

Инж. ГОЛДАЕВ И. П.

## КИНЕТИКА ВЫДЕЛЕНИЯ ТЕПЛА ПРИ СГОРАНИИ ТОПЛИВА В ДВУХТАКТНОМ БЫСТРОХОДНОМ ДВИГАТЕЛЕ

Мощность, развиваемая двигателем внутреннего сгорания, зависит от среднего индикаторного давления, величина которого, вообще говоря, определяется кривой давления газов на поршень. Как известно, давление газов на поршень в значительной степени зависит от процесса сгорания, от протекания этого процесса во времени, расчет которого в настоящее время проводится элементарным путем. Так, например, при расчете двигателя обыкновенно считают, что сгорание топлива происходит полностью либо при постоянном объеме (идеальный цикл Отто), либо при постоянном давлении (идеальный цикл Дизеля), либо при постоянных объеме и давлении (идеальный цикл Сабатэ). Так как в действительности этого не бывает, то для уточнения расчетов принимают различные экспериментальные поправки на коэффициент выделения тепла, переменную теплоемкость, молекулярное изменение газов и т. д.

Процесс сгорания топлива в четырехтактных двигателях с воспламенением от сжатия в настоящее время исследован относительно подробно. Этого нельзя сказать в отношении двухтактных дизелей. Между тем двухтактные двигатели имеют ряд преимуществ по сравнению с четырехтактными двигателями и находят все большее и большее применение не только в автотранспорте, но и в авиации.

К основным преимуществам двухтактного дизеля по сравнению с четырехтактным, как известно, относятся: большая литровая мощность, меньший удельный вес и простота конструкции. Однако, несмотря на эти преимущества, данный тип двигателя в авиации стал применяться недавно из-за ряда затруднений.

К числу затруднений создания быстроходного двухтактного дизеля необходимо в первую очередь отнести: введение более ускоренного процесса впрыскивания, тщательность очистки цилиндра от остаточных газов и зарядки его чистым воздухом, предотвращение утечки воздуха через выхлопные щели.

У двухтактных быстроходных дизелей время на процесс выхлопа и продувки чрезвычайно мало. Это в сильнейшей степени затрудняет ведение процессов очистки и зарядки цилиндра свежим воздухом. Кроме этого, тепловая напряженность этого типа двигателя значительно выше, чем у четырехтактного двигателя, так как весь цикл совершается за один оборот. Конечно, эти затруднения не являются непреодолимыми.

В настоящее время имеется ряд хорошо работающих быстроходных двигателей, к числу которых относится и двигатель ЮМО.

Вопрос дальнейшего развития двухтактных двигателей всецело зависит от дальнейших исследовательских работ, которых в настоящее время почти нет.

Как известно, главным препятствием к развитию быстроходных двигателей является то, что с увеличением числа

оборотов двигателя возрастает продолжительность сгорания в градусах угла поворота коленчатого вала, в силу чего значительная часть топлива сгорает по линии расширения. Это приводит к падению экономичности рабочего процесса, дымности выхлопа и перегреву поршня, результатом которого является пригорание поршневых колец. Для получения эффективного и экономичного рабочего процесса необходимо, чтобы с увеличением оборотов дизеля продолжительность фазы воспламенения и сгорания сокращалась не менее чем пропорционально увеличению оборотов.

Наряду с вопросом об ускорении воспламенения и сгорания распыленного топлива весьма важен вопрос о наиболее полном использовании заряда воздуха, поступающего в цилиндр. Характеристикой полноты использования воздуха в двигателе является коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ . Получение значений  $\alpha$ , близких к 1, является также одной из проблем дальнейшего развития быстроходных дизелей.

Не менее важным вопросом является угол опережения впрыска топлива, который дает возможность получить наиболее рациональное выделение основного количества тепла как можно раньше и тем самым уменьшить догорание топлива по линии расширения.

Представленная автором на соискание ученой степени кандидата технических наук работа была посвящена двум последним вопросам, а именно — исследованию влияния коэффициента избытка воздуха и угла опережения впрыска топлива на процесс выделения тепла в двухтактном быстроходном двигателе.

Вся диссертационная работа состояла из семи глав; VI глава печатается ниже.

## **Исследование влияния коэффициента избытка воздуха и угла опережения впрыска топлива на процесс выделения тепла в двухтактном быстроходном двигателе**

Количество тепла, выделяемого в цилиндре двигателя от сгорания топлива, зависит от процесса сгорания топлива. Чем интенсивнее проходит процесс сгорания топлива, тем интенсивнее происходит и процесс выделения тепла.

Ход процесса сгорания, помимо основных химических свойств топлива, определяется:

- 1) наличием интенсивного и организованного движения газов;
- 2) коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$ ;
- 3) углом опережения впрыска топлива  $\beta$ ;
- 4) температурами и давлениями газов в камере сгорания, которые имеют место на протяжении периода сгорания, и
- 5) температурой и давлением газов в начале процесса сгорания.

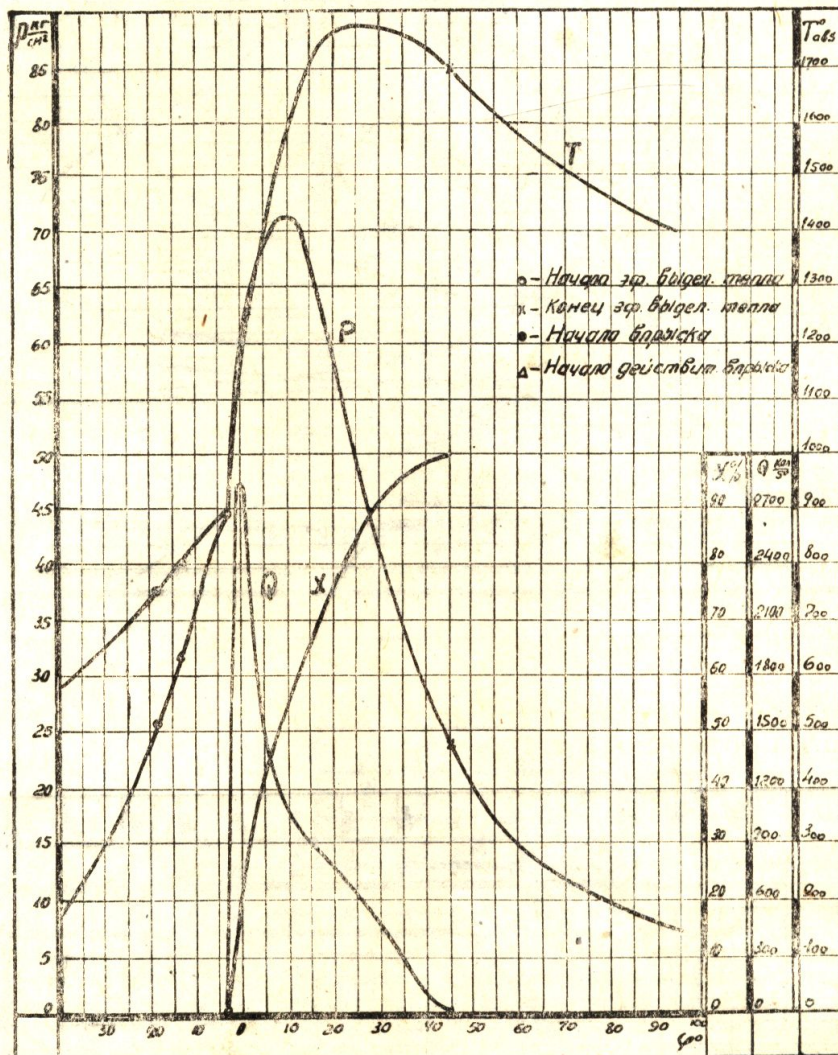
При исследовании выделения тепла в двухтактном двигателе ограничимся исследованием влияния коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и угла опережения впрыска топлива  $\beta$  на процесс выделения тепла.

В данном случае под коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$  подразумевается результирующий коэффициент избытка воздуха, определяемый за весь цикл по составу продуктов сгорания, но не характеризующий фактического состава смеси в момент воспламенения и сгорания топлива. Состав смеси топлива с воздухом является величиной переменной не только по времени, но и по месту. Состав смеси весьма неоднороден; имеются зоны как с большими, так и с малыми количествами кислорода.

Единственными опубликованными данными по вопросу смешения топлива с воздухом в пределах топливной струи являются данные

Швейцера и Югаза. Результаты их опытов показывают, что при плотностях воздуха, встречающихся в цилиндре двигателя, распределение топлива в 4" (101,6 мм) от топливного сопла с простым круглым отверстием неоднородно. Их данные также показывают, что однородность смешения топлива с воздухом с приближением к соплу уменьшается.

Однородность струи по  $\alpha$  в значительной мере может быть улучшена воздушными потоками в камере сгорания. Как показали опыты



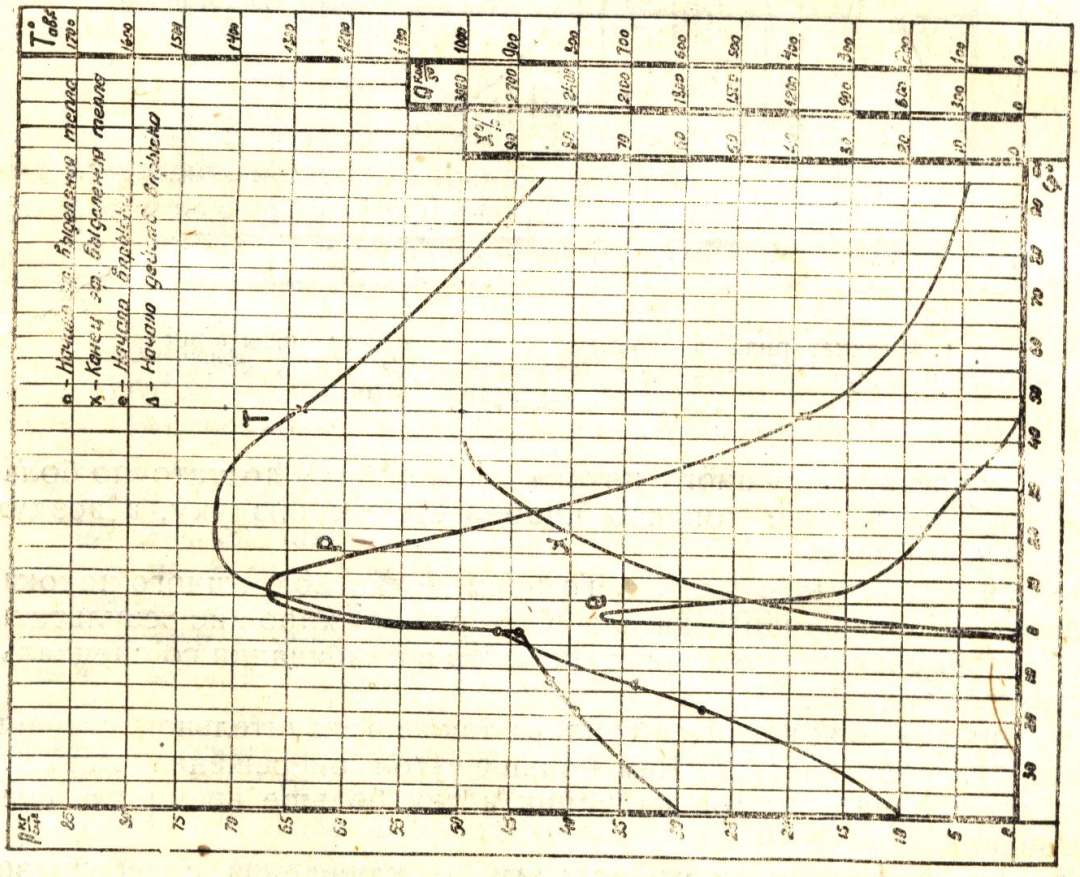
Фиг. 1. Индикаторная диаграмма № 26, протокол испытаний № 231 при  $P_s = 1,6$  кг/см<sup>2</sup>,  $n = 1400$  об/мин,  $P_e = 6,05$  кг/см<sup>2</sup>,  $\beta = 18,5^\circ$  и  $\alpha = 1,95$ .

Ротрока, скорость воздушного потока должна быть достаточно большой. В этом случае не топливо пробивается к воздуху, а воздух подводится к топливу.

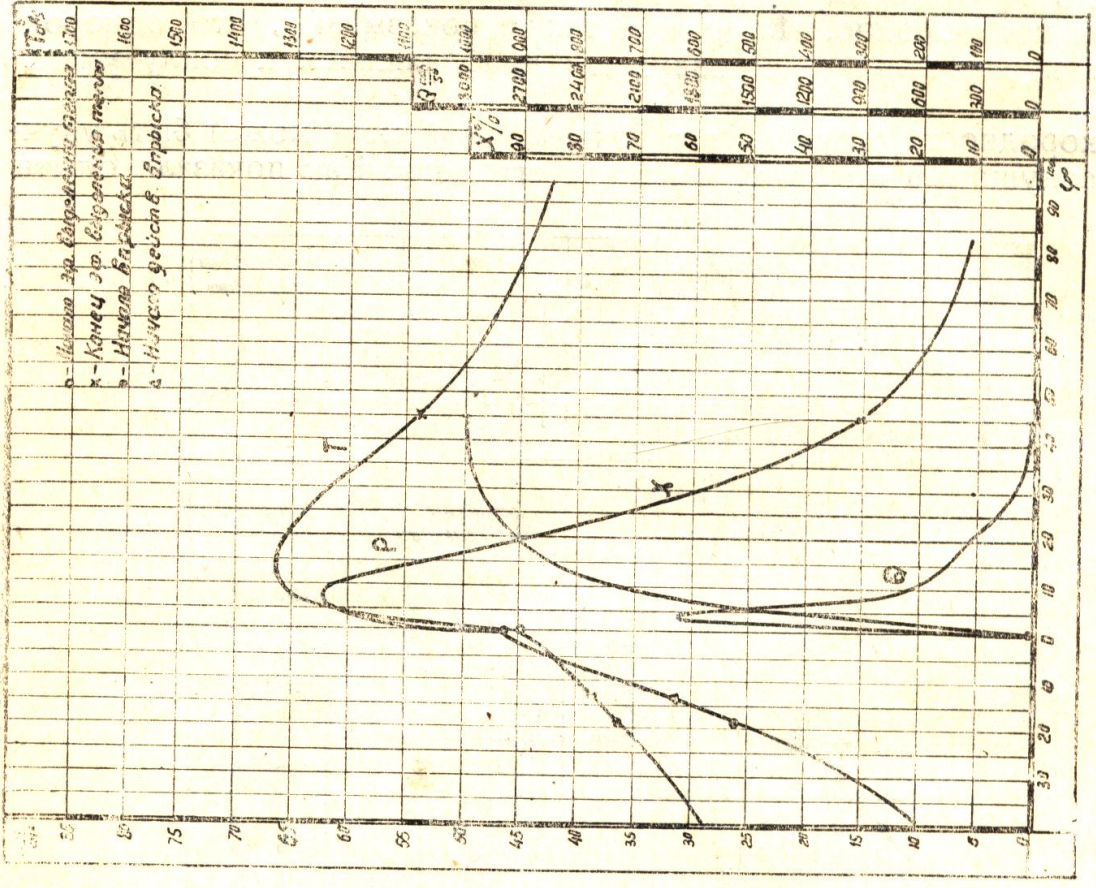
Имеется ряд случаев успешного применения воздушного потока. Так, например, авиационный дизель Юнкерс дает хорошие результаты благодаря применению воздушных потоков в комбинации со специальными струями топлива.

Угол опережения впрыска топлива также в значительной степени улучшает смесеобразование. Чем больше угол опережения впрыска топлива, тем больше период индукции и тем больше время для смесеобразования.

