

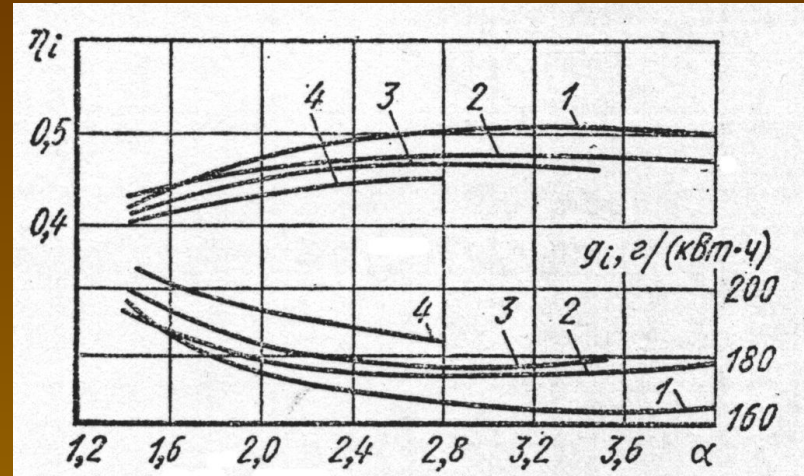
ЛЕКЦИЯ 10

10 Влияние различных факторов на индикаторные и токсические показатели дизеля

Индикаторные показатели дизеля зависят от типа камеры сгорания и топливоподающей аппаратуры, которые влияют на протекание процесса сгорания и характеристику тепловыделения, а также на тепловые и гидродинамические потери в цикле.



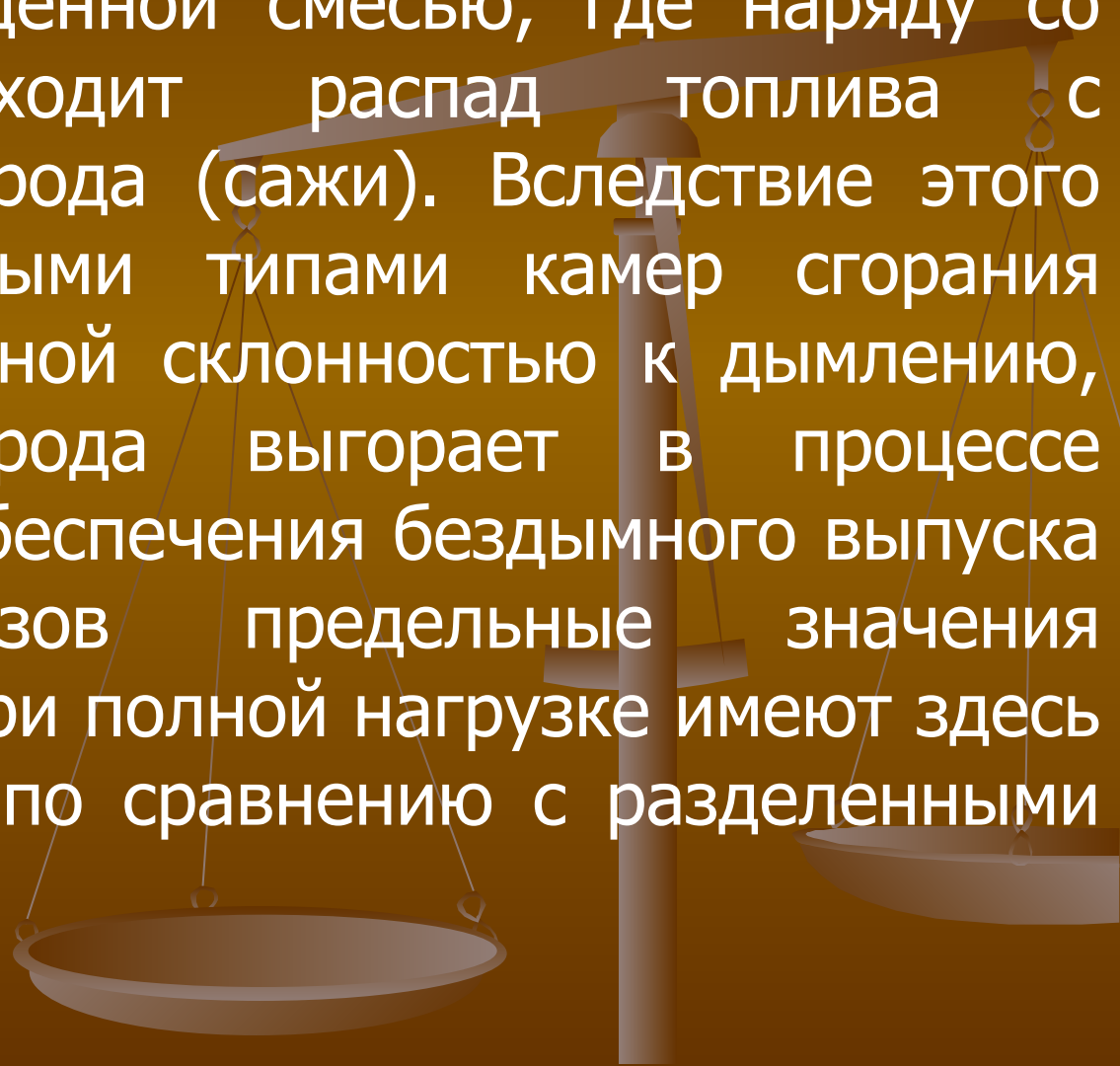
На рис. 10.1 приведены значения η_i и соответствующие им величины g_i в зависимости от α для камер сгорания различных типов.



