

менением давления начала сжатия и оценивается коэффициентом наполнения η_v . За рабочее тело принимаем бензино-воздушную смесь, состав которой характеризуется коэффициентом избытка воздуха α и продукты сгорания ее; остаточные газы — реальные продукты сгорания.

В расчетах за исходные данные приняты:

топливо — автомобильный бензин среднего состава: $C=0,855$; $H=0,145$.

Низшая теплотворная способность топлива $H_u=10400$ ккал/кг.

Давление и температура окружающей среды $p_0=1$ кг/см², $T_0=288^\circ$ абс.

Давление и температура остаточных газов $p_r=1$ кг/см², $T_r=1000^\circ$ абс.

Степень сжатия $\varepsilon=5,26$.

Расчет цикла выполнен по методике Гриневецкого-Мазинга [1]. Параметры конца наполнения определялись по Ленину И. М. [2] с учетом расширения остаточных газов до давления впуска.

Результаты расчета теоретического разомкнутого цикла (фиг. 1) сведены в таблицу.

В этой таблице обозначено:

T'_{tr} — температура остаточных газов, расширившихся до давления впуска;

κ_r — показатель адиабаты расширения остаточных газов до давления впуска;

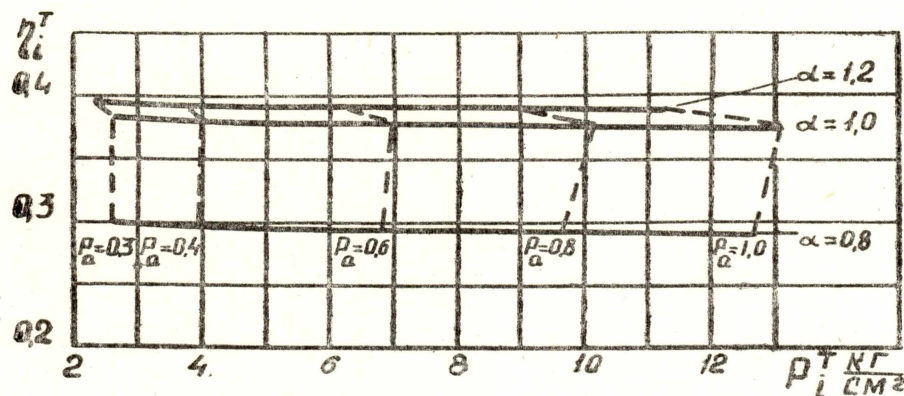
κ_1 , κ_2 — показатели адиабат сжатия и расширения;

μ — коэффициент молекулярного изменения;

γ — коэффициент остаточных газов;

λ — степень повышения давления.

Зависимость индикаторного к.п.д. η_i^T разомкнутого теоретического цикла от нагрузки, согласно данным расчета, показана также на фиг. 2. Из этого графика и таблицы следует, что снижение теоретического среднего индикаторного давления p_i^T при количественном регулировании приводит к некоторому повышению теоретического индикатор-



Фиг. 2. Влияние среднего индикаторного давления теоретического цикла на индикаторный к.п.д. дросселируемого карбюраторного двигателя.

ного к.п.д. η_i^T . Так, для рассматриваемых составов смеси с уменьшением p_i^T с 12 до 2 кг/см² η_i^T повышается на 1,5—2,5 %. С обогащением смеси от нормального состава $\alpha=1,0$ коэффициент η_i^T резко снижается из-за теоретической неполноты горения, но закономерности изменения η_i^T для постоянных составов смеси как богатой, так и бедной, с изменением нагрузки одинаковы.

С уменьшением количества бензино-воздушной смеси возрастает относительное содержание остаточных газов γ , что вызывает умень-