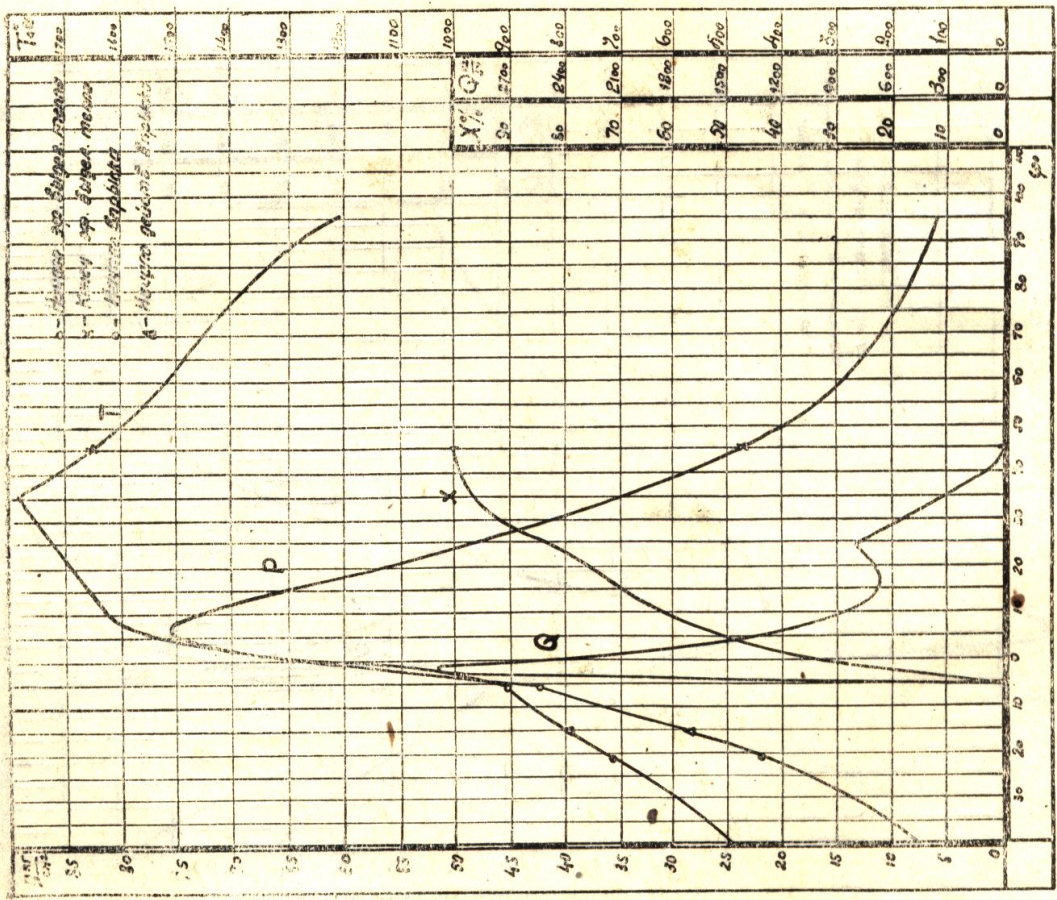
В данном исследовании мы исходим из улучшения смесеобразования только за счет увеличения результирующего коэффициента избытка воздуха при различных углах опережения впрыска топлива,



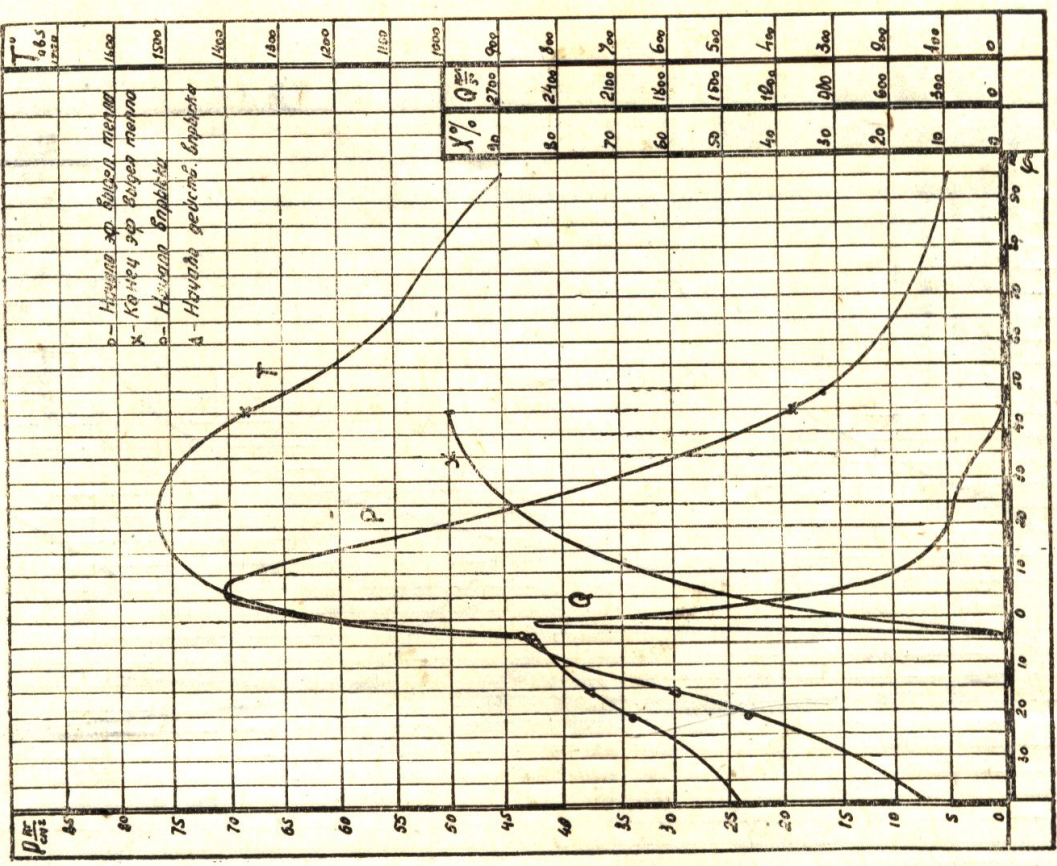
Фиг. 2. Индикаторная диаграмма № 15, протокол испытаний № 231 при  $P_s = 1,6$  кг/см<sup>2</sup>,  $n = 1380$  об/мин,  $P_e = 4,1$  кг/см<sup>2</sup>,  $\beta = 18,5^\circ$  и  $\alpha = 3$



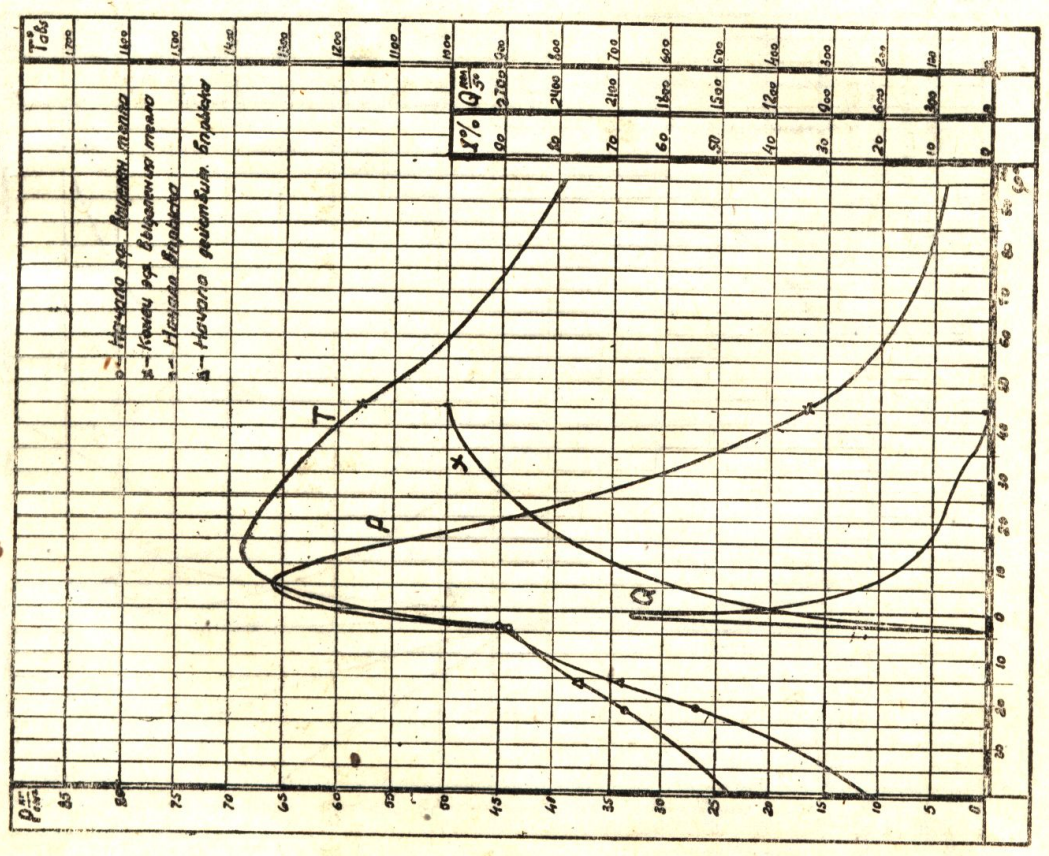
Фиг. 3. Индикаторная диаграмма № 6, протокол испытаний № 234 при  $P_s = 1,6$  кг/см<sup>2</sup>,  $n = 1410$  об/мин,  $P_e = 2,68$  кг/см<sup>2</sup>,  $\beta = 18,5^\circ$  и  $\alpha = 4,8$



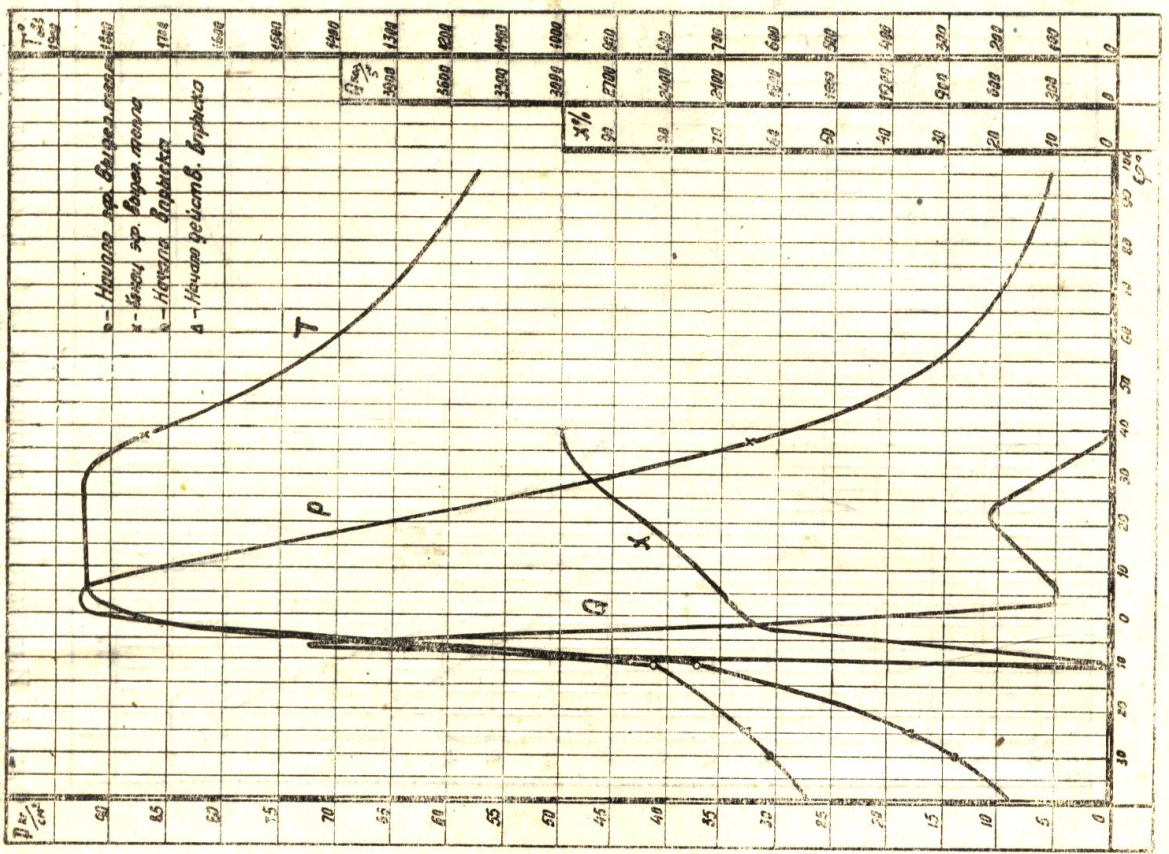
Фиг. 4. Индикаторная диаграмма № 12, протокол испытаний № 241 при  $P_s = 1,6$  кг/см<sup>2</sup>,  $n = 1400$  об/мин,  $P_e = 6,0$  кг/см<sup>2</sup>,  $\beta = 21^\circ$  и  $\alpha = 2$



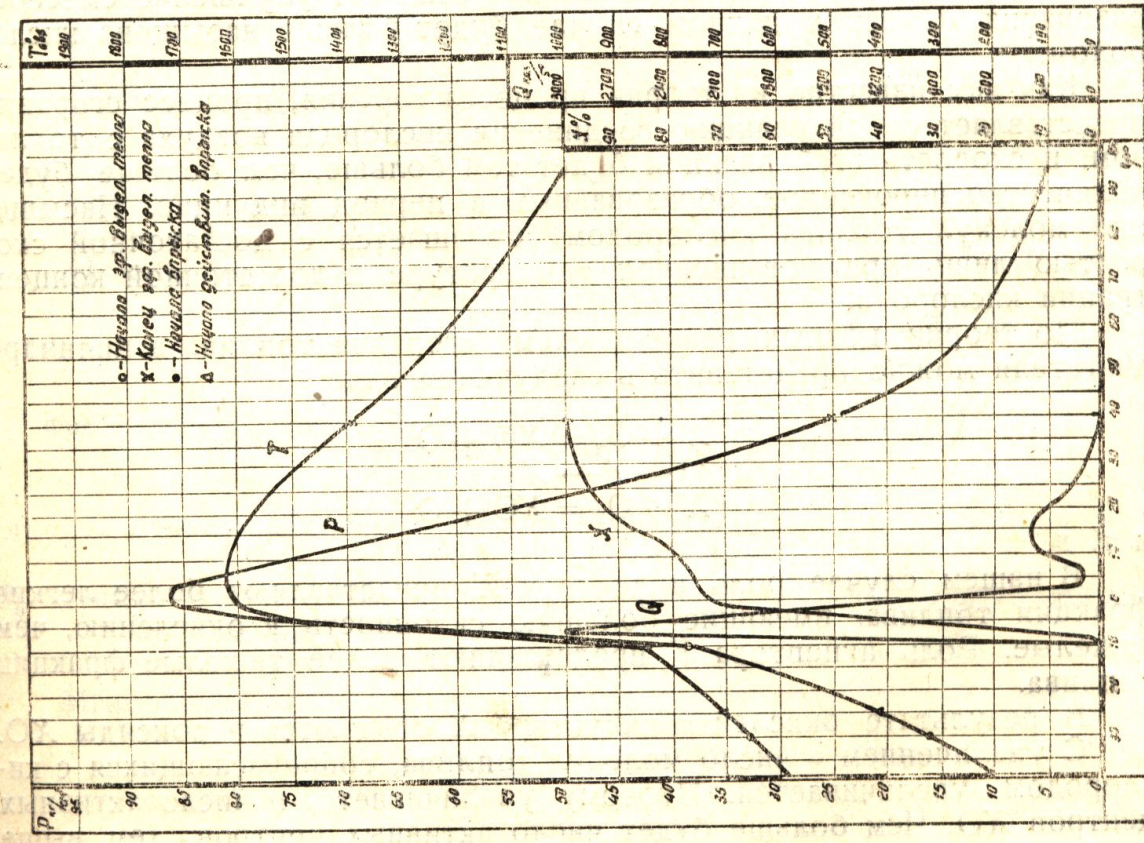
Фиг. 5. Индикаторная диаграмма № 6, протокол испытаний № 227 при  $P_s = 1,6$  кг/см<sup>2</sup>,  $n = 1400$  об/мин,  $P_e = 4,1$  кг/см<sup>2</sup>,  $\beta = 21^\circ$  и  $\alpha = 3,2$



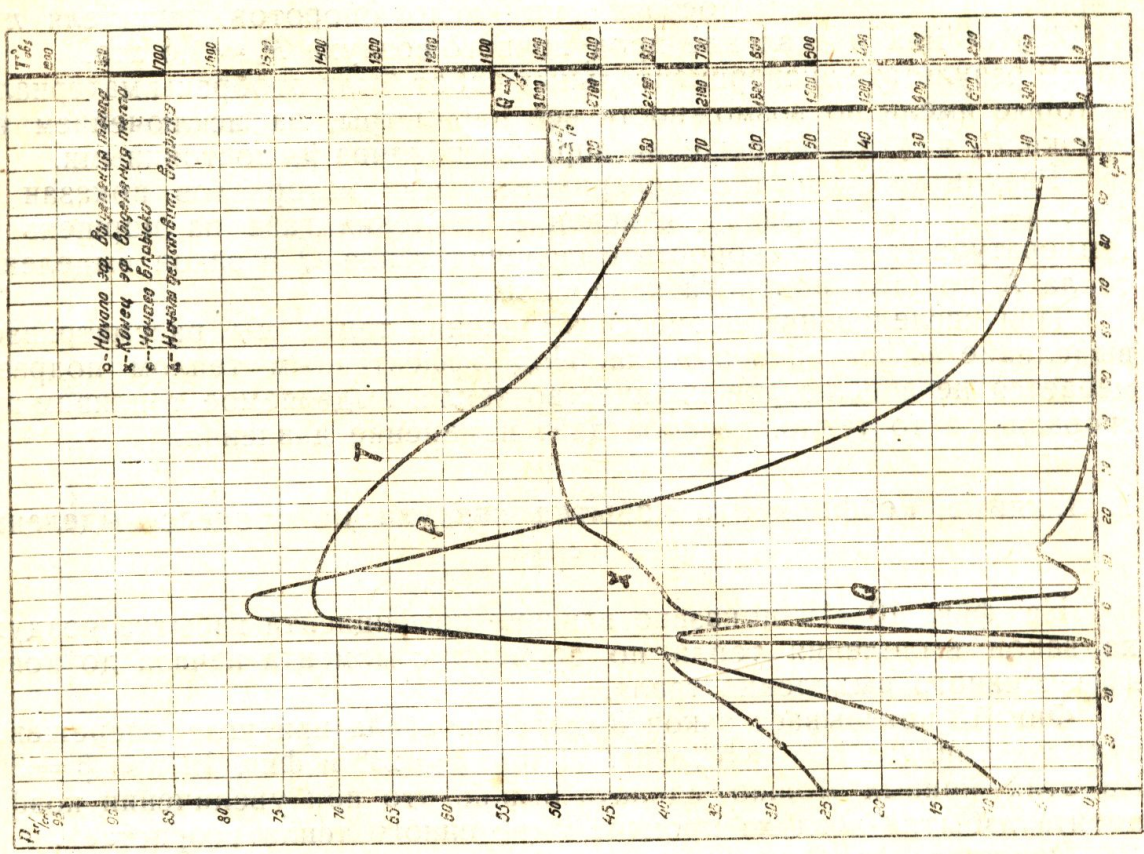
Фиг. 6. Индикаторная диаграмма № 9, протокол испытаний № 237, при  $P_s = 1,6$  кг/см<sup>2</sup>,  $n = 1400$  об/мин,  $P_e = 3,1$  кг/см<sup>2</sup>,  $\beta = 21^\circ$  и  $\alpha = 4,1$



Фиг. 7. Индикаторная диаграмма № 7, протокол испытаний № 225 при  $P_s = 1,6$  кг/см<sup>2</sup>,  $n = 1350$  об/мин,  $P_e = 6,16$  кг/см<sup>2</sup>,  $\beta = 30^\circ$  и  $\alpha = 2,04$



Фиг. 8. Индикаторная диаграмма № 4, протокол испытаний № 235 при  $P_s = 1,6$  кг/см<sup>2</sup>,  $n = 1410$  об/мин,  $P_e = 4,0$  кг/см<sup>2</sup>,  $\beta = 30^\circ$  и  $\alpha = 2,76$



Фиг. 9. Индикаторная диаграмма № 3, протокол испытаний № 235 при  $P_s = 1,6$  кг/см<sup>2</sup>,  $n = 1410$  об/мин,  $P_e = 3,2$  кг/см<sup>2</sup>,  $\beta = 30^\circ$  и  $\alpha = 4,6$

путем увеличения нагрузки, т. е. увеличением количества топлива, подаваемого в цилиндр двигателя. Исходя из этого, при экспериментировании оставались постоянными число оборотов двигателя  $n = 1400$  об/мин и давление продувочного воздуха  $P_s = 1,6$  ата.