Неразделенная (кривая 1) и полуразделенная (кривая 2) камеры сгорания в большем диапазоне изменения α имеют лучшие показатели по теплоиспользованию. Предкамера с малым перепадом давления (кривая 3), приближается к неразделенным камерам. У дизеля с вихревой камерой (кривая 4) по сравнению с рассмотренными выше камерами меньше.

От типа камеры сгорания зависит наличие токсических компонентов в продуктах сгорания. В неразделенной камере сгорания при той же степени сжатия, что в разделенных и полуразделенных камерах, вследствие меньших тепловых и гидравлических потерь в момент впрыска топлива температура выше; из-за большей длительности периода задержки воспламенения увеличивается количество испаряющегося топлива, которое воспламеняется и сгорает в фазе быстрого сгорания. В результате резко повышается температура, что при наличии избыточного кислорода приводит к увеличению содержания в продуктах сгорания окислов азота.

В неразделенных и полуразделенных камерах сгорания в процессе смесеобразования образуются зоны с переобогащенной смесью, где наряду со сгоранием происходит распад топлива с образованием углерода (сажи). Вследствие этого дизели с указанными типами камер сгорания обладают повышенной склонностью к дымлению, хотя часть углерода выгорает в процессе расширения. Для обеспечения бездымного выпуска отработавших газов предельные значения коэффициента α при полной нагрузке имеют здесь большие значения по сравнению с разделенными камерами сгорания.



В разделенных камерах сгорания топливо впрыскивается в вихревую камеру или предкамеру, и затруднено образование окислов азота из-за недостатка кислорода. В последующем процесс развивается в надпоршневой полости, где хотя и имеется избыточный кислород, но сгорание происходит при меньших температурах. Это, а также интенсивное движение заряда при его перетекании в основную камеру приводит к тому, что в отработавших газах содержится меньшее по сравнению с неразделенными и полуразделенными камерами сгорания количество окислов азота и сажи. Содержание окиси углерода в продуктах сгорания дизелей при хорошо организованном процессе смесеобразования и сгорания незначительно при использовании любой камеры сгорания.

На рис. 10.2 для дизелей с различными типами камер сгорания при ведены зависимости содержания NO_x и CO от нагрузки. Наименьшие значения концентраций NO_x и CO достигаются при использовании вихревой камеры.

