Макеевскому заводу).

Колебания в амортизационных отчислениях нами точно не проанализированы по указанным выше причинам.

Колебания прочих расходов учитывают различие эксплуатационных расходов; это различие, повидимому, в значительной мере обусловлено качеством газа, — пыльность вызывает добавочные расходы на чистку и ремонт машин (Макеевский завод).

В. Газодинамо

В таблице 113 дана калькуляция стоимости одного квт- часа электроэнергии, вырабатываемой газодинамо с наддувкой (MES) на Енакиевском заводе за 1 квартал 1981. Столбцы таблицы 113 построены аналогично данным таблиц 110 и 112.

Таблица 113

Статья расхода	По данным заводской калькуляции коэф. использ. 87%	В пересчете на коэф. использования 70%	С учетом использования тепла выхлопного газа в котлах при коэф. использ. 70%
	в копейках		
Расходы по зарплате . .	0,19	0,24**	0,24
Газ для двигателей . . .	0,73	0,73	0,48
Амортизация	0,48	0,62	0,62
Прочие расходы	0,09	0,09	0,09
Всего на 1 квт- час .	1,49	1,68	1,43

Калькуляция по Макеевскому заводу, где также испытывалась газодинамо, не дает показательных результатов, так как калькуляция ведется общая с машинами старого типа, работающими на той же станции (одна машина MES — новая, две машины MAN старые и три машины Эльзасского машиностроительного общества — старые). В таблице 114 мы все же приводим данные по газодинамо Макеевского завода, хотя ими и нельзя пользоваться без только что сделанной оговорки.

* В этом столбце учтена поправка на неправильность электроизмерительных приборов на щите станции.

** Принято, как и при воздухоподогревателях, что резервные агрегаты обслуживаются персоналом, как работающие.

Статья расхода	По данным заводской калькуляции (коэф. исполн. 45%)	В пересчете на коэф. использования 70%	С учетом использования тепла выхлопных газов при коэф. использования 70%
	в копейках		
Расходы по зарплате . . .	0,48	0,32*	0,32
Газ для двигателей	0,80	0,80	0,58****
Амортизация	0,41	0,29**	0,29
Прочие расходы	0,78	0,52***	0,52
Всего на 1 квт- час . . .	2,50	1,99	1,66

С. Газоочистка

Подробные данные о стоимости газоочистки не удалось получить по всем заводам. Поэтому нельзя провести детального сравнения с другими заводами. Ограничимся приведением общих данных.

1. По Енакиевскому заводу стоимость очистки 1000 м³ газа — 33 коп. за 1 квартал 1931 г.

2. По Макеевскому заводу — стоимость очистки 1000 м³ газа — от 50 до 82 коп., а в среднем 65 коп. за январь — июль 1931 г.

Как уже указывалось выше, качество очистки на Енакиевском заводе удовлетворительное, а на Макеевском заводе — весьма низкое, то-есть повышение стоимости газоочистки на Макеевском заводе не влечет за собой улучшения очистки газа.

Этот вопрос, в виду его чрезвычайной важности, нуждается в специальной проработке, как в части технической (повышение качества газоочистки), так и в части экономической (методика калькуляции и определение экономически наиболее выгодного качества газоочистки).

* Повышение влияния зарплаты по сравнению с Енакиевским заводом объясняется меньшей в среднем мощностью агрегатов на Макеевском заводе.

** Понижение влияния амортизации по сравнению с Енакиевским заводом объясняется тем, что на старые машины амортизация начисляется в пониженном размере, так как уже окончился амортизационный срок (работают с 1911—1914 г.)

*** Увеличение прочих расходов объясняется крупными и частыми ремонтами вследствие изношенности машин и загрязненности газа.

**** Влияние использования отходящего тепла подсчитано условно, как для машин с наддувкой, в то время как в старых машинах (без наддувки) потеря тепла с уходящими газами меньше (35 — 40%, вместо 45 — 50%).

Киевск. филия ГНТИУ. Сдано в набору 1/II '34 г. Подписано к печати 5/IX 1934 г. Формат бумаги 1/16 62×94 см. Вес метр. стопы 35 кг. На печатном листе 41.000 знаков.