В результате экспериментальных работ были отобраны материалы, которые имели по возможности все параметры, за исключением нагрузки  $P_e$  и угла опережения впрыска топлива  $\beta$ , постоянными.

Результат обработки экспериментальных материалов показан на фиг. 1—9, где показаны изменение давления газа на поршень  $P$ , температура газа  $T$ , скорость выделения тепла  $Q$  и закон выделения тепла  $X$  по углу поворота кривошипа.

При исследовании процесса выделения тепла мы рассматриваем выделение эффективного тепла. Под эффективным теплом подразумевается не абсолютное количество тепла, выделяемое топливом при сгорании, а то тепло, которое дает изменение давления.

### 1. Влияние коэффициента избытка воздуха на процесс выделения тепла

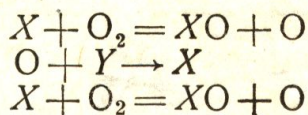
На фиг. 10—12 показано влияние коэффициента избытка воздуха на закон выделения тепла по времени с момента начала до конца эффективного выделения тепла.

Фиг. 10 показывает закон выделения тепла при угле опережения впрыска топлива  $\beta = 18,5^\circ$ , фиг. 11 при  $\beta = 21^\circ$  и фиг. 12 при  $\beta = 30^\circ$ . Из этих кривых можно сделать вывод, что при увеличении коэффициента избытка воздуха процент выделенного тепла возрастает.

Основным фактором, влияющим на процесс улучшения сгорания, необходимо считать то, что увеличение результирующего коэффициента избытка воздуха ведет за собой увеличение местных значений  $\alpha$ . Увеличение местных значений  $\alpha$  означает улучшение смесеобразования. Смесь в данном случае будет больше насыщена кислородом.

Как нам известно из теории процесса горения, процесс сгорания представляет собой реакцию соединения кислорода воздуха с топливом, и скорость этой реакции будет тем больше, чем больше будет количество пероксидов, образованных в период индукции. Насыщение молекул топлива кислородом совершается с достаточной скоростью лишь при повышенной температуре и достаточной концентрации кислорода.

По теории цепных реакций схему сгорания топлива в цилиндре двигателя можно представить в следующем виде:



и т. д.

В нашем случае роль индуктора  $X$  представляют более легкие фракции топлива, имеющие большую склонность к окислению, чем тяжелые. Роль акцептора  $Y$  представляют более тяжелые фракции топлива.

В результате окисления индуктора  $X$  создаются пероксиды  $XO$ .

С увеличением  $\alpha$  число молекул топлива, соприкасающихся с кислородом, увеличивается. Поэтому увеличивается и число активных центров  $XO$ . Чем больше будет число активных центров, тем выше будет скорость реакции горения.

Если для упрощения рассмотрения процесса сгорания принять закон бимолекулярной реакции, то на основе кинетической теории



протекания реакции горения можно получить для скорости реакции горения следующую зависимость:

$$W = \frac{dx}{dt} = K C_A \cdot C_B,$$

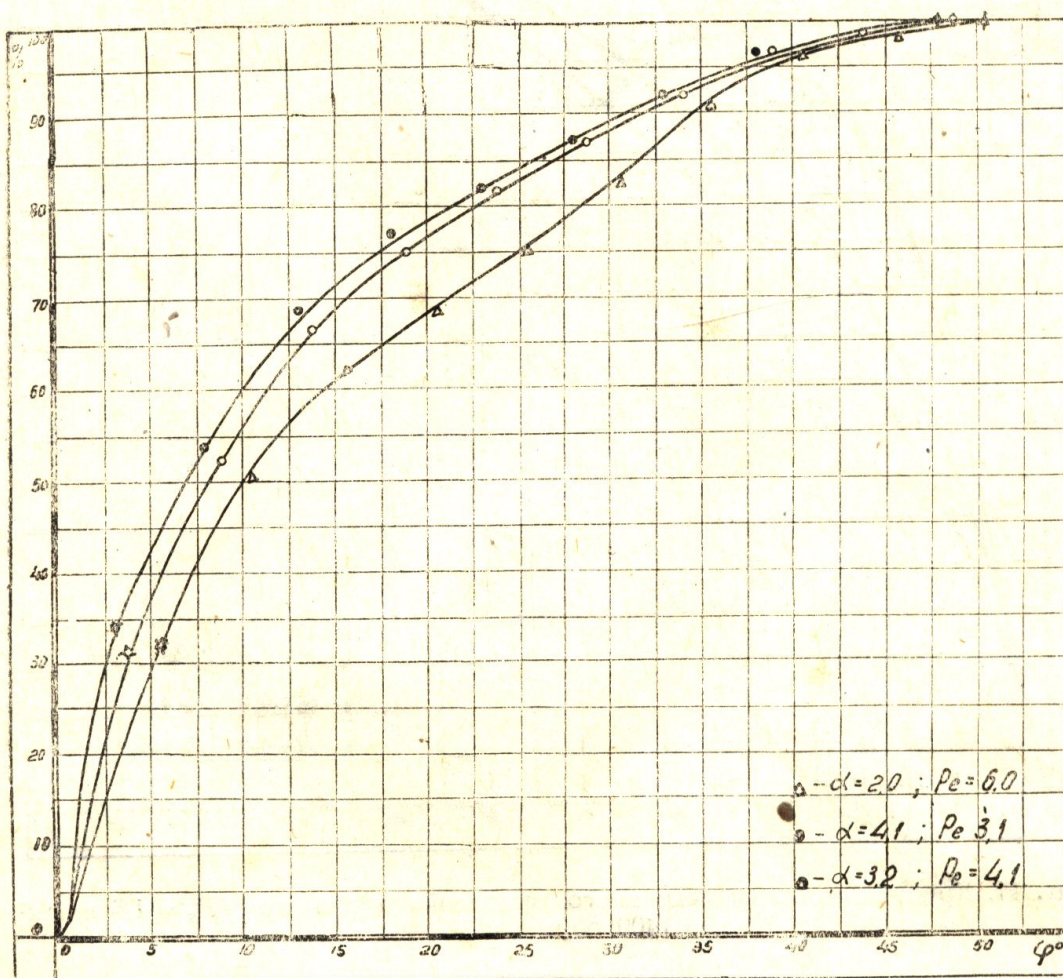
где:  $K$  — константа скорости реакции,

$C_A$  — мгновенная концентрация кислорода в смеси и

$C_B$  — мгновенная концентрация топлива в смеси.

Мгновенная концентрация кислорода выражается зависимостью:

$$C_A = \frac{(\alpha - x) \cdot 0,21 L_0 B_0}{24,4 \cdot V},$$



Фиг. 10. Кривые закона эффективного выделения тепла при  $P_s = 1,6 \text{ кг/см}^2$ ,  $n = 1400 \text{ об/мин}$  и  $\beta = 18,5^\circ$

где:  $L_0 \text{ м}^3$  — теоретически необходимое количество воздуха при сгорании одного килограмма топлива,

$B_0 \text{ кг/цикл}$  — количество топлива, подаваемое в цилиндр для каждого цикла, и

$V \text{ м}^3$  — объем цилиндра в данный момент.

Мгновенная концентрация топлива выражается зависимостью:

$$C_B = \frac{(\sigma - x) \cdot B_0}{V \cdot \mu_B},$$

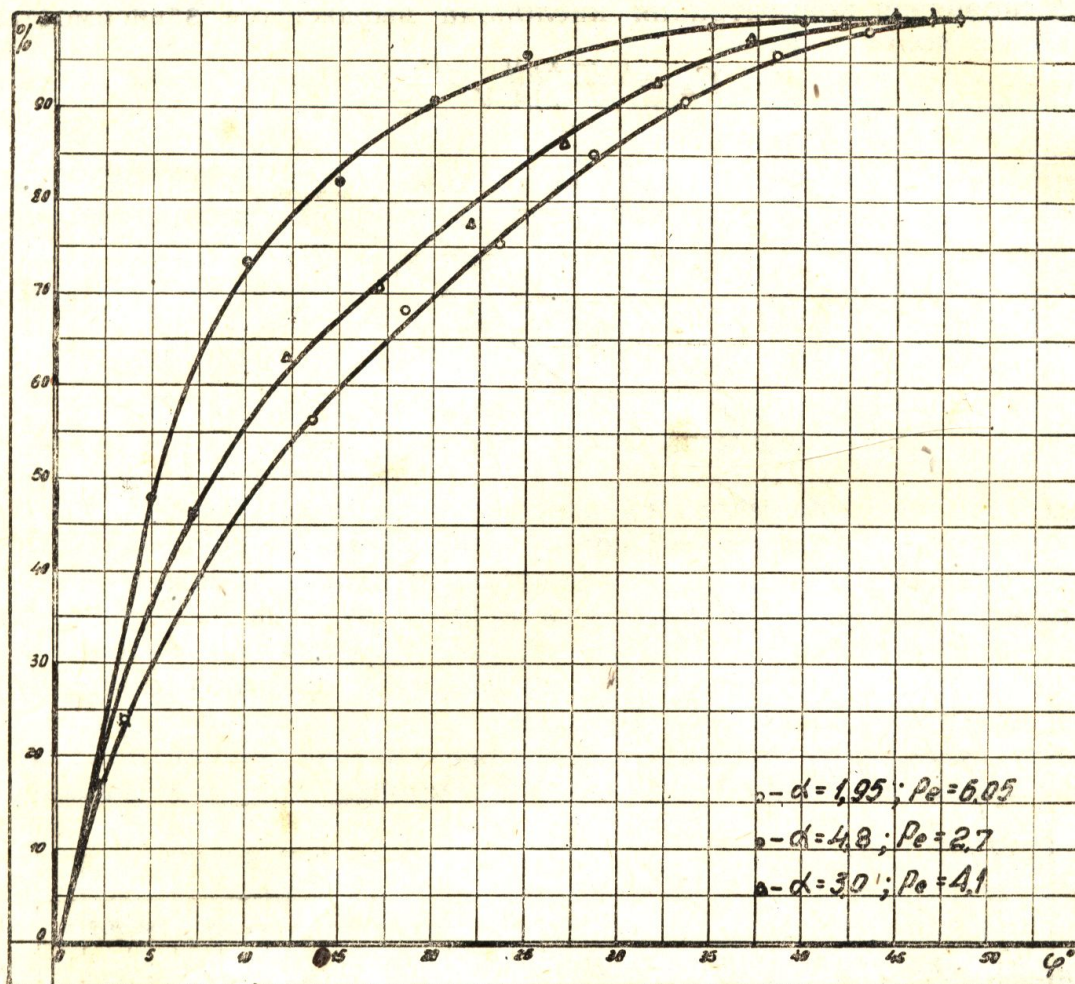
где:  $\sigma \text{ кг}$  — количество топлива, поданного в цилиндр к данному моменту, и

$\mu_B$  — молекулярный вес топлива.

Подставив значения концентраций в уравнение скорости реакции, получим:

$$W = \frac{dx}{dt} = K \left[ \frac{(\alpha - x) \cdot 0,21 \cdot L_0 B_0}{24,4 \cdot V} \cdot \frac{(\sigma - x) \cdot B_0}{V \cdot \mu_B} \right] = K \frac{B_0}{V} \left[ \frac{0,21 L_0}{24,4 \cdot \mu_B} (\alpha - x)(\sigma - x) \right].$$

Из этого уравнения можно сделать вывод, что скорость реакции в основном зависит от количества топлива, подаваемого в цилиндр  $B_0$ , и от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ . При уменьшении коли-



Фиг. 11. Кривые закона эффективного выделения тепла при  $P_s = 1,6 \text{ кг/см}^2$ ,  $n = 1400 \text{ об/мин}$  и  $\beta = 21^\circ$

чества топлива, подаваемого в цилиндр  $B_0$ , коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  растет. Величина  $\alpha$  растет быстрее, чем падает величина  $B_0$ . Так, например, при давлении продувочного воздуха  $P_s = 1,6 \text{ кг/см}^2$ , числе оборотов двигателя  $n = 1400 \text{ об/мин}$  и угле опережения впрыска топлива  $\beta = 30^\circ$ , получено:

при $P_e = 6 \text{ кг/см}^2$ ,	$B_0 = 0,128 \text{ гр/цикл}$ ,	$\alpha = 2^1$
$P_e = 5$ "	$B_0 = 0,105$ "	$\alpha = 2,7$
$P_e = 4$ "	$B_0 = 0,083$ "	$\alpha = 3,6$
$P_e = 3$ "	$B_0 = 0,062$ "	$\alpha = 4,6$

Выше мы рассмотрели влияние концентрации кислорода и топлива на скорость реакции сгорания топлива, но на скорость реакции в значительной степени влияет и константа скорости реакции  $K$ .

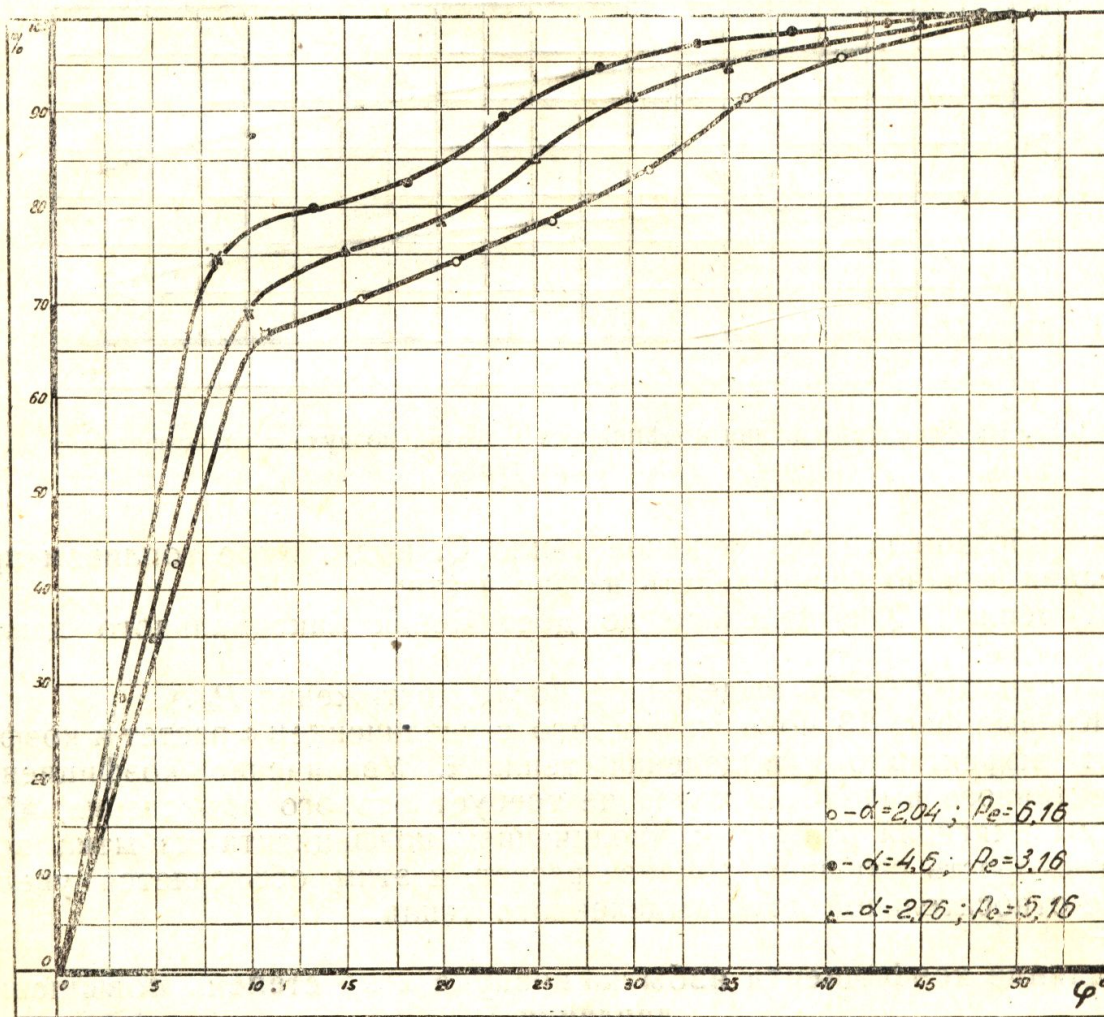
Константа скорости реакции не является постоянной, а зависит

<sup>1</sup> Точность определения  $\alpha$  лежит в пределах точности предположения о возможности допущения гипотезы мгновенного смешения к расчету прямоточной продувки.