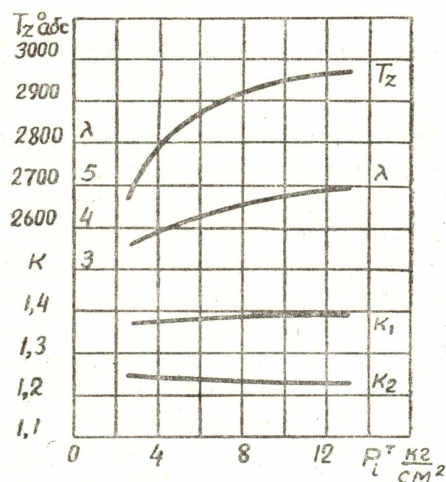
Таблица 8

Расчетные данные теоретического разомкнутого цикла, $\varepsilon=5,26$

η_D	T_r	T_a	T_c	T_z	T_b	γ	λ	μ	K_r	K_1	K_2	P_a	P_c	P_z	P_b	p_i^T	η_i^T
$\alpha = 0,8$																	
1,000	1000	333	636	2805	1848	0,067	4,89	1,108	—	1,389	1,250	1,00	10,03	49,00	6,16	12,70	0,292
0,767	947	341	650	2780	1838	0,088	4,73	1,107	0,331	1,388	1,250	0,80	8,08	38,17	4,80	9,78	0,293
0,534	880	355	674	2740	1803	0,126	4,48	1,104	1,314	1,386	1,252	0,60	6,00	26,90	3,37	6,82	0,294
0,307	794	379	717	2640	1725	0,220	4,03	1,096	1,337	1,383	1,256	0,40	3,97	16,00	1,99	3,94	0,295
0,197	737	403	757	2530	1640	0,343	3,63	1,087	1,340	1,379	1,261	0,30	2,96	10,75	1,32	2,56	0,299
$\alpha = 1,0$																	
1,000	1000	334	636	2970	2021	0,068	4,90	1,049	—	1,387	1,231	1,00	10,00	49,00	6,38	13,11	0,375
0,766	947	341	648	2950	2008	0,088	4,74	1,048	1,316	1,386	1,232	0,80	7,98	38,10	4,93	10,20	0,376
0,534	884	355	673	2900	1963	0,126	4,51	1,047	1,318	1,384	1,234	0,60	5,97	26,95	3,47	7,02	0,376
0,305	801	381	715	2790	1880	0,222	4,07	1,044	1,321	1,379	1,238	0,40	3,95	16,10	2,06	4,05	0,380
0,195	745	406	756	2660	1774	0,346	3,65	1,039	1,323	1,374	1,243	0,30	2,94	10,73	1,36	2,61	0,383
$\alpha = 1,2$																	
1,000	1000	333	635	2720	1794	0,067	4,28	1,040	—	1,388	1,250	1,00	10,00	44,50	5,58	11,35	0,390
0,766	948	341	648	2685	1768	0,088	4,14	1,039	1,322	1,387	1,251	0,80	8,00	34,40	4,31	8,69	0,390
0,532	888	355	673	2635	1730	0,127	3,92	1,038	1,325	1,385	1,253	0,60	5,99	24,35	3,03	6,05	0,391
0,308	796	377	710	2540	1660	0,220	3,58	1,036	1,328	1,381	0,256	0,40	3,96	14,72	1,83	3,53	0,393
0,196	742	405	756	2425	1570	0,345	3,21	1,032	1,330	1,376	1,262	0,30	2,95	9,77	1,20	2,26	0,395

шение тепла, приходящегося на единицу всего рабочего тела в цилиндре (свежая смесь плюс остаточные газы), несмотря на постоянство состава свежей смеси, и приводит к снижению температуры конца сгорания T_z и степени повышения давления λ (фиг. 3). Снижение температуры T_z с уменьшением p_i^T приводит к уменьшению теплоемкости газов и соответственно к повышению показателя адиабаты расширения κ_2 . Показатель адиабаты сжатия κ_1 наоборот при снижении p_i^T уменьшается. Это вызвано повышением теплоемкости рабочего тела на линии сжатия ввиду роста доли остаточных газов по мере снижения p_i^T . Но изменение теплоемкости рабочего тела в процессе расширения оказывает большее влияние на экономичность цикла, чем теплоемкость в процессе сжатия. Снижение ее приводит к уменьшению тепла, выносимого газами из цилиндра, и к повышению экономичности теоретического цикла.

Проведенное исследование теоретического разомкнутого цикла карбюраторного двигателя при количественном регулировании (соот-



Фиг. 3. Зависимость температуры конца сгорания T_z , степени повышения давления λ , показателей адиабат сжатия κ_1 и расширения κ_2 от теоретического среднего индикаторного давления P_i^T .

ветствующем дросселированию) позволяет сделать следующие выводы.

1. С уменьшением нагрузки теоретический индикаторный к.п.д. возрастает.

2. Температура конца сгорания и степень повышения давления с уменьшением нагрузки снижаются, несмотря на постоянство состава свежей смеси, вследствие роста доли остаточных газов.

3. С уменьшением нагрузки показатель адиабаты сжатия снижается, а показатель адиабаты расширения растет.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мазинг Е. К. Тепловой процесс двигателей внутреннего сгорания, ОНТИ, 1937.
2. Ленин И. М. Рабочие процессы и карбюрация в автомобильных двигателях, Машгиз, 1947.
3. Цеханов А. С. Влияние нагрузки на термический к.п.д. карбюраторного двигателя (статья помещена в этом томе).