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
21	14 стр.	состоянии	соотношении
31	27 стр.	k_{23}	k'_{23}
34	17 стр.	$\frac{B_2}{C_2} =$	$\frac{B_2}{C_2} =$
34	22 стр.	$= \frac{A_1}{C_2} =$	$= \frac{A_1}{C_1} =$
49	6 стр.	$C =$	$c =$
53	15 стр.	$O =$	$O_1 =$
53	2 стр.	$E =$	$e =$
66	8 стр.	$O_n H'_m =$	$C_n H'_m =$
102	3 стр.	$T_{2\Delta x} = T_{\Delta x} =$	$T_{2\Delta x} = T_{\Delta x} +$
124	11 стр.	$-(T_g = T_r) \cos \dots$	$=(T_g - T_r) \cos \dots$
128	фиг. 18	фиг. 18	Фиг. 19
128	фиг. 19	фиг. 19	Фиг. 18
129	12 стр.	$= y - \rho \frac{\sigma}{\rho}$	$= y - \rho \cos \frac{\sigma}{\rho}$
129	17 стр.	$AV =$	$AW =$
151	8 стр.	$B = \sqrt{2g \left(\frac{p}{p_a} \right)^{2/n} \{ \dots$	$B = \sqrt{2g \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{2/n} \{ \dots$
160	5 стр.	$\dots \sqrt{2g \frac{p_a - p_r}{\gamma_a}}$	$\dots \sqrt{2g \frac{p_a - p_1}{\gamma_a}}$
174	8 стр.	$w_{cp} \neq w_{cp}$	$w_{cp} \neq w_{cp}$
178	13 стр.	$\left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{2/n} = \dots$	$\left(\frac{p_x}{p_a} \right)^{2/n} = \dots$
210	6 стр.	$v_{r0} = \frac{\dots}{-1 + \alpha V_0 \dots}$	$V_{r0} = \frac{\dots}{(1 + \alpha V_0) \dots}$
210	16 стр.	$v_{сж} =$	$V_{сж} =$
218	15 стр.	800° C	900° C.

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
224	12 св.	-57300 кг/м	-57300 кг м
281	10 св.	в мм атм	в мм/ат
282	15 св.	$L = \frac{P_1 - V_1}{n - 1} \left[\dots \right]$	$L = \frac{P_1 V_1}{n - 1} \left[\dots \right]$
301	3 св.	$\dots - 0,121 - 0,121 a_1$	$\dots - 0,121 + 0,121 a_1$
308	Табл. 61, 3 колонка	Удельный объем пара в $\text{м}^3/\text{кг}^2 V_{\text{нас}}$	Удельный объем пара в $\text{м}^3/\text{кг} V_{\text{нас}}$
308	Табл. 61, 4 колонка	Удельный вес пара в кг/м^3	Удельный вес пара в кг/м^2
314	Табл., 3-ий столб.	4,2 13,0	4,2 7,1 13,0
321	Табл. 65, стр. 2 св.	$T = 16$	$T 16$
321	Табл. 65, стр. 10 св.	к приборам	по приборам.
331	12 св.	В. Сводная таблица коэффициента	В. Сводная таблица значений коэффициента
338	Табл. 76, стр. 5 св.	Длина 4, 3 м.	Длина 143 м
340	От 22 св. до 6 св.	„Порядок вычислений. ведется в следующем порядке 1 - 2 - 3 - 11“.	Эти строки относятся к табл. 80 и должны быть помещены под ней.
353	Табл. 89, 6-ой столб.	0,086	
356	стр. 2 св. Табл. 92, пункт 5	0°C	$^\circ \text{C}$
372	Табл. 96, пункт 15	$\dots \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma} \frac{\gamma}{\gamma_0}}$	$\sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma} \cdot \frac{\gamma}{\gamma_0}}$
385	Табл. 99, пункт 41 столб. 5	$\dots - C_2$	$\dots - Q_1$
385	Табл. 99, пункт 39, столб. 3	Q_2	Q_2
386	Табл. 99, пункт 44, столб. 5	$Q_1' + Q_2' - Q_2'$	$Q_1' + Q_2' + Q_2'$
402	Табл. 107, столб. 8	холостого хода	холостого хода в час.
419	3 св.	5,6 атм.	5,0 ат
128	На фиг. 18 (в тексте обозначена как фиг. 19) следует поставить букву V в основании перпендикуляра, опущенного из точки K на прямую AD (пропущено в оригинале).		
306	Фиг. 67 должна быть повернута на 180° .		