от температуры и давления среды, которые предшествовали процессу воспламенения и имеют место в период сгорания топлива.

Константа скорости реакции с увеличением  $\alpha$  падает, т. к. в цилиндре двигателя увеличение  $\alpha$  означает уменьшение нагрузки двигателя, что ведет к понижению температур цикла, а следовательно, и температуры газов в цилиндре перед началом впрыска топлива.

С уменьшением температуры газов в цилиндре перед началом впрыска возрастает период индукции, который ведет к тому, что увеличивается относительная доля впрыснутого топлива в цилиндр к началу воспламенения. Чем больше будет относительная доля впрыснутого топлива к началу воспламенения, тем больше будет и скорость



Фиг. 12. Кривые закона эффективного выделения тепла при  $P_s = 1,6$  кг/см<sup>2</sup>,  $n = 1400$  об/мин и  $\beta = 30^\circ$

сгорания топлива. Последнее соображение указывает на то, что уравнение скорости сгорания топлива, выведенное на основе физической химии, еще не может служить достаточным критерием для установления скорости реакции сгорания топлива в цилиндре двигателя, т. к. скорость сгорания определяется не конечными, а скорее мгновенными значениями  $\alpha$ .

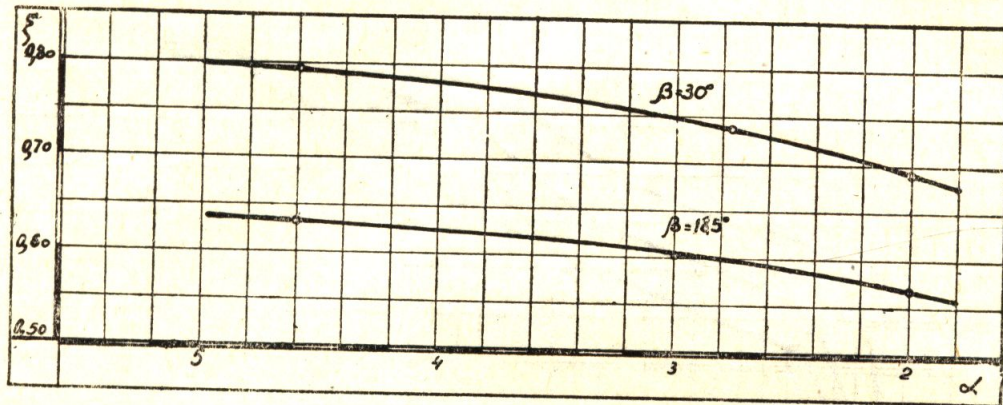
Основными факторами, влияющими на скорость сгорания топлива, в данном случае необходимо считать; рост коэффициента избытка воздуха и увеличение относительной доли впрыснутого топлива к началу воспламенения топлива.

При одинаковых степенях сжатия константа скорости реакции в цилиндре двухтактного двигателя будет выше, чем в цилиндре четырехтактного, так как в первом вследствие применения продувки цилиндра воздухом с повышенным давлением вихревое движение

воздуха перед началом воспламенения будет больше, как больше будет и температура заряда за счет повышенного коэффициента остаточных газов и более высоких температур стенок цилиндра и поршня. Следовательно, скорость реакции сгорания топлива в цилиндре двухтактного двигателя будет выше, чем в четырехтактном.

## 2. Влияние $\alpha$ на коэффициент выделения тепла $\xi$

Кривые эффективного выделения тепла показывают, что процесс выделения тепла в цилиндре двигателя продолжается в течение значительного времени после достижения максимального давления  $P_z$ .



Фиг. 13. Кривые влияния коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  на коэффициент выделения тепла

Таким образом все эффективное тепло  $Q$ , выделяемое топливом при сгорании, можно распределить на две части:

- 1) тепло  $\xi Q$ , выделенное до достижения максимального давления  $P_z$ , и
- 2) тепло  $Q(1-\xi)$ , выделенное после достижения  $P_z$ .

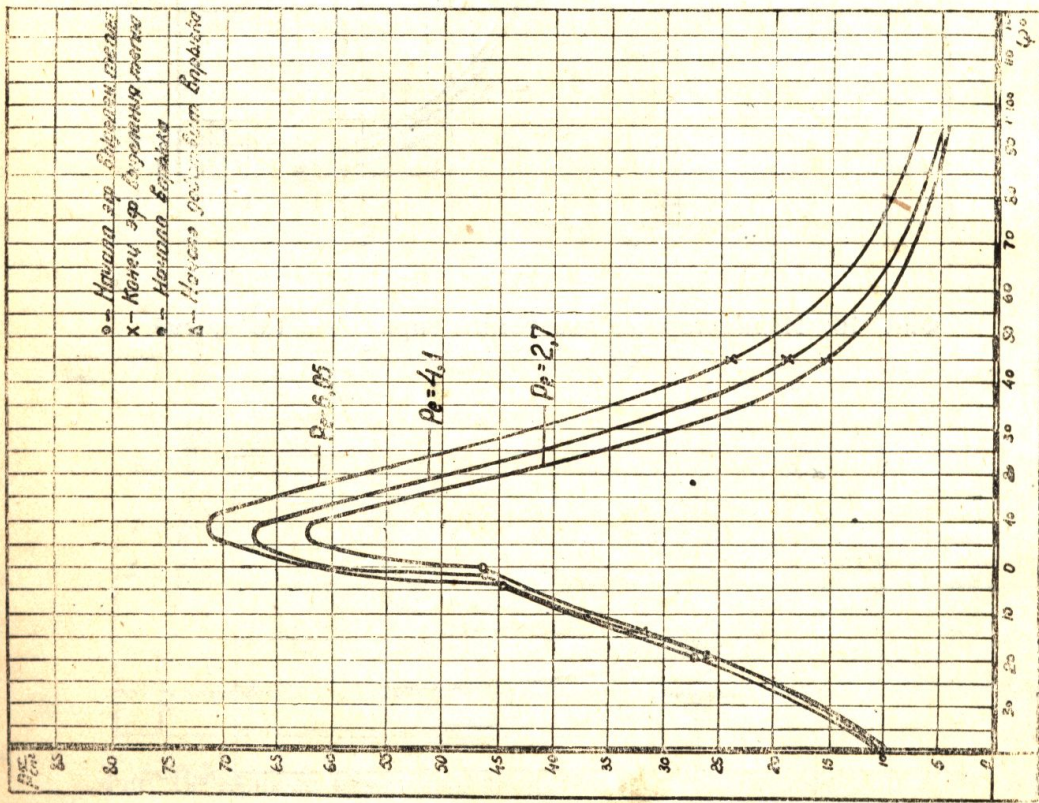
Кривые фиг. 13 показывают, что с увеличением  $\alpha$  растет и коэффициент эффективного выделения тепла  $\xi$ . Увеличение коэффициента эффективного выделения тепла не требует особого объяснения, ибо, как мы выяснили раньше, с увеличением коэффициента избытка воздуха скорость сгорания топлива растет, и этим объясняется увеличение относительной доли выделенного тепла.

## 3. Влияние коэффициента избытка воздуха $\alpha$ на степень повышения давления $\lambda$

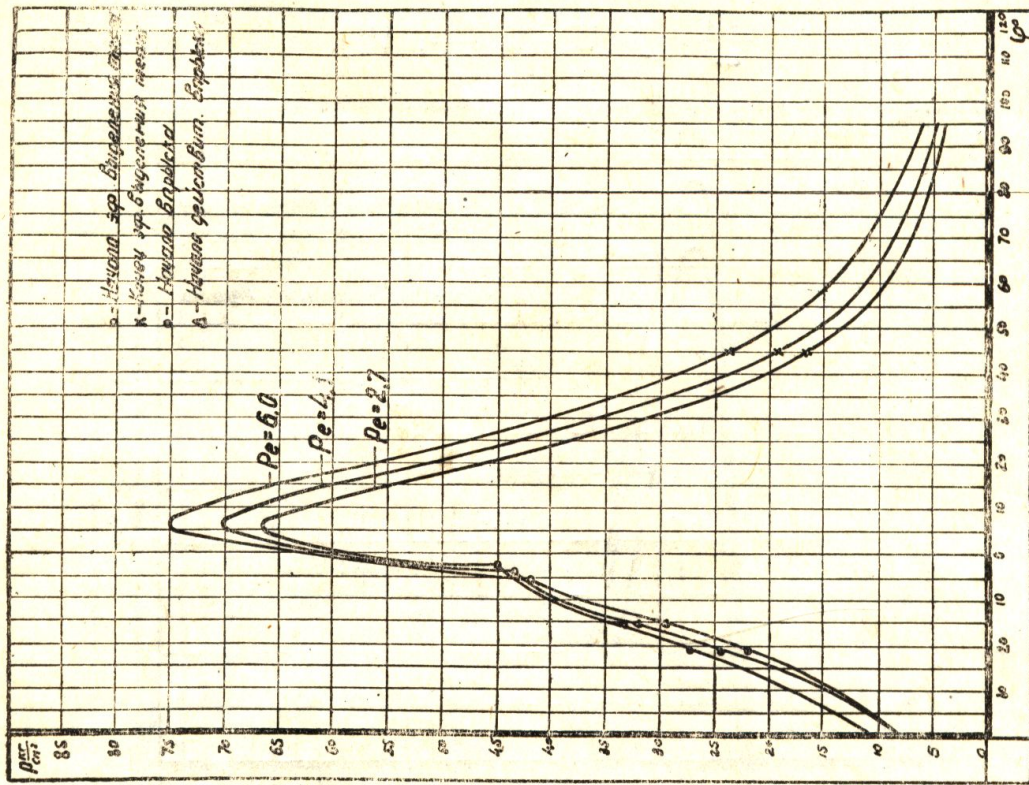
Из кривых фиг. 14—16 видно, что с уменьшением коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , т. е. с увеличением эффективного давления  $P_e$ , давление  $P_z$  возрастает. Рост максимальных давлений газов в цилиндре  $P_z$  необходимо объяснить ростом абсолютной скорости эффективного выделения тепла.

Скорость эффективного выделения тепла в цилиндре двигателя, в свою очередь, определяется в основном скоростью реакции сгорания топлива  $W$ , абсолютным количеством впрыснутого в цилиндр к моменту воспламенения топлива  $V_x$ , скоростью поступления свежего топлива после начала воспламенения  $\frac{dV}{dt}$  и концентрацией частиц топлива в единице объема  $V_k$ .

Увеличение каждой из этих переменных дает увеличение скорости выделения тепла и, следовательно, скорости нарастания давления. Чем больше будет скорость нарастания давления, тем больше будет величина максимального давления  $P_z$ .



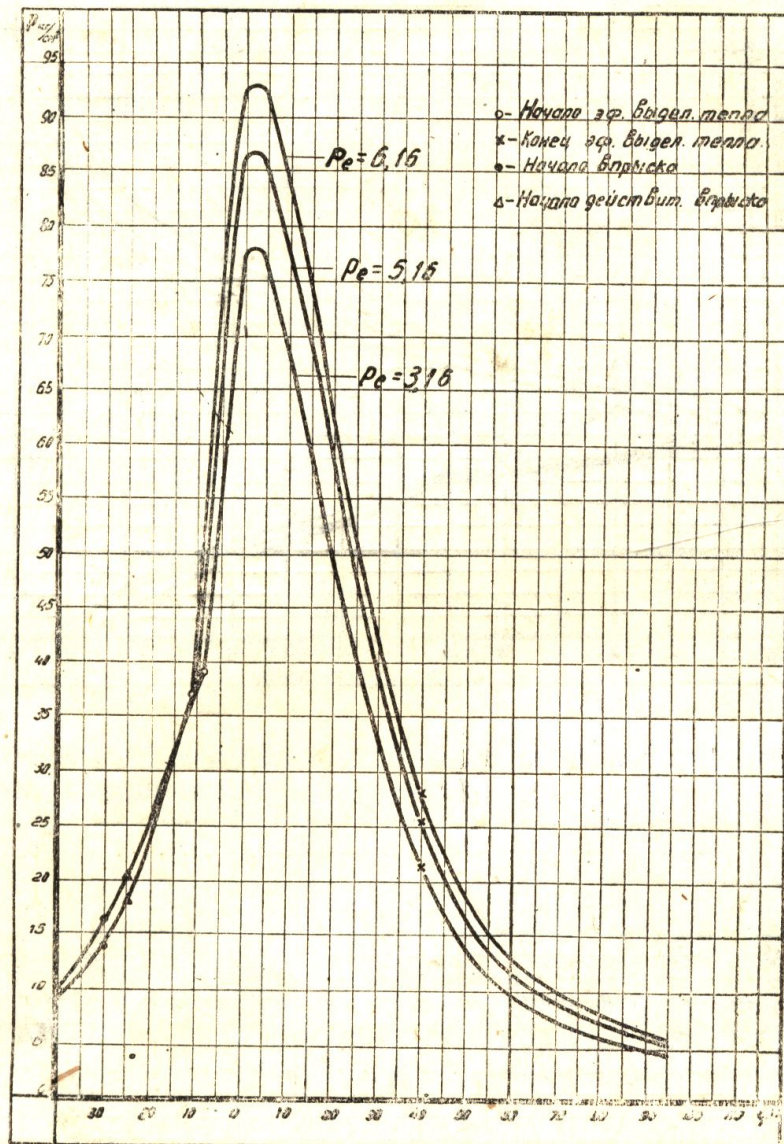
Фиг. 14. Индикаторные диаграммы при  $P_s = 1,6 \text{ кг/см}^2$ ,  
 $n = 1400 \text{ об/мин}$  и  $\beta = 18,5^\circ$



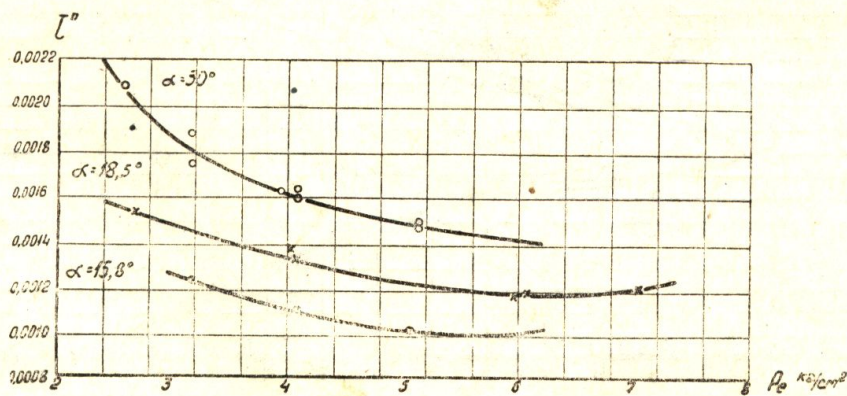
Фиг. 15. Индикаторные диаграммы при  $P_s = 1,6 \text{ кг/см}^2$ ,  
 $n = 1400 \text{ об/мин}$  и  $\beta = 21^\circ$

Зависимость скорости выделения тепла  $\frac{dQ}{dt}$  от  $W$ ,  $\frac{dB}{dt}$ ,  $B_x$  и  $V_k$  можно представить в виде функции:

$$\frac{dQ}{dt} = f(W, B_x, \frac{dB}{dt}, V_k).$$



Фиг. 16. Индикаторные диаграммы при  $P_s = 1,6 \text{ кг/см}^2$ ,  $n = 1400 \text{ об/мин}$  и  $\beta = 30^\circ$