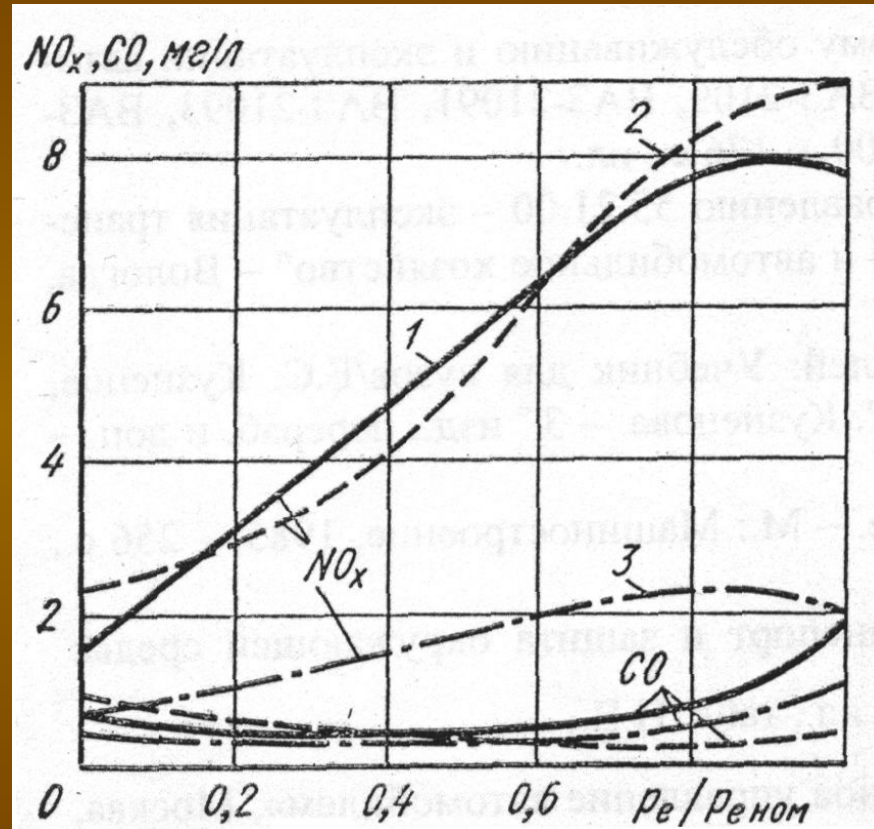