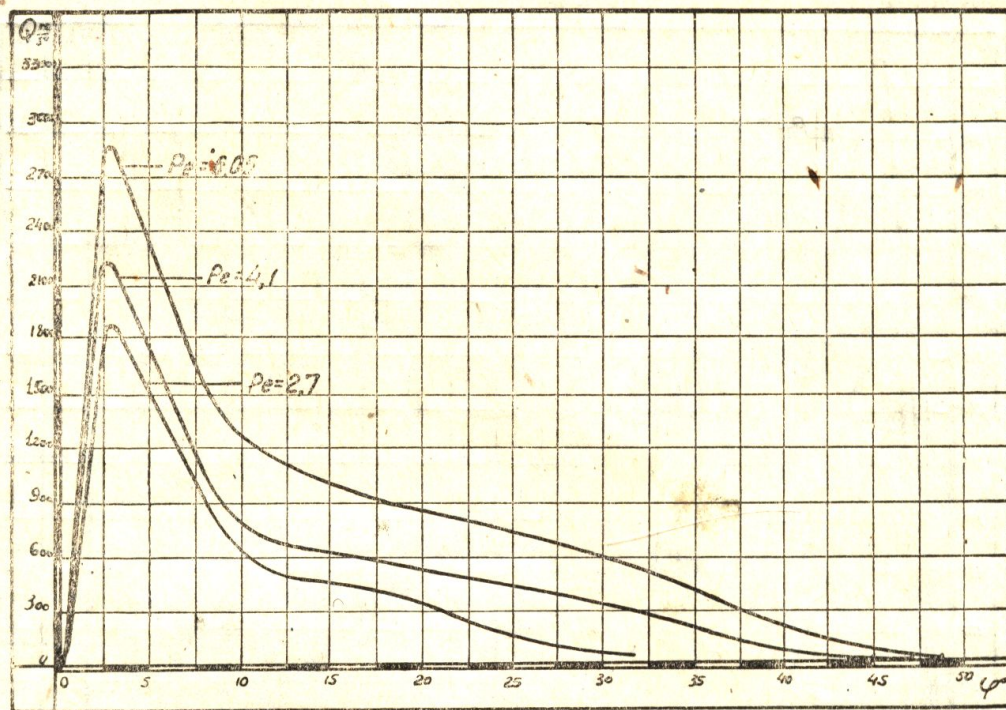


Фиг. 17. Кривые зависимости периода индукции от  $Pe^1$

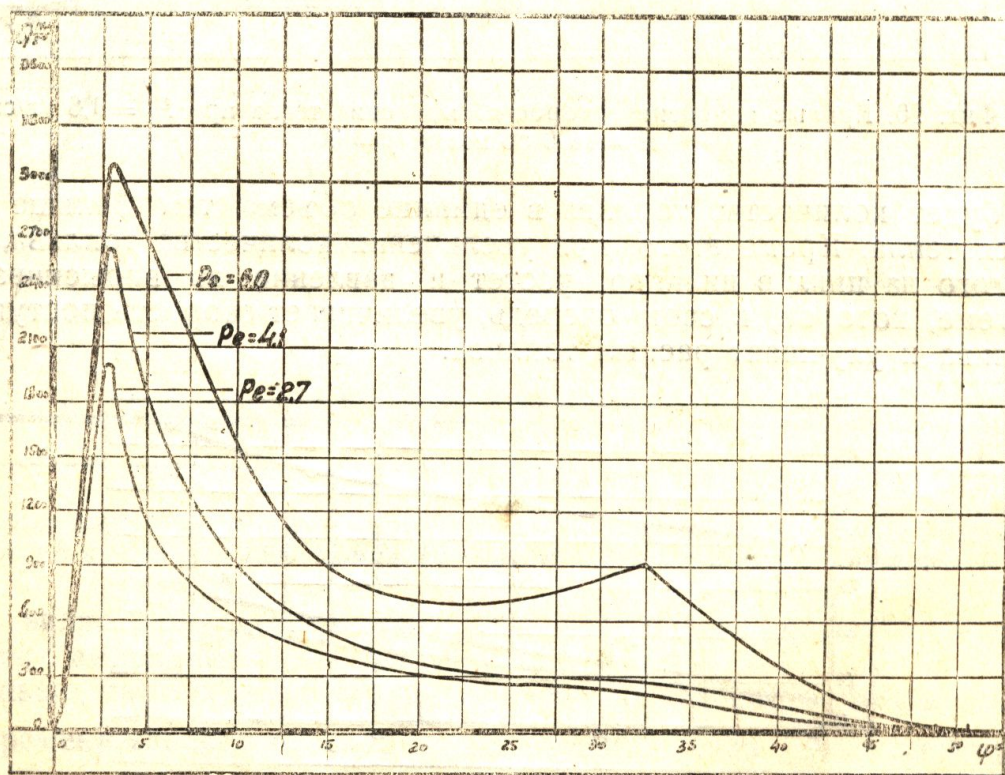
<sup>1</sup> Для кривых этого случая значения  $\alpha = 30^\circ$ ,  $\alpha = 18,5^\circ$  и  $\alpha = 15,8^\circ$  следует читать, как угол опережения впрыска топлива  $\beta = 30^\circ$ ,  $\beta = 18,5^\circ$  и  $\beta = 15,8^\circ$

Рассмотрим влияние  $\alpha$  на отдельные величины, входящие в эту зависимость.

Скорость химической реакции  $W$ , как мы выяснили раньше, с уменьшением  $\alpha$  в определенных пределах, падает. Количество топ-



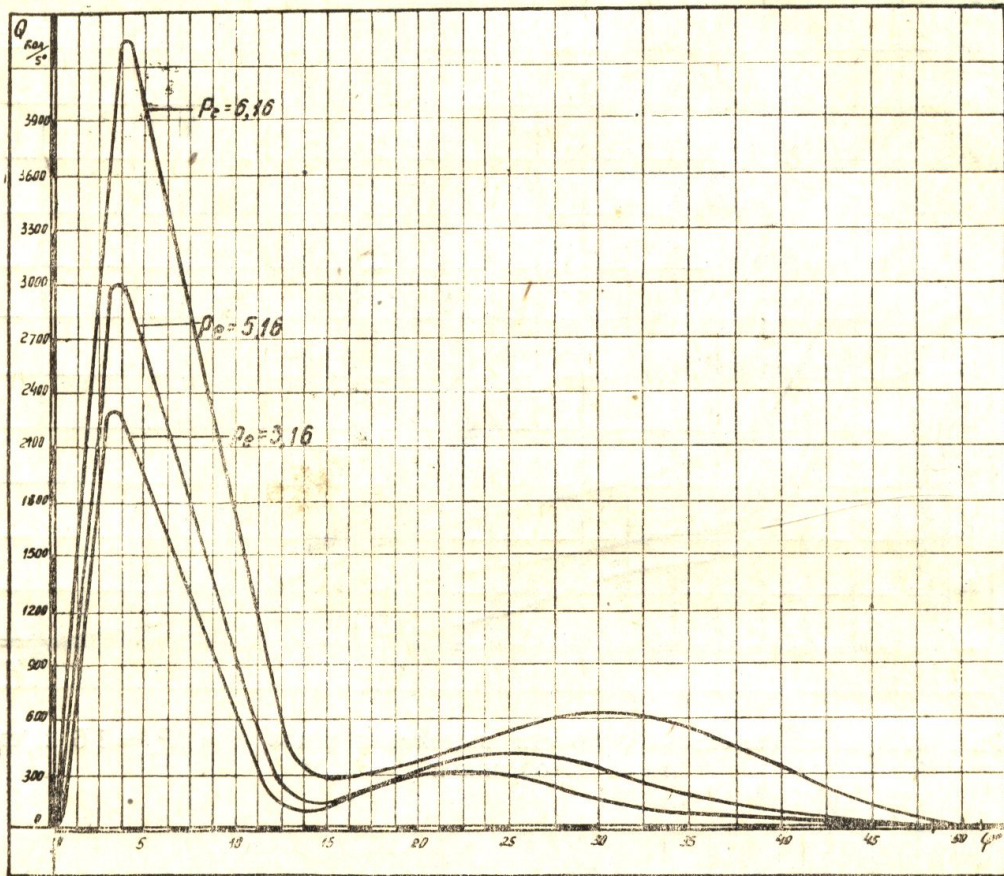
Фиг. 18. Кривые изменения скорости выделения тепла при  $P_s = 1,6 \text{ кг/см}^2$ ,  $n = 1400 \text{ об/мин}$  и  $\beta = 18,5^\circ$



Фиг. 19. Кривые изменения скорости выделения тепла при  $P_s = 1,6 \text{ кг/см}^2$ ,  $n = 1400 \text{ об/мин}$  и  $\beta = 21^\circ$

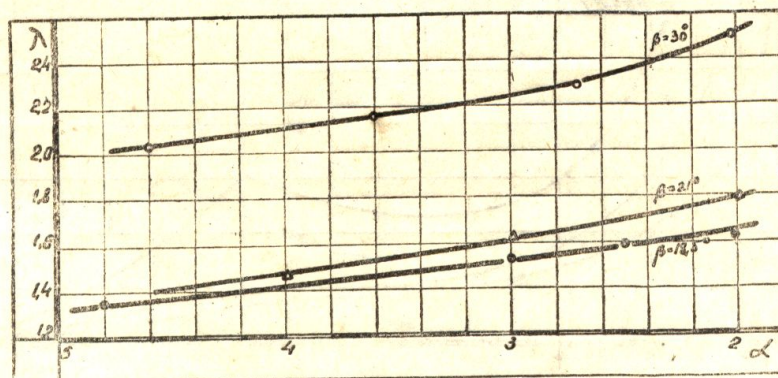
лива  $B_x$ , впрыснутого в цилиндр к началу воспламенения, при постоянной регулировке топливного насоса, определяется периодом индукции  $\tau_i$ . Период индукции с уменьшением  $\alpha$ , благодаря росту темпе-

ратур цикла, также падает (см. фиг. 17). Следовательно, уменьшается и количество топлива  $V_x$ , поступившего в цилиндр к началу воспламенения. В нашем случае уменьшение  $\alpha$  означает то, что количество топлива, подаваемого в цилиндр на цикл, растет, следовательно увеличивается и концентрация топлива в единице объема. Чем больше



Фиг. 20. Кривые изменения скорости выделения тепла при  $P_s = 1,6 \text{ кг/см}^2$ ,  $n = 1400 \text{ об/мин}$  и  $\beta = 30^\circ$

ше будет количество топлива в единице объема, тем больше выделится тепла. Кроме этого, при увеличении количества топлива, подаваемого на цикл в цилиндр, растет и давление во впрыскивающей системе, которое, в свою очередь, увеличивает скорость поступления топлива и улучшает распыл топлива.



Фиг. 21. Кривые изменения степени повышения давления  $\lambda$  в зависимости от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$

Из вышерассмотренного видно, что величина скорости эффективного выделения тепла является результатом влияния противоположно меняющихся факторов. Очевидно, решающим фактором, влияющим



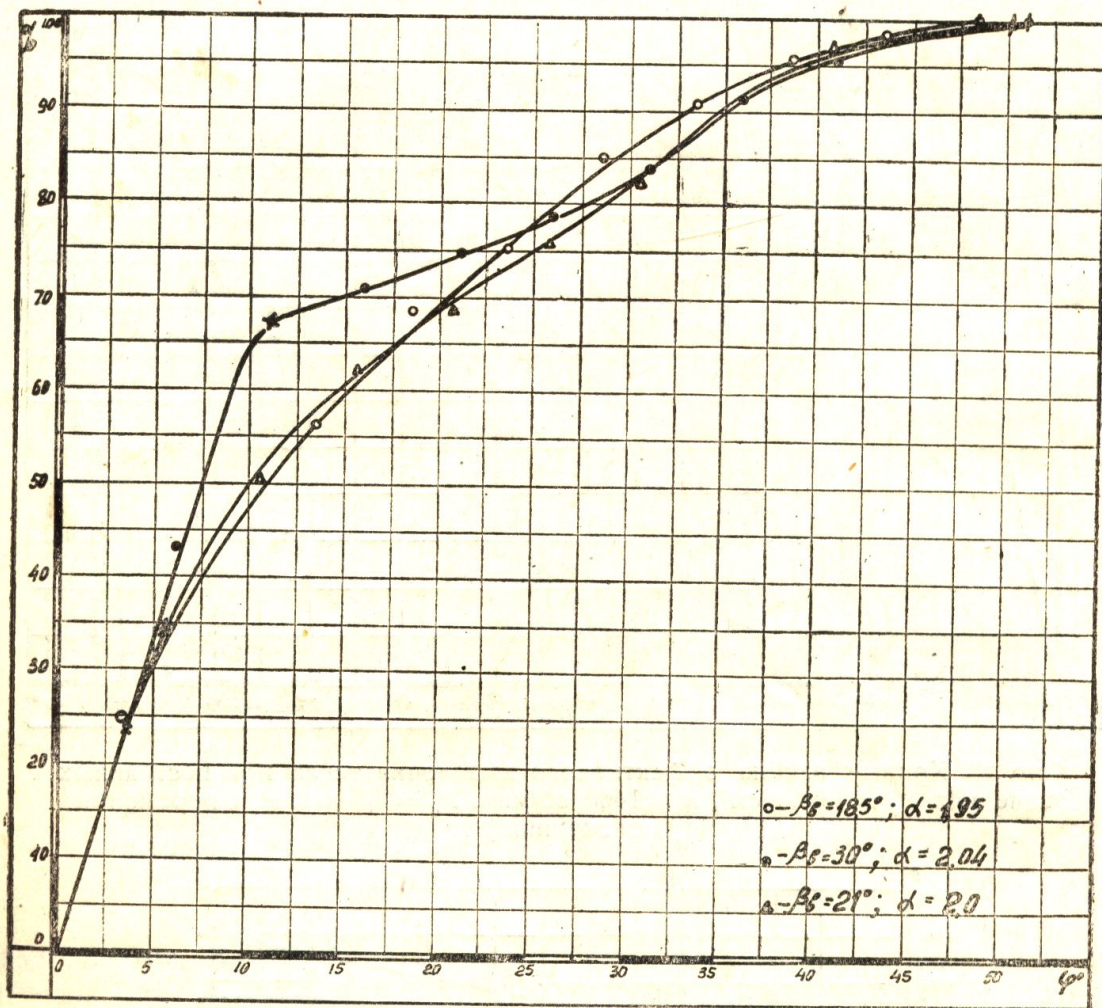
на скорость выделения тепла, необходимо считать концентрацию топлива в единице объема  $V_k$ , скорость подачи топлива  $\frac{dB}{dt}$  и улучшение распыла топлива.

Рост скоростей выделения тепла показан на фиг. 18—20.

Увеличение максимального давления  $P_z$  ведет к увеличению степени повышения давления  $\lambda$ . Изменение степени повышения давления  $\lambda$  в зависимости от  $\alpha$  показано на фиг. 21.

#### 4. Влияние угла опережения впрыска топлива $\beta$ на процесс выделения тепла

На фиг. 22—23 показаны законы выделения эффективного тепла для различных углов опережения впрыска топлива. Из этих



Фиг. 22. Кривые закона эффективного выделения тепла при постоянных значениях  $P_s = 1,6 \text{ кг/см}^2$ ,  $n = 1400 \text{ об/мин}$ ,  $P_e = 6,0 \text{ кг/см}^2$  и переменных значениях  $\beta$

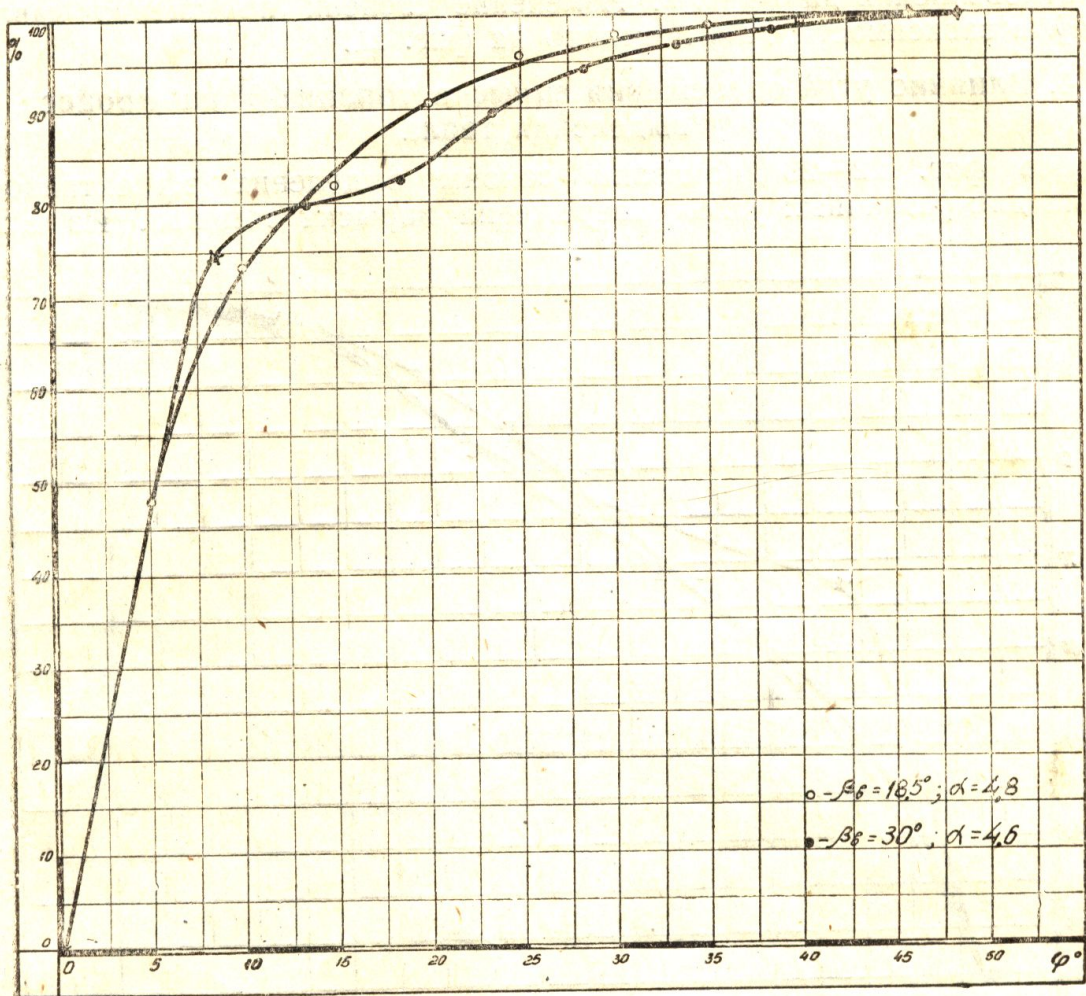
кривых видно, что с увеличением угла опережения впрыска топлива  $\beta$  процент выделения тепла растет.

Раньше мы выяснили, что количество выделенного тепла в единицу времени зависит от скорости выделения тепла  $\frac{dQ}{dt}$ . Рассмотрим вновь зависимость:

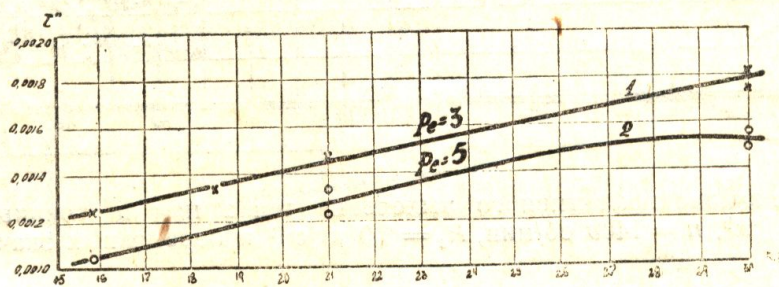
$$\frac{dQ}{dt} = f(W, B_x, \frac{dB}{dt}, V_k).$$

При раннем угле опережения впрыска топлива топливо попадает в цилиндр с относительно низкой температурой и давлением газов, в результате чего период индукции растет (см. фиг. 24). С ростом

периода индукции растут количество топлива, впрыснутого в цилиндр до начала воспламенения  $V_x$ , и время для смесеобразования. Чем больше будет время для смесеобразования, тем лучше частицы топлива смешаются с кислородом воздуха. Улучшение смесеобразования означает улучшение перекисидации молекул топлива, что ведет к увеличению скорости реакции сгорания топлива  $W$ .



Фиг. 23. Кривые закона эффективного выделения тепла при постоянных значениях  $P_s = 1,6$  кг/см<sup>2</sup>,  $n = 1400$  об/мин,  $P_e = 3,0$  кг/см<sup>2</sup> и переменных значениях  $\beta$



Фиг. 24. Кривые зависимости периода индукции от угла опережения впрыска топлива

Что касается величин  $\frac{dB}{dt}$  и  $V_k$ , то они от  $\beta$  не зависят.

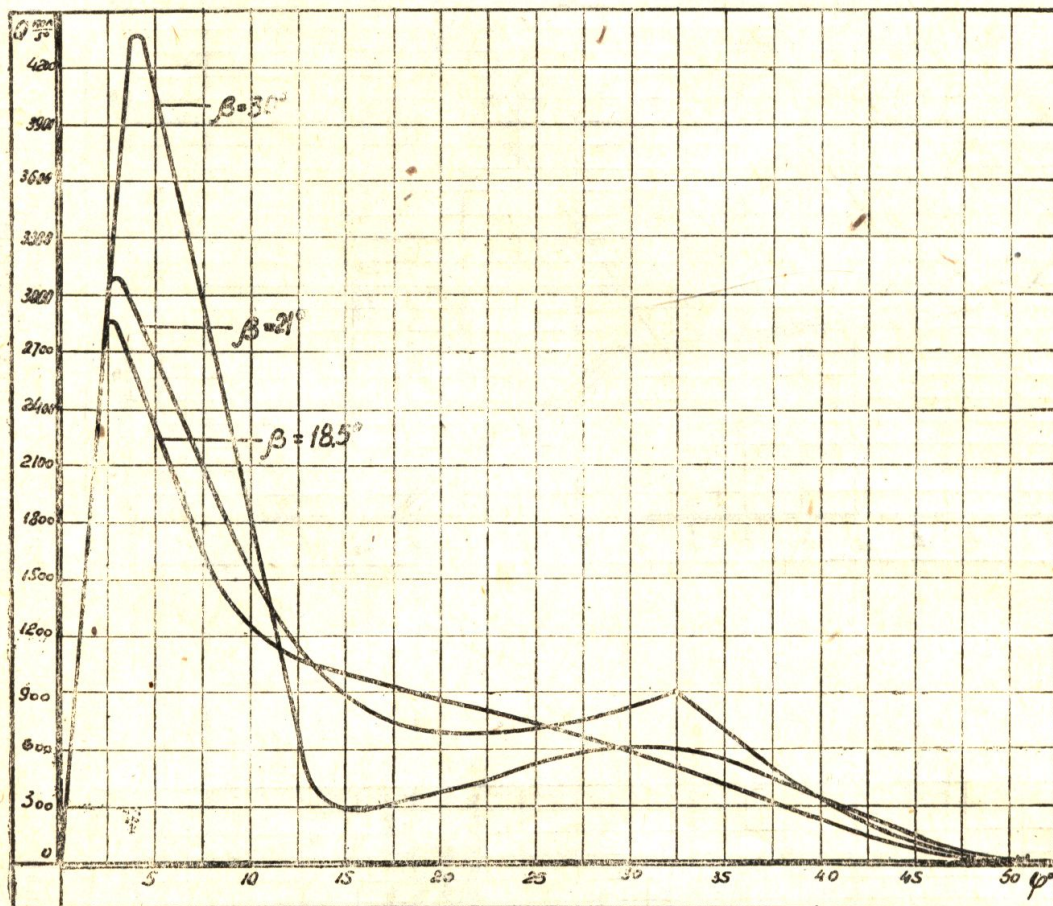
Решающим фактором в этом случае будет скорость реакции сгорания топлива  $W$  и количество топлива в цилиндре до начала воспламенения  $V_x$ .

Скорость выделения тепла по времени при различных углах опережения впрыска топлива показана на фиг. 25. Из кривых видно, что при угле опережения впрыска  $\beta = 30^\circ$  максимальная скорость вы-

деления тепла больше, чем при  $\beta = 21^\circ$  и  $\beta = 18,5^\circ$ . Рассматривая кривые, видим, что скорость выделения тепла вначале резко возрастает, а затем падает. Падение тем резче, чем больше угол опережения впрыска.

Рассмотрим более подробно влияние угла опережения впрыска на закон эффективного выделения тепла.

При угле опережения впрыска  $\beta = 30^\circ$  выделение эффективного тепла резко возрастает до ВМТ (см. точки  $\Phi$ , фиг. 12), затем резко



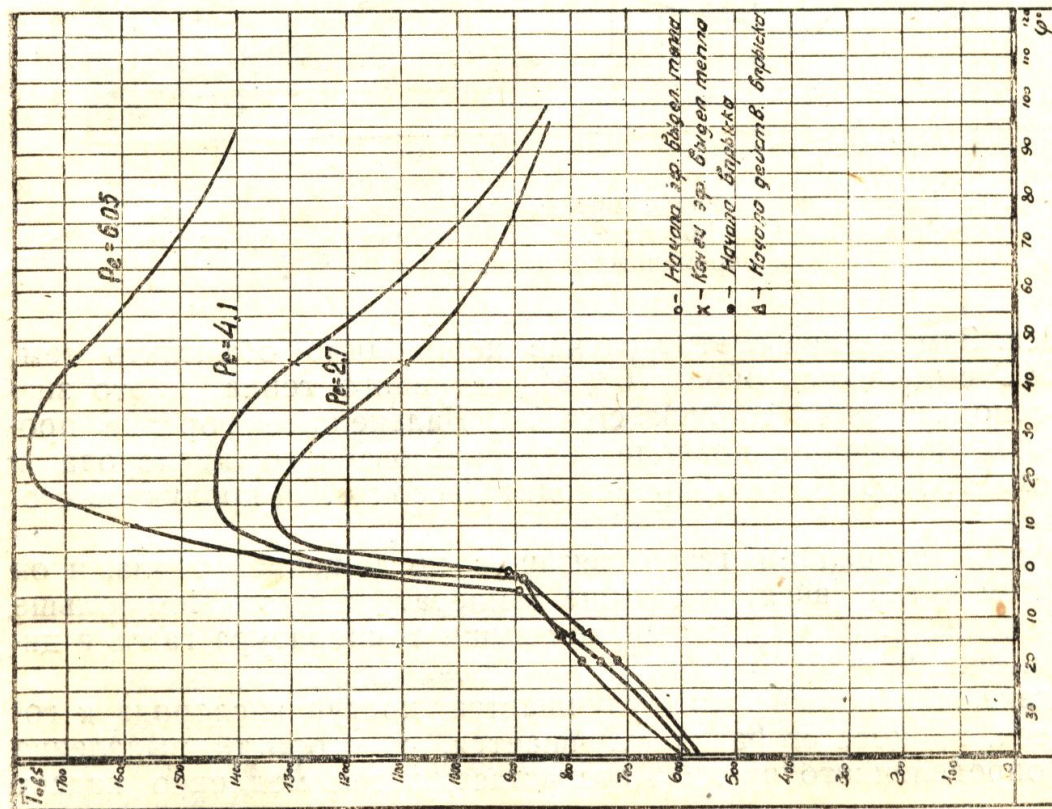
Фиг. 25. Кривые изменения скорости выделения тепла при постоянных значениях  $P_s = 1,6$  кг/см<sup>2</sup>,  $n = 1400$  об/мин,  $P_e = 6,0$  кг/см<sup>2</sup> и переменных значениях  $\beta$

замедляется. Замедление в этом случае необходимо объяснить тем, что до ВМТ выделилось около 70% эффективного тепла, а это значит, что основная часть топлива сгорела. Дальнейшее горение происходит при медленном подводе неиспользованного кислорода к горячей смеси. Кроме этого, происходит диссоциация продуктов сгорания  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ .

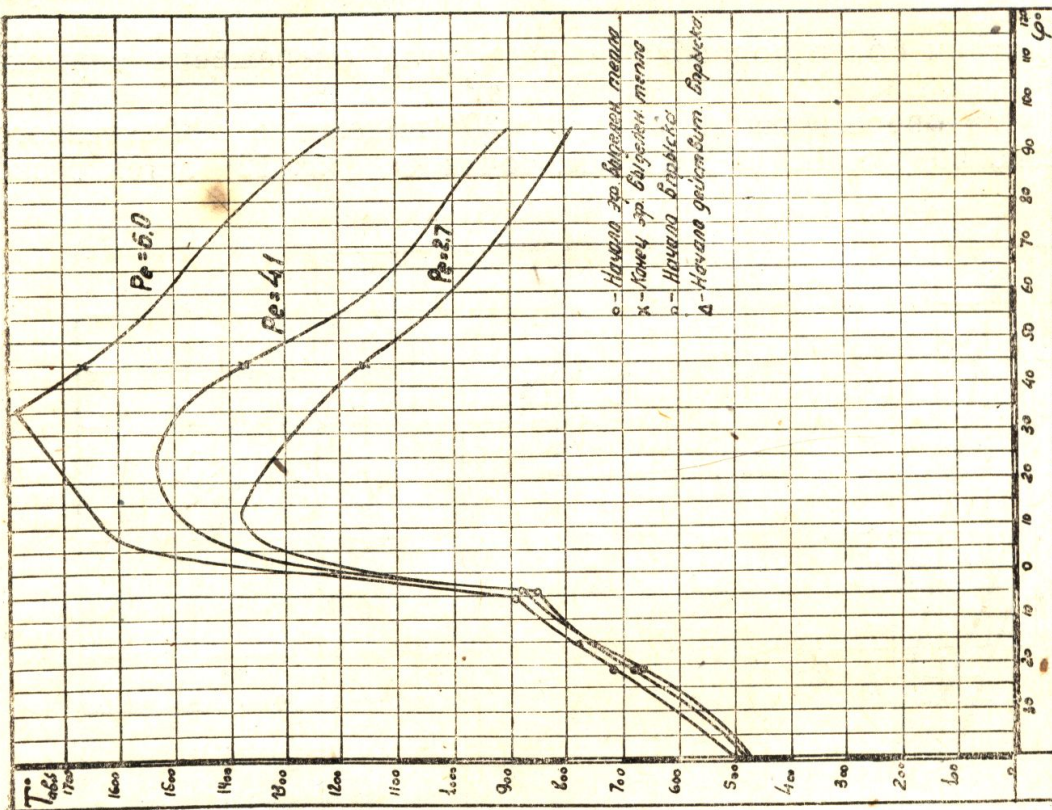
Процесс диссоциации газов связан с поглощением тепла, и он проходит тем интенсивнее, чем выше температура газов. Чем больше угол опережения впрыска топлива, тем выше температура газов в цилиндре (см. фиг. 26—28).

При движении поршня вниз улучшается доступ кислорода к горячей смеси, процесс сгорания улучшается, и скорость выделения тепла до определенного предела возрастает, затем медленно падает до нуля.

Более плавную кривую закона выделения тепла представляет кривая при опережении впрыска  $\beta = 18,5^\circ$ . В этом случае до ВМТ сгорело только 23% топлива.

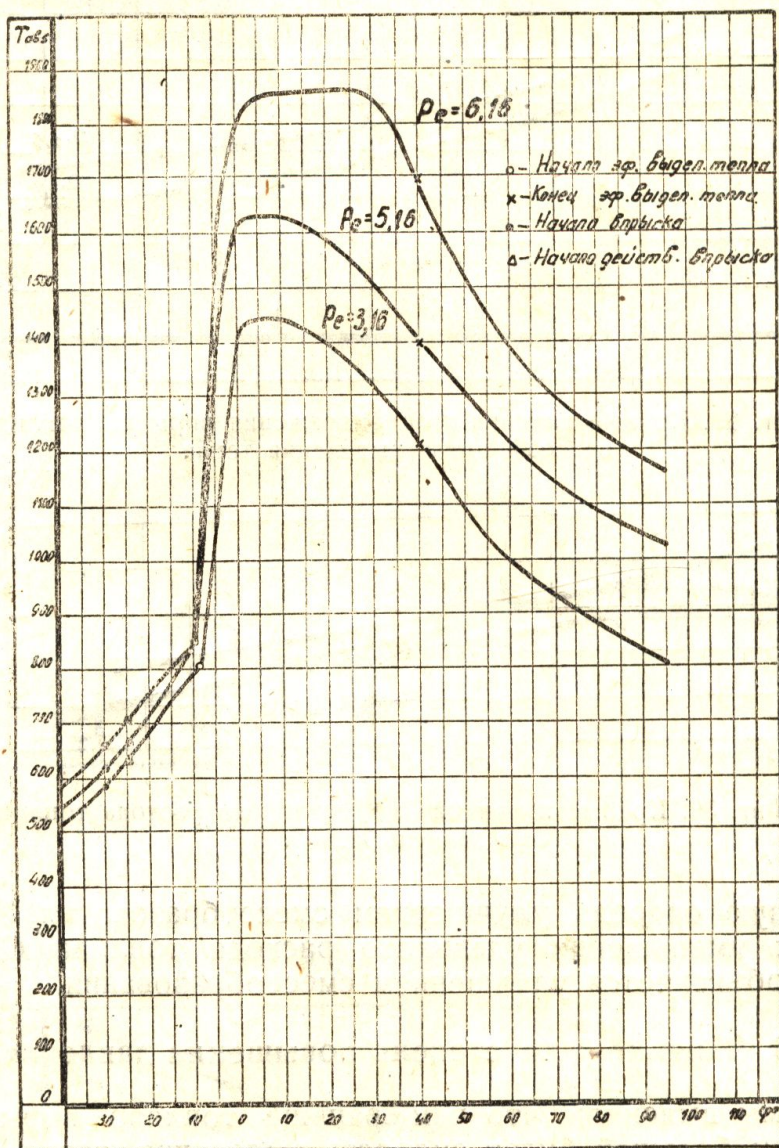


Фиг. 26. Кривые изменения температуры газов в цилиндре при постоянных значениях  $P_s = 1,6$  кг/см<sup>2</sup>,  $n = 1400$  об/мин,  $\beta = 18,5^\circ$  и переменных значениях  $Pe$



Фиг. 27. Кривые изменения температуры газов в цилиндре при постоянных значениях  $P_s = 1,6$  кг/см<sup>2</sup>,  $n = 1400$  об/мин,  $\beta = 21^\circ$  и переменных значениях  $Pe$

Дальнейший процесс сгорания происходит при движении поршня вниз, что улучшает доступ свежего кислорода. Явление диссоциации продуктов сгорания в этом случае меньше, так как ниже температура



Фиг. 28. Кривые изменения температуры газов в цилиндре при постоянных значениях  $P_s = 1,6 \text{ кг/см}^2$ ,  $n = 1400 \text{ об/мин}$ ,  $\beta = 30^\circ$  и переменных значениях  $P_e$

газа (см. фиг. 26). Медленное горение после ВМТ при  $\beta = 30^\circ$  можно ускорить созданием интенсивного турбулентного движения горячей смеси.