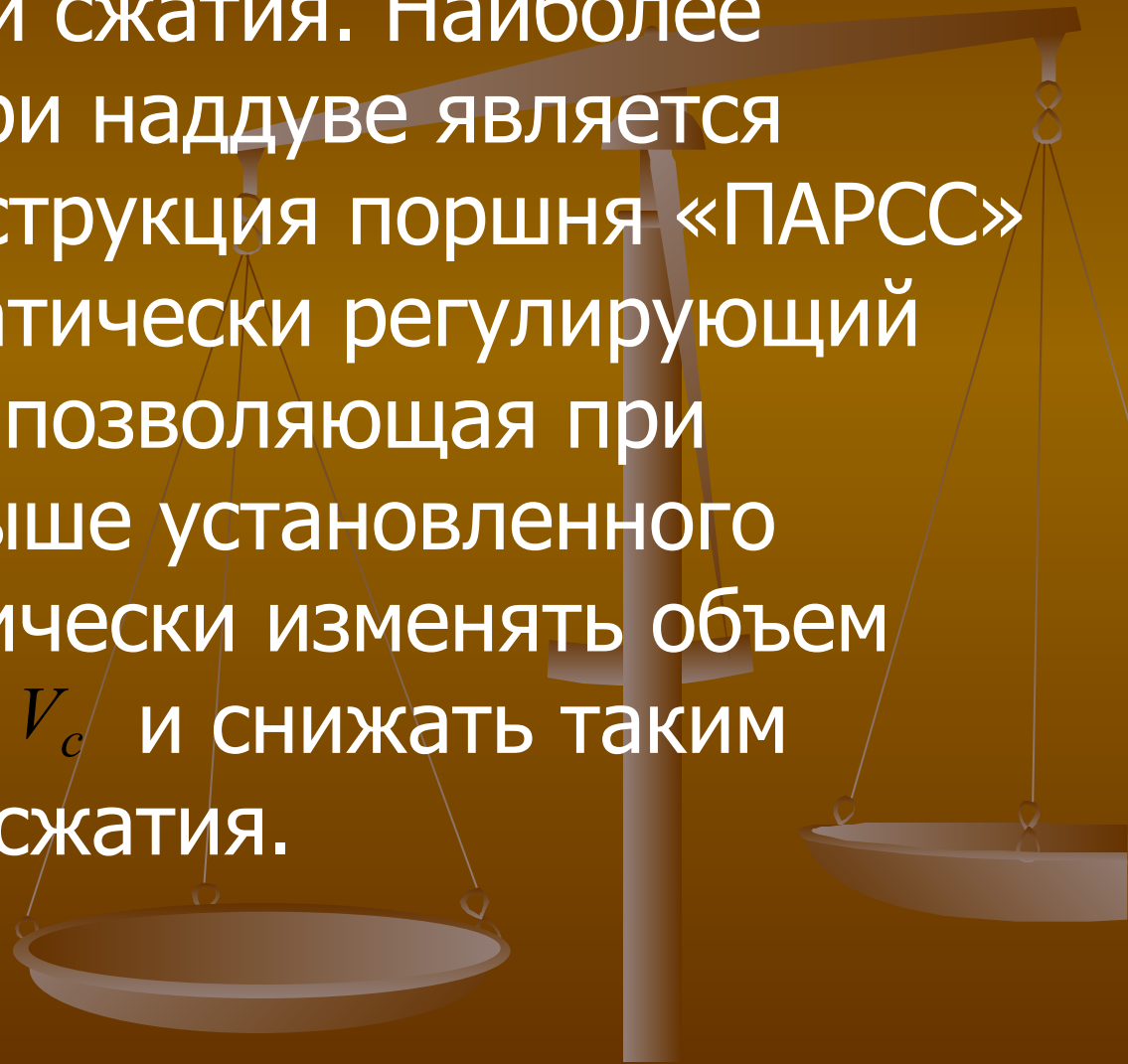


Рис. 10.2 Содержание NO_x и CO в отработавших газах в зависимости от нагрузки: при различных камерах сгорания: 1 — полуразделенная (в поршне) ЯМЗ; 2 — ЦНИДИ; 3 — вихревая

Степень сжатия. Индикаторный КПД в диапазоне ε , применяемых в дизелях, меняется незначительно. Рост температуры при больших ε приводит, особенно на средних и больших нагрузках, к увеличению содержания в продуктах сгорания окислов азота.

При наддуве быстроходного дизеля для получения допустимого по условиям прочности кривошипно-шатунного механизма максимального давления цикла ($p_z \leq 12,5 \div 13,5$ МПа) степень сжатия в зависимости от принятых значений p_z снижают до 16—12.

Одним из мероприятий, позволяющих ограничить p_z , является автоматическое снижение степени сжатия. Наиболее перспективной при наддуве является специальная конструкция поршня «ПАРСС» (поршень, автоматически регулирующий степень сжатия), позволяющая при повышении p_z выше установленного предела автоматически изменять объем камеры сгорания V_c и снижать таким образом степень сжатия.



Угол опережения начала впрыска.

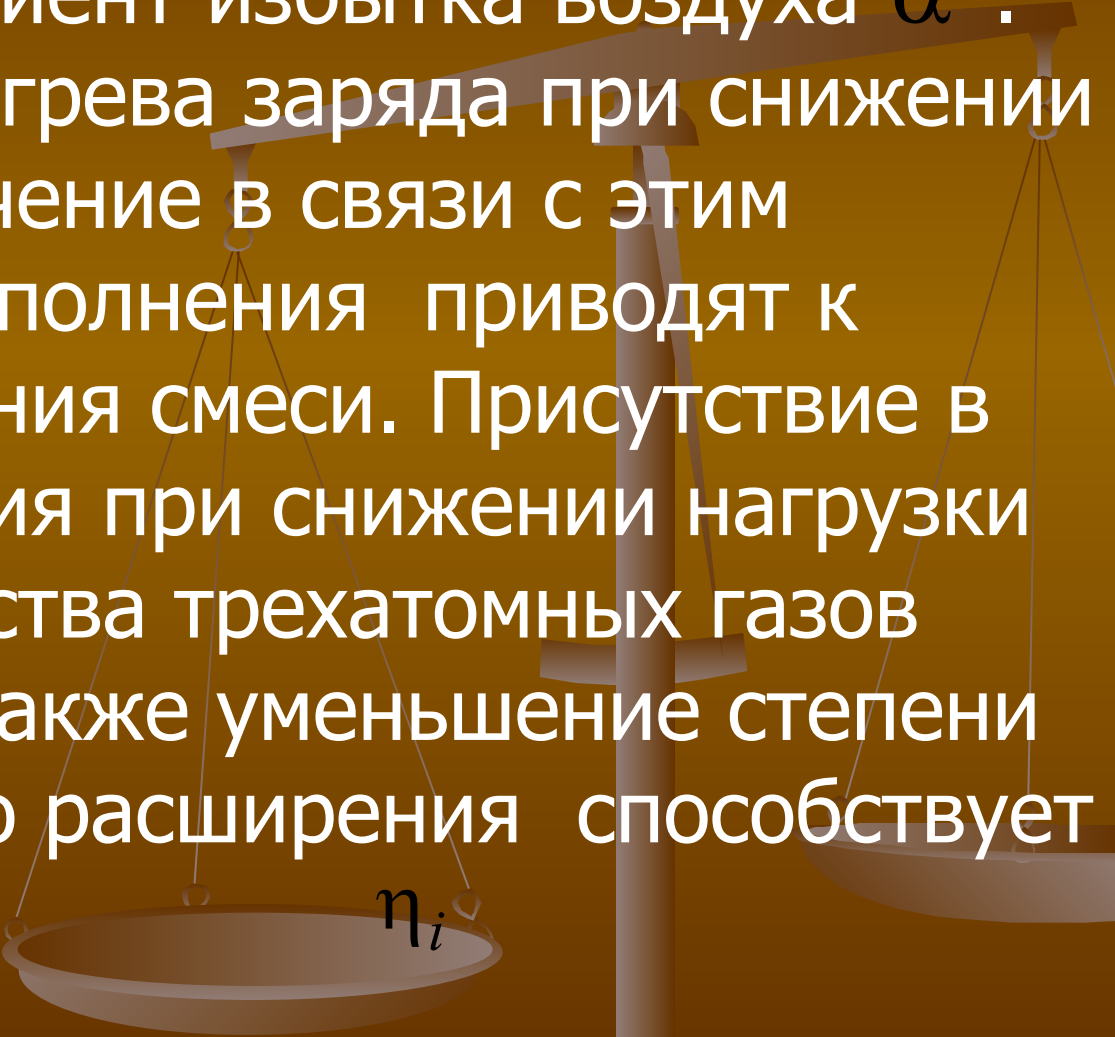
Для получения оптимальных индикаторных показателей необходимо впрыск топлива, учитывая длительность периода задержки воспламенения, начинать так, чтобы процесс развивался вблизи в. м. т.