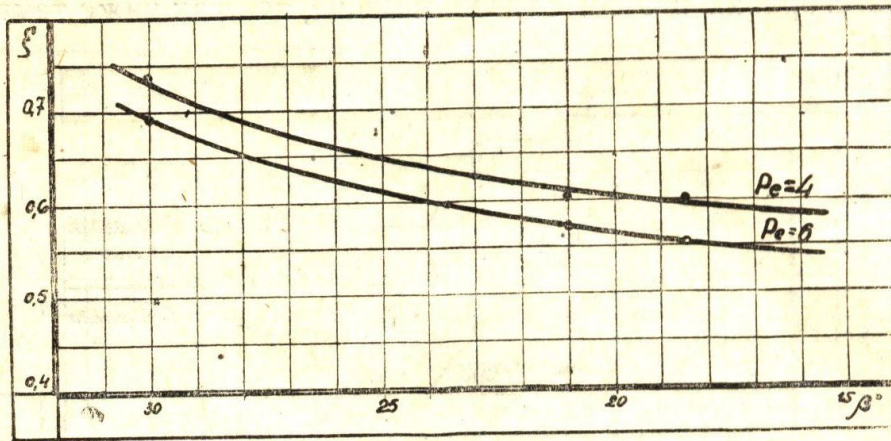
### 5. Влияние $\beta$ на коэффициент выделения тепла $\xi$

На фиг. 29 показаны кривые коэффициента выделения тепла при различных нагрузках. Из кривых видно, что с увеличением угла опережения впрыска  $\beta$  увеличивается и коэффициент выделения тепла  $\xi$ .

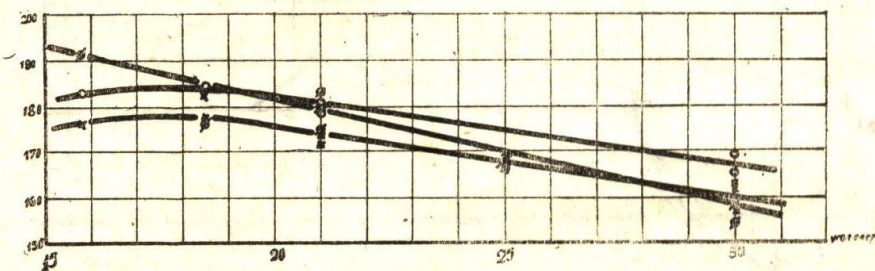
При угле опережения  $\beta = 30^\circ$  коэффициент  $\xi$  достигает 0,7, а это значит: чем больше угол опережения впрыска, тем процесс сгорания топлива больше приближается к процессу при постоянном объеме.

Если сравнить кривые изменения коэффициента выделения тепла в зависимости от  $\beta$  (см. фиг. 13 и 29) и в зависимости от  $\alpha$ , то можно сделать вывод, что угол опережения впрыска оказывает большее влияние на  $\xi$ , чем коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ . При этом характер кривых (фиг. 13) показывает, что коэффициент избытка воздуха

при более раннем угле опережения впрыска оказывает большее влияние на  $\xi$ , чем при более позднем. Это явление необходимо объяс-



Фиг. 29. Кривые влияния угла опережения впрыска топлива  $\beta$  на коэффициент выделения тепла  $\xi$

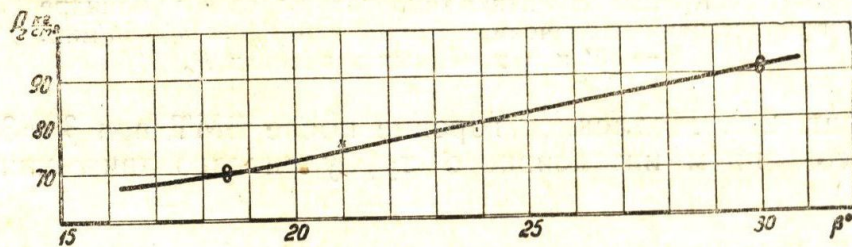


Фиг. 30. Кривые изменения эффективного расхода топлива в зависимости от  $\beta$

нить в первую очередь улучшением смесеобразования. Увеличение  $\xi$  приводит к уменьшению удельного расхода топлива  $C_e$  (фиг. 30), что также объясняется улучшением смесеобразования.

### 6. Влияние $\beta$ на степень повышения давления $\lambda$

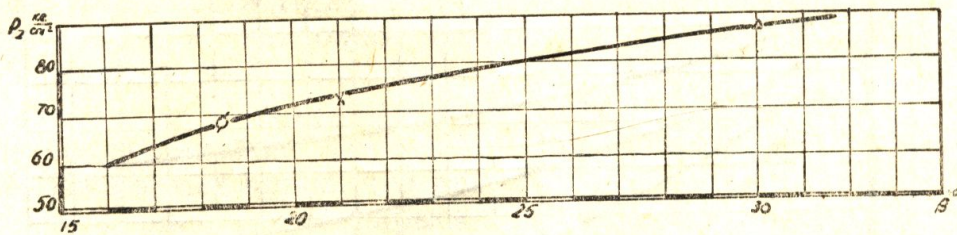
Выше мы выяснили, что чем раньше топливо впрыскивается в цилиндр, тем большей будет скорость выделения тепла, а следова-



Фиг. 31. Изменение  $P_z$  в зависимости от  $\beta$  при  $P_s = 1,6$  кг/см<sup>2</sup>,  $n = 1400$  об/мин и  $P_e = 6,0$  кг/см<sup>2</sup>

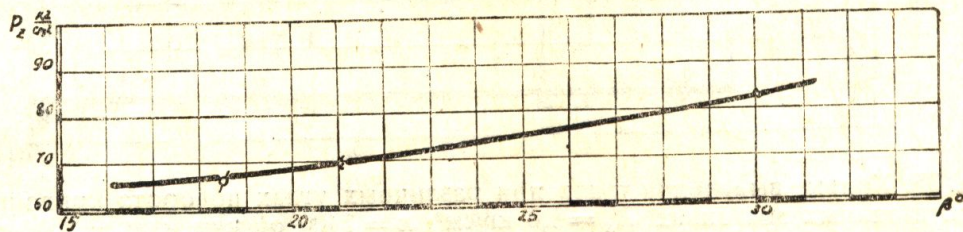
тельно, и скорость нарастания давления. Если эта скорость будет слишком велика, то рост давлений может оказаться достаточно быстрым для возникновения стуков, которые разрушительно действуют на двигатель. Точно также, если большая часть топлива сгорит при постоянном объеме вблизи ВМТ, то это даст значительно повышенные максимальные давления  $P_z$ , что потребует усиления деталей двигателя. Выделение основной части тепла в пределах от  $10^\circ$  до ВМТ до  $10^\circ$  после ВМТ по своему характеру сильно приближается к сгоранию топлива при постоянном объеме, поскольку изменение объема

в этих пределах происходит всего лишь на 10%. Если же процесс сгорания будет несколько замедлен (так, что основная часть тепла выделится не раньше, например, чем при 20° после ВМТ), то объем цилиндра при этом увеличится примерно на 40%. Такое увеличение объема сократит величину максимального давления  $P_z$ .



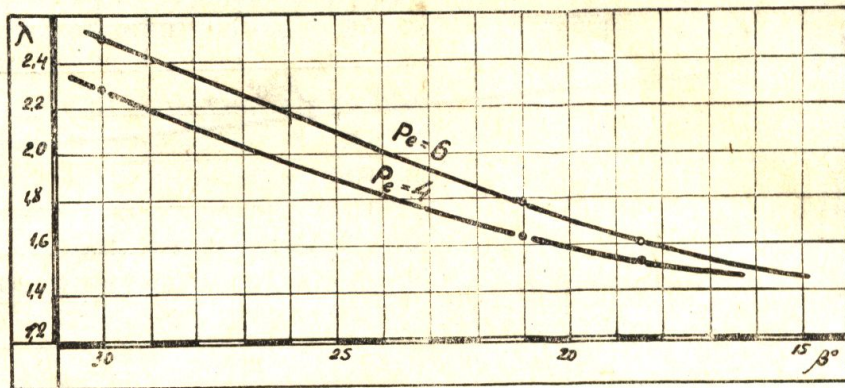
Фиг. 32. Изменение  $P_z$  в зависимости от  $\beta$  при  $P_s = 1,6$  кг/см<sup>2</sup>,  $n = 1400$  об/мин и  $P_e = 5,0$  кг/см<sup>2</sup>

Изменение давления  $P_z$  в зависимости от  $\beta$  показано на фиг. 31—33. Из кривых этих фигур видно, что максимальное значение  $P_z$  будет при  $\beta = 30^\circ$  и  $P_e = 6,0$  кг/см<sup>2</sup>. В этом случае коэффициент



Фиг. 33. Изменение  $P_z$  в зависимости от  $\beta$  при  $P_s = 1,6$  кг/см<sup>2</sup>,  $n = 1400$  об/мин и  $P_e = 4,0$  кг/см<sup>2</sup>

выделения тепла равен 0,7, следовательно, процесс сгорания по своему характеру приближается к процессу при постоянном объеме.

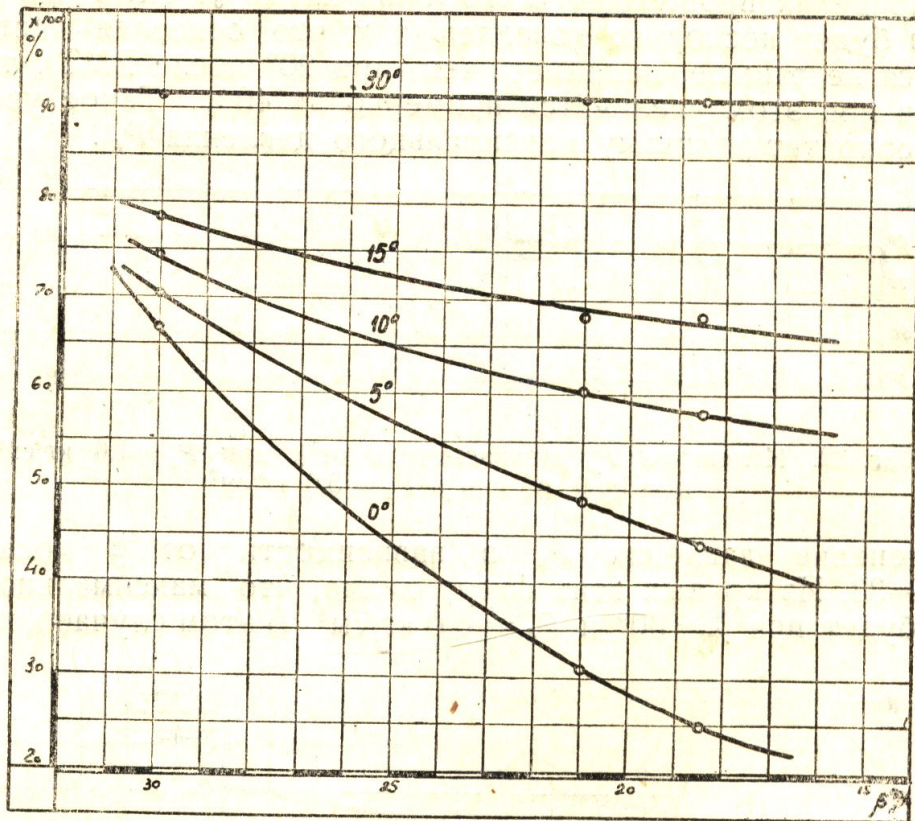


Фиг. 34. Кривые изменения степени повышения давления  $\lambda$  в зависимости от угла опережения впрыска топлива  $\beta$

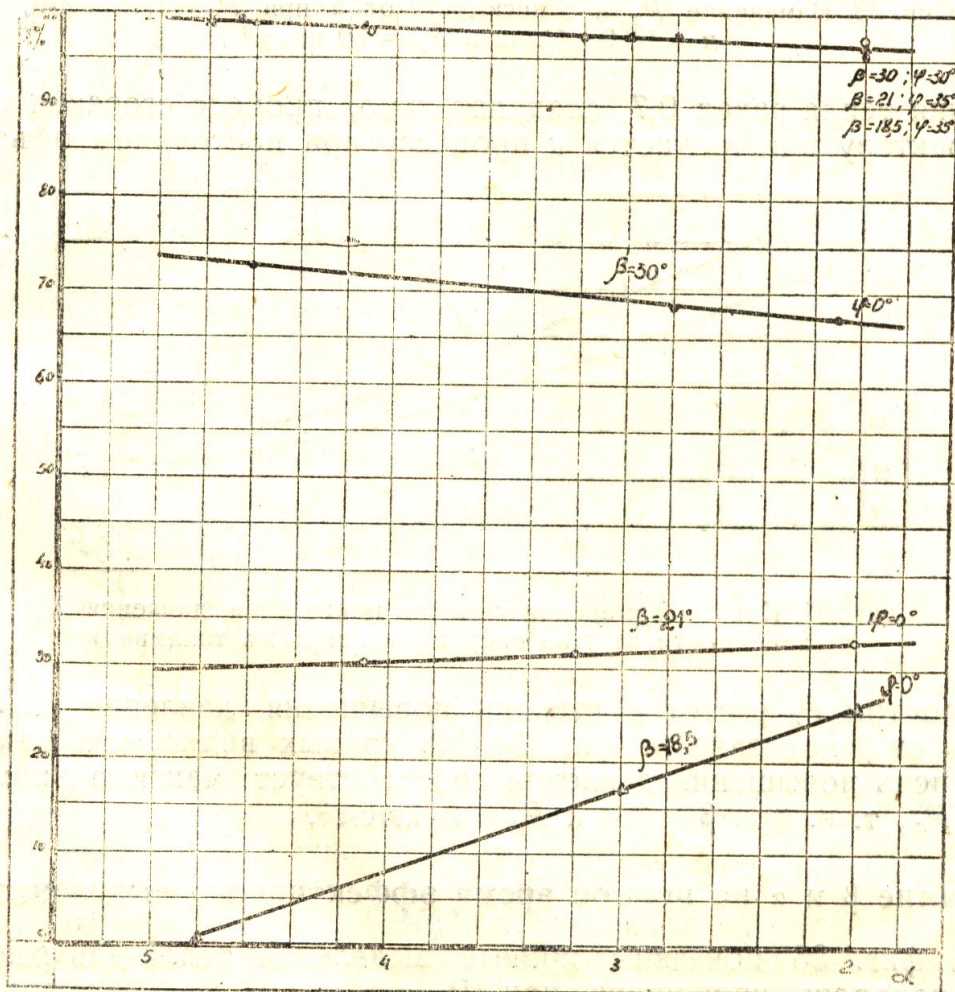
С ростом  $P_z$  растет и степень повышения давления  $\lambda$ . Зависимость  $\lambda$  от  $\beta$  показана на фиг. 34. Из кривых видно, что максимальная степень повышения давления соответствует максимальному значению  $P_z$ , т. е. при  $\beta = 30^\circ$  и  $P_e = 6$  кг/см<sup>2</sup>.