При чрезмерно раннем впрыске период задержки воспламенения увеличивается из-за сравнительно низкой температуры воздуха в момент начала впрыска. Одновременно процесс сгорания смещается относительно в. м. т. таким образом, что наибольшее давление p_z достигается до прихода поршня в в. м. т. Это сопровождается резким увеличением работы сжатия, уменьшением работы расширения и соответственно снижением индикаторных показателей. Кроме того, фаза быстрого сгорания характеризуется высокой скоростью нарастания давления.

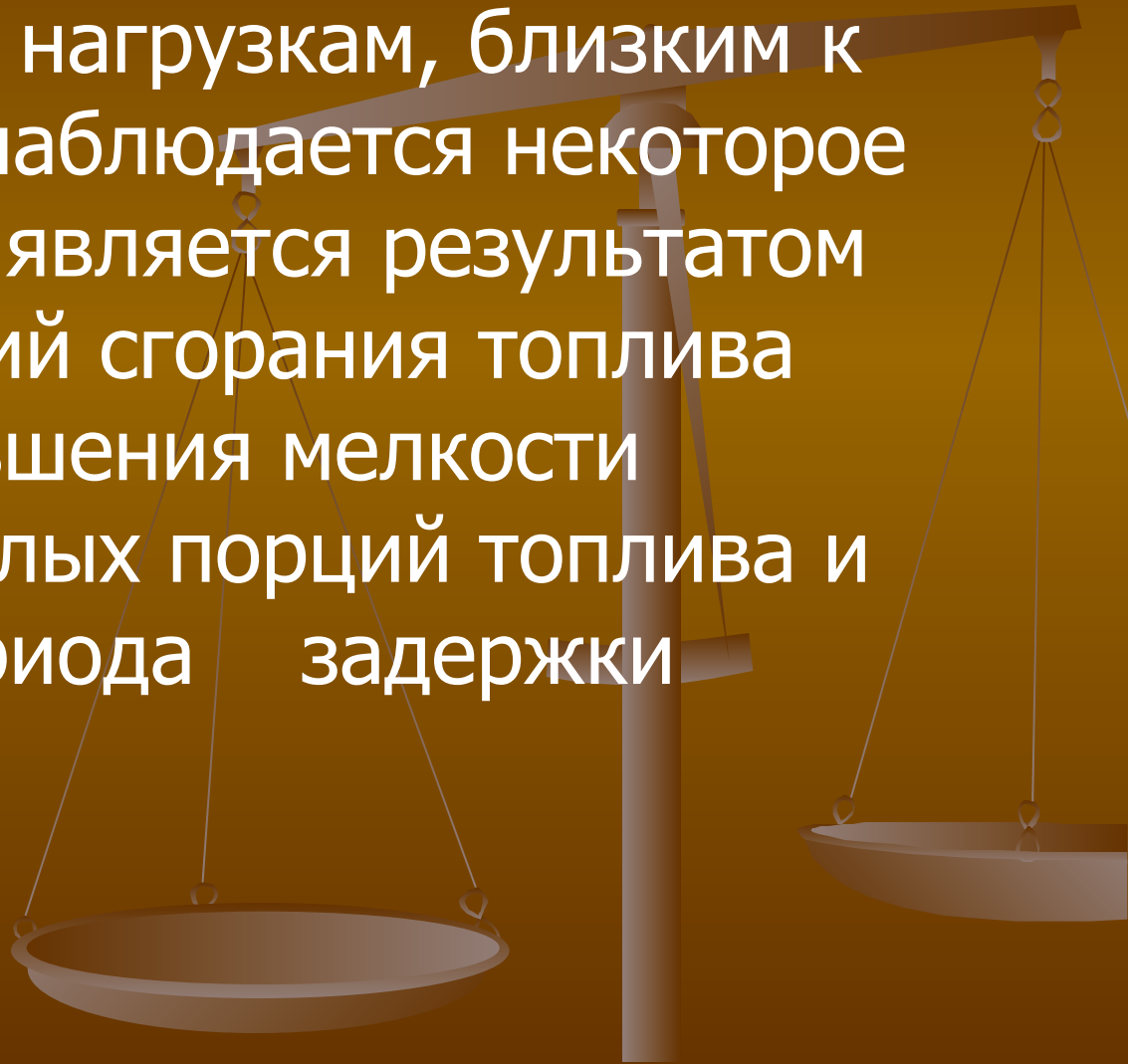
Поздний впрыск топлива приводит к тому, что процесс сгорания начинается за в. м. т. в процессе расширения и происходит при медленном повышении давления и малых величинах $\Delta p / \Delta \varphi$, что ухудшает индикаторные показатели. Оптимальный угол φ_{OB} зависит от степени сжатия, способа образования смеси, скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя и от применяемого сорта топлива. Для каждого двигателя угол $\varphi_{O.B.}$ выбирают по данным экспериментальных исследований.

Уменьшение $\varphi_{O.B.}$ вследствие снижения максимальной температуры цикла дизеля значительно понижает содержание NO_x . Количество CO не зависит от угла $\varphi_{B.O.}$. Дымность отработавших газов при уменьшении $\varphi_{O.B.}$ увеличивается.

Нагрузка. Для уменьшения нагрузки дизеля применяют качественное регулирование, при котором увеличивается средний коэффициент избытка воздуха α . Уменьшение подогрева заряда при снижении нагрузки и увеличение в связи с этим коэффициента наполнения приводят к усилению обеднения смеси. Присутствие в продуктах сгорания при снижении нагрузки меньшего количества трехатомных газов (большее k_{cp}), а также уменьшение степени предварительного расширения способствует повышению η_i .



При больших значениях α , соответствующих нагрузкам, близким к холостому ходу, наблюдается некоторое снижение η_i что является результатом ухудшения условий сгорания топлива вследствие уменьшения мелкости распыливания малых порций топлива и увеличения периода задержки воспламенения.

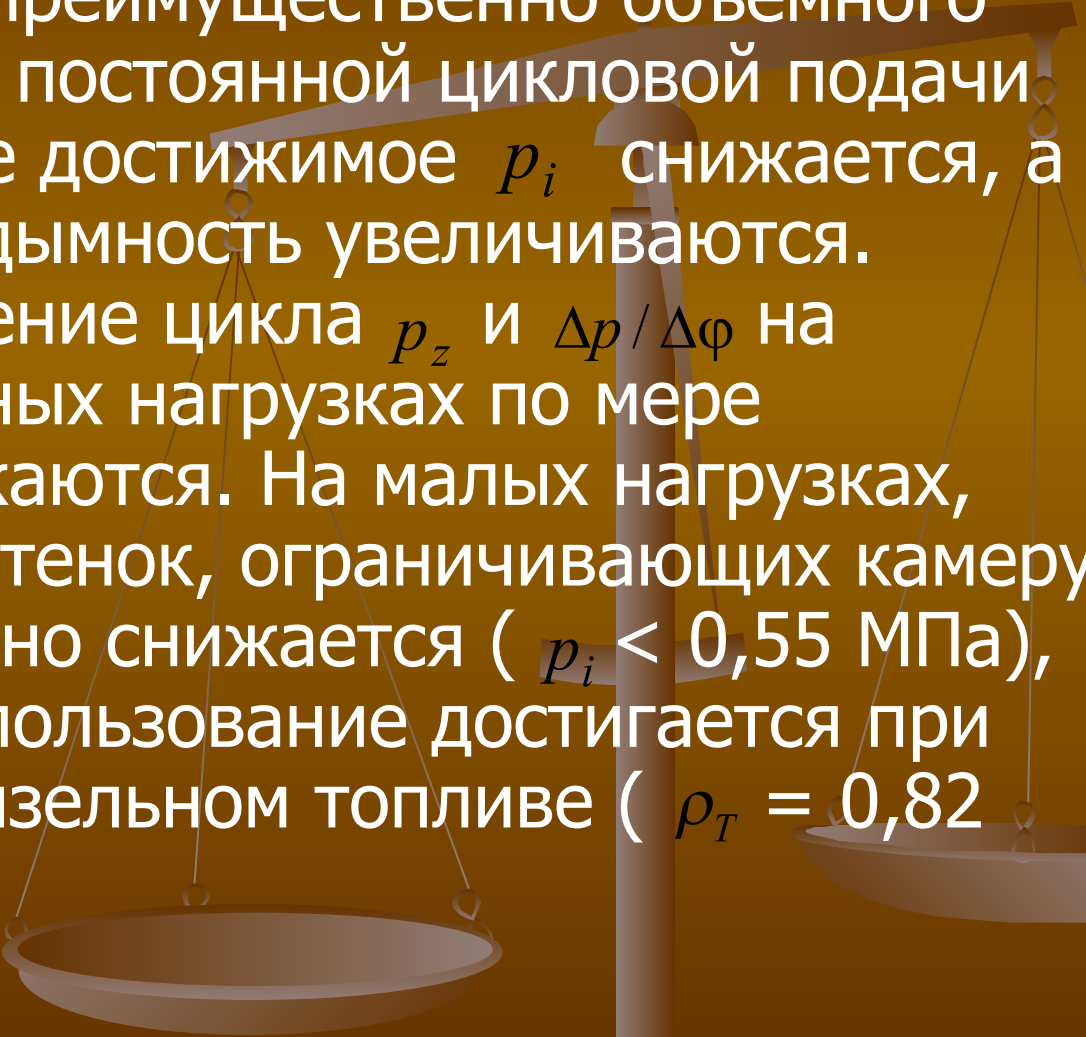


Частота вращения. С повышением частоты вращения качество распыливания топлива улучшается, скорость движения воздушного заряда увеличивается, а температура и давление к концу процесса сжатия становятся выше. С увеличением n совокупное действие указанных факторов обуславливает повышение η_i при одновременном увеличении p_z и скорости $\Delta p / \Delta \varphi$ в фазе быстрого сгорания.

Индикаторные показатели с ростом n улучшаются до тех пор пока надежно работает топливоподающая аппаратура, и коэффициент наполнения остается достаточно высоким.

Свойства топлива. На индикаторные показатели двигателя свойства топлива влияют, главным образом изменяя период задержки воспламенения. Его можно уменьшить, добавляя к топливу в небольших количествах присадки, что повышает его цетановое число и является эффективным средством для уменьшения не только периода задержки, но и максимального давления цикла.

В последнее время начали вводить многофункциональные присадки, действующие положительно также на последнюю стадию сгорания. Такие присадки улучшают индикаторные показатели двигателя и снижают содержание дыма в продуктах сгорания.