## 7. Влияние $\beta$ и $\alpha$ на полное время эффективного выделения тепла

На фиг. 35 показаны кривые выделения тепла для различных углов поворота кривошипа при  $P_e = 6$  кг/см<sup>2</sup> ( $\alpha = 2$ ) и различных углах опережения впрыска топлива  $\beta$ . Из кривых видно, что при увеличении угла опережения впрыска количество тепла, выделившегося



Фиг. 35. Кривые выделения тепла при различных углах поворота кривошипа,  $\beta$  и постоянных значениях  $P_s = 1,6 \text{ кг/см}^2$ ,  $n = 1400 \text{ об/мин}$  и  $P_e = 6,0 \text{ кг/см}^2$



Фиг. 36. Кривые выделения тепла при различных углах поворота кривошипа, коэффициентах избытка воздуха  $\alpha$  и постоянных значениях  $P_s = 1,6 \text{ кг/см}^2$ ,  $n = 1400 \text{ об/мин}$

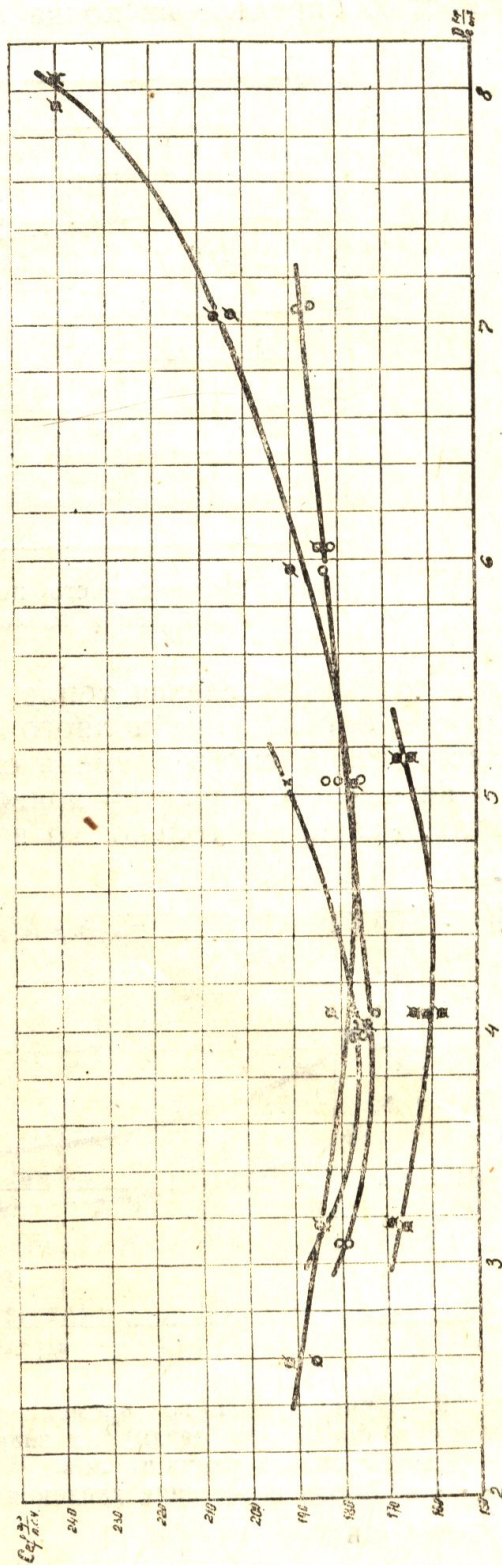


до ВМТ, резко увеличивается, а дальше, по мере движения поршня вниз, уменьшается. При положении поршня  $30^\circ$  поворота кривошипа после ВМТ процент выделившегося тепла от угла опережения впрыска почти не зависит. Это явление объясняется тем, что опережение впрыска оказывает в первую очередь влияние на скорость выделения тепла в первой части горения топлива, но отнюдь не на полное время эффективного выделения тепла.

Влияние  $\alpha$  на эффективное выделение тепла показано на кривых фиг. 36. Из кривых видно, что при малых углах опережения впрыска увеличение  $\alpha$  ведет к уменьшению количества эффективного тепла, выделившегося до ВМТ. Но при более раннем опережении, наоборот, увеличение  $\alpha$  ведет к увеличению эффективного выделения тепла. При положении поршня —  $30 \div 35^\circ$  поворота кривошипа после ВМТ для  $\beta = 30^\circ$ ,  $\beta = 21^\circ$  и  $\beta = 18,5^\circ$  количество эффективного тепла очень мало зависит от  $\alpha$ . Наоборот, из этих кривых видно, что  $\beta$  оказывает значительно большее влияние на эффективное выделение тепла, чем  $\alpha$ . Пользуясь этими кривыми, можно сделать вывод, что для улучшения эффективности процесса сгорания необходимо в первую очередь идти по пути увеличения угла опережения впрыска топлива  $\beta$  при минимальной величине коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ .

Хотя в цилиндре двигателя при ранних углах впрыска  $\alpha$  и не влияет в значительной степени на процесс выделения тепла, однако снижение  $\alpha$  практически целесообразно лишь до некоторого предела, зависящего от конструкции и быстроходности двигателя; после этого предела рабочий процесс в целом начинает ухудшаться, что приводит к повышенным расходам топлива (фиг. 37). Это объясняется тем, что при достаточно большом количестве впрыснутого топлива не обеспечивается достаточно однородный состав смеси топлива с воздухом. Вследствие этого часть топлива, не имея достаточно воздуха, горит медленно; тепло, выделившееся в течение значительного промежутка времени по линии расширения, не может быть в достаточной степени эффективно использовано.

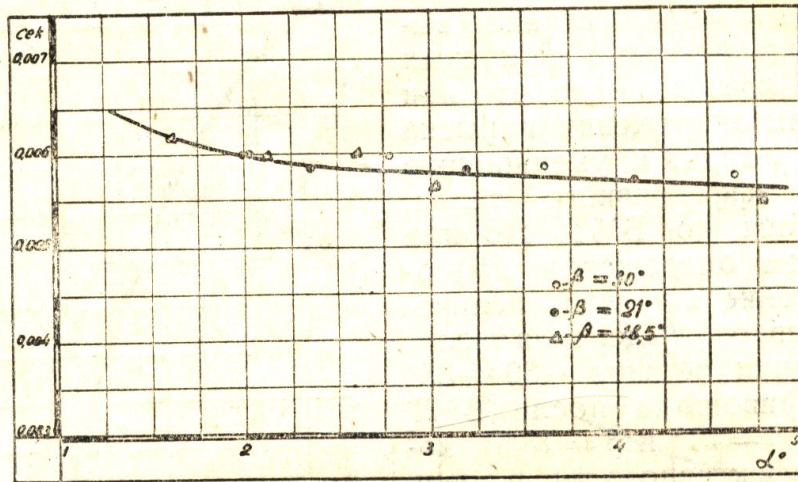
Несмотря на явные преимущества влияния угла опережения впрыска топлива на процесс выделения тепла, увеличение опережения впрыска



Фиг. 37. Зависимость удельного расхода топлива от  $P_e$

необходимо вести в пределах, при которых не было бы слишком высоких скоростей нарастания давления.

На фиг. 38 показана зависимость полного времени эффективного выделения тепла от  $\alpha$  при различных  $\beta$ . Из кривой видно, что по мере уменьшения  $\alpha$  время эффективного выделения тепла возрастает. Разброс точек в зависимости от  $\beta$  необходимо объяснить скорее точностью определения конца выделения тепла, чем влиянием  $\beta$  на

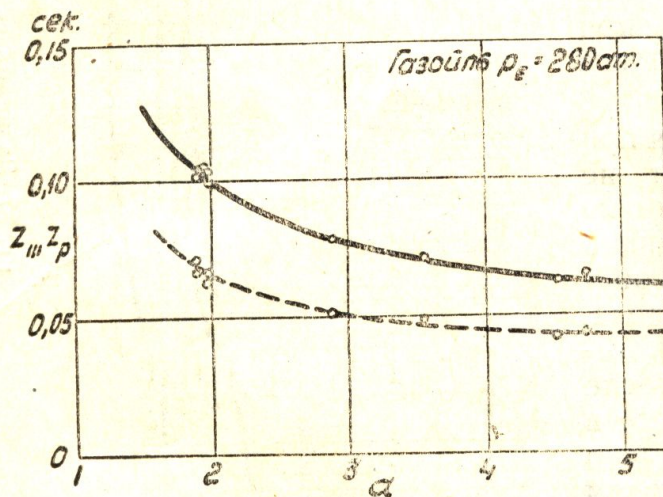


Фиг. 38. Зависимость полного времени эффективного выделения тепла от  $\alpha$  при различных  $\beta$

полное время выделения тепла. Аналогичную кривую получил и Венцель при определении полного времени сгорания топлива в бомбе. Зависимость полного времени сгорания топлива в бомбе от  $\alpha$  показана на фиг. 39. Характер кривой тот же, что и при наших экспериментах. Разница — только во времени. Кривая Венцеля показывает

полное время сгорания, а наша кривая — только время эффективного выделения тепла.

Время полного сгорания топлива в цилиндре и бомбе резко различно. В первую очередь на время сгорания топлива в цилиндре двигателя оказывает влияние вихревое движение газов, которое в значительной степени уменьшает догорание топлива.



Фиг. 39. Кривые полного времени сгорания топлива в бомбе при различных значениях  $\alpha$   
 ———— Время сгорания топлива  
 - - - - - Время нарастания давления до  $P_z$

### Процесс выделения тепла в 2-х- и 4-хтактном двигателях

На фиг. 40 приведены кривые закона выделения тепла для различных двигателей<sup>1</sup>. 1-я кривая показывает закон выделения тепла в двигателе ЮМО-4, 3-я — в 4-хтактном двигателе с наддувом, 2-я и 4-я — в экспериментальном двигателе ХАИ.

Характер кривых фиг. 40 показывает, что процент выделения тепла

<sup>1</sup> Кривые закона выделения тепла для двигателя ЮМО-4 и 4-хтактного двигателя взяты по данным инж. Рахмановича, опубликованным в Техническом листке ЦИАМ'а № 4 за 1938 год.

по углу поворота кривошипа в 2-хтактных двигателях больше, чем в 4-хтактном. Это явление объясняется тем, что условия для процесса сгорания топлива в 2-хтактном двигателе лучше, чем в 4-хтактном.

На улучшение процесса сгорания топлива в цилиндре двухтактного двигателя в первую очередь оказывают влияние вихревое движение газов, возникающее в результате продувки, и температура газов в цилиндре в момент начала впрыска топлива.

В двухтактном двигателе время на процесс очистки цилиндра очень ограничено. Это в сильнейшей степени влияет на процесс очистки цилиндра от остаточных газов. Поэтому количество остаточных газов в цилиндре 2-хтактного двигателя будет больше, чем в 4-хтактном. Кроме этого, тепловая напряженность 2-хтактного двигателя значительно выше, чем у 4-хтактного, так как весь цикл совершается за один оборот двигателя. Повышенная тепловая напряженность приводит к более высоким температурам стенок цилиндра и поршня, которые, как и остаточные газы, повышают температуру заряда цилиндра.

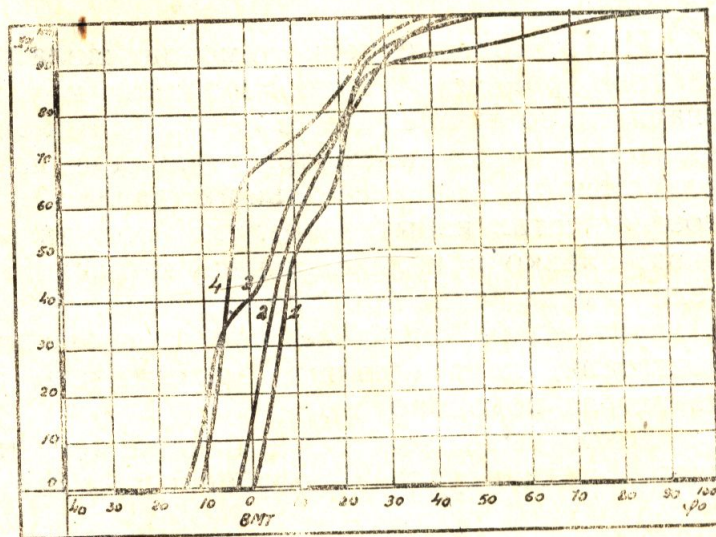
Влияние вихря на улучшение процесса сгорания топлива в цилиндре двигателя можно видеть из кривых 1 и 2.

Как в одном, так и в другом случаях двигателя двухтактные с прямоочной продувкой снизу вверх, но условия для процесса сгорания топлива отличаются друг от друга. Кривая закона выделения тепла 2 ЭД ХАИ построена для случая  $P_s = 1,6 \text{ кг/см}^2$ ,  $\alpha = 2$ ,  $n = 1400 \text{ об/мин}$ ,  $\beta = 18,5^\circ$ ,  $P_e = 6,16 \text{ кг/см}^2$  и  $C_e = 175 \text{ гр/лс час}$ ; кривая 1 ЮМО-4 построена для случая  $P_s = 1,3 \text{ кг/см}^2$ ,  $\alpha = 1,3$ ,  $n = 1710 \text{ об/мин}$ ,  $\beta = 15^\circ$ ,  $P_e = 6,54 \text{ кг/см}^2$  и  $C_e = 165 \text{ гр/лс час}$ . По этим данным может показаться, что условия для протекания процесса сгорания топлива были лучше в ЭД ХАИ, чем в ЮМО-4. Однако по кривым закона выделения тепла видно, что кривая 2 мало отличается от кривой 1. Следовательно, процесс сгорания топлива в цилиндре двигателя ЮМО-4 проходит более интенсивно, чем в цилиндре ЭД ХАИ.

Улучшение процесса сгорания топлива в ЮМО-4 объясняется интенсивным организованным вихревым движением воздуха в цилиндре.

Продувочный воздух входит в цилиндр ЮМО-4 через пояс отверстий, расположенных в шесть рядов по 36 в каждом. Отверстия слегка конические, вершина конуса обращена внутрь цилиндра. Ось каждого отверстия составляет угол  $37^\circ$  с радиусом цилиндра и, кроме этого, отклонена на  $15^\circ$  относительно горизонтальной плоскости кверху. Направленный таким образом поток воздуха сохраняет энергичное вращательное движение во время всего хода сжатия и в какой-то мере — во время процесса горения топлива.

Улучшенный процесс сгорания топлива в цилиндре двигателя ЮМО-4 привел к более эффективному рабочему процессу, что дало возможность при  $P_s = 1,3 \text{ кг/см}^2$ ,  $\alpha = 1,3$  и  $n = 1710 \text{ об/мин}$  получить



Фиг. 40. Кривые закона эффективного выделения тепла для двух- и четырехтактных двигателей

$P_e = 6,54$  кг/см<sup>2</sup> с расходом топлива  $C_e = 165$  гр/лс час. Кроме этого, полное время эффективного выделения тепла в ЮМО-4 составляет 0,0048 секунд, а в ЭД ХАИ — 0,0059 секунд. Следовательно, и полное время эффективного выделения тепла зависит от интенсивности вихря.

Влияние температур заряда цилиндра перед началом впрыска топлива и наличие вихревого движения воздуха наиболее ярко видно, если сравнить кривую 4 двухтактного и кривую 3 четырехтактного двигателей. Несмотря на то, что в первом и втором случаях опережения впрыска мало отличаются одно от другого, процесс выделения тепла резко отличен. Так, например, в ВМТ в цилиндре ЭД ХАИ выделилось 67% тепла, в то время как в четырехтактном только 40%. Кроме этого, продолжительность полного времени эффективного выделения тепла в четырехтактном двигателе несравненно больше.

Из вышерассмотренного можно сделать вывод, что условия для протекания процесса сгорания топлива в цилиндре двухтактного двигателя значительно лучше, чем в четырехтактном. Применение интенсивного движения воздуха внутри цилиндра двухтактного двигателя дает возможность, при небольших давлениях продувочного воздуха и коэффициентах избытка воздуха, получить минимальные расходы топлива, близко приближающиеся к расходам в четырехтактном двигателе. Уменьшение продолжительности эффективного выделения тепла в двухтактном двигателе, при обеспечении надлежащего охлаждения двигателя, дает большую возможность по форсировке этого типа двигателя по оборотам.

Закон выделения тепла в цилиндре двухтактного двигателя является индивидуальной особенностью данной конструкции двигателя.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Процесс выделения тепла при сгорании топлива в цилиндре двухтактного быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия зависит не только от коэффициента избытка воздуха и угла опережения впрыска топлива, но и в значительной степени от ряда других величин, как-то: температуры и давления газов в цилиндре перед началом впрыска топлива, наличия интенсивного и организованного вихревого движения газов, качества распыла и скорости подачи топлива, формы камеры сгорания, типа продувки, охлаждения и т. д.

Поэтому, исследование влияния коэффициента избытка воздуха и угла опережения впрыска топлива на процесс выделения тепла вскрывает только часть действительного процесса, происходящего в цилиндре двигателя.

На основании произведенного исследования можно сделать вывод.

1. Условия для протекания процесса сгорания топлива в цилиндре двухтактного двигателя значительно лучше, чем в четырехтактном. Применение интенсивного вихревого движения газов внутри цилиндра двухтактного двигателя при раннем угле опережения впрыска топлива дает возможность, при сравнительно небольших значениях коэффициента избытка воздуха, получить расходы топлива, близко приближающиеся к расходам в четырехтактном двигателе с воспламенением от сжатия.

2. Уменьшение продолжительности эффективного выделения тепла в двухтактном двигателе дает большую возможность форсирования этого типа двигателя по оборотам.

3. Коэффициент выделения тепла в пределах 2—5 и угол опережения впрыска топлива оказывают влияние на скорость выделения тепла в первой части горения топлива, но отнюдь не на полное

время эффективного выделения тепла, которое практически остается постоянным.

4. Коэффициент выделения тепла в первую очередь зависит от угла опережения впрыска топлива и в меньшей мере от коэффициента избытка воздуха.

5. Скорость выделения тепла не меняется плавно, а меняется быстро, резко переходя от максимума к минимуму, причем при раннем опережении впрыска топлива после первого максимума имеется еще и второй максимум.

6. Закон эффективного выделения тепла является функцией большого количества переменных; поэтому исследование влияния коэффициента избытка воздуха и угла опережения впрыска топлива на процесс выделения тепла еще недостаточно для того, чтобы вывести аналитическую зависимость.