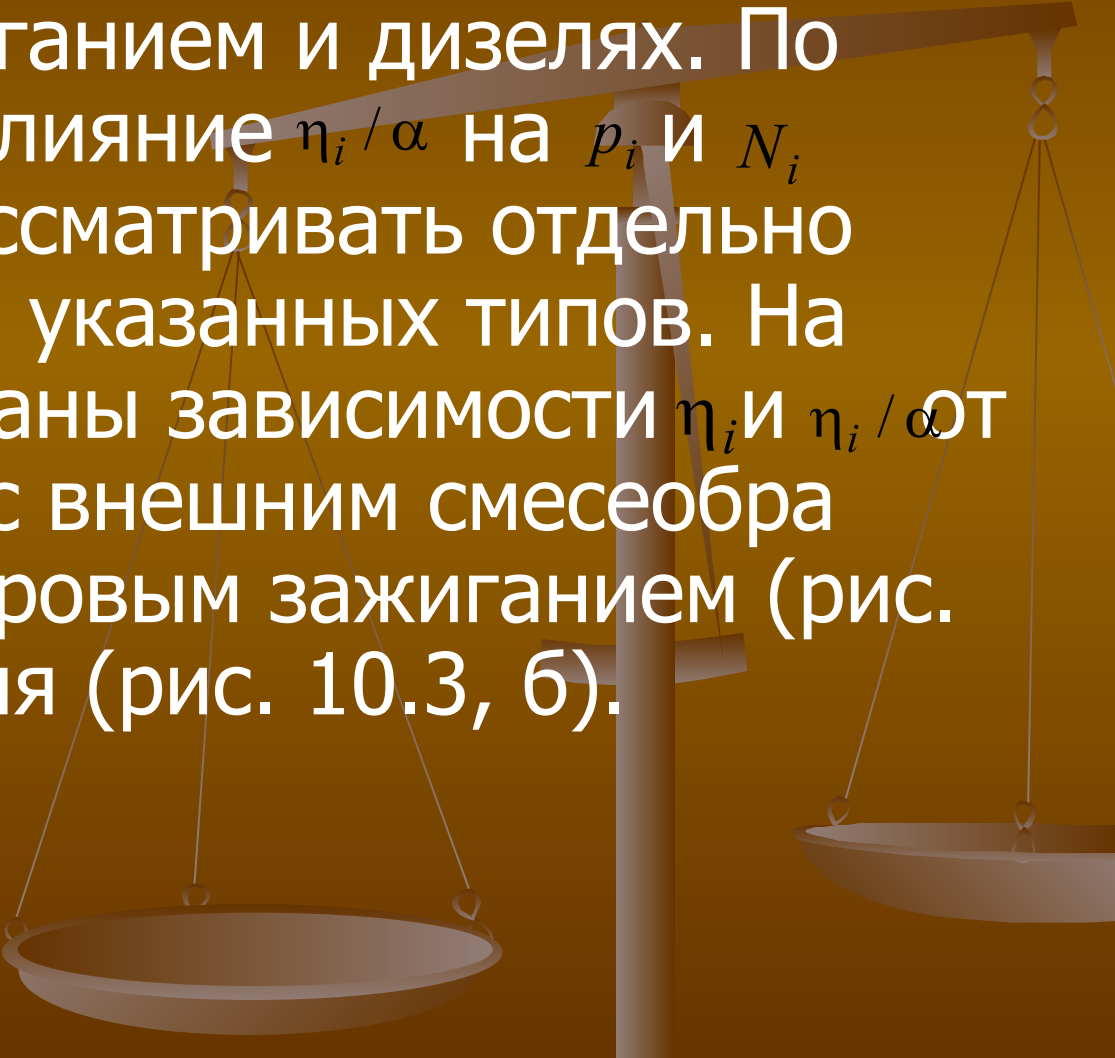
Индикаторные показатели двигателя зависят от плотности топлива. При изменении плотности при $t = 20^\circ \text{C}$ от $\rho_T = 0,74$ (бензин) до $\rho_T = 0,89$ г/см³ (80% моторного топлива и 20% осветительного керосина) в случае преимущественно объемного смесеобразования и постоянной цикловой подачи топлива наибольшее достижимое p_i снижается, а удельный расход и дымность увеличиваются. Максимальное давление цикла p_z и $\Delta p / \Delta \varphi$ на средних и повышенных нагрузках по мере увеличения ρ_T снижаются. На малых нагрузках, когда температура стенок, ограничивающих камеру сгорания, значительно снижается ($p_i < 0,55$ МПа), наилучшее теплоиспользование достигается при работе на летнем дизельном топливе ($\rho_T = 0,82$ г/см³).

10.1 Влияние параметров цикла на индикаторную мощность и среднее индикаторное давление

Отношение H_u / l_0 зависит от состава топлива и характеризует теплоту сгорания смеси при $\alpha = 1$. Для применяемых в автотракторных двигателях жидких топлив отношение H_u / l_0 меняется в узких пределах и может быть принято постоянным ($H_u / l_0 \approx 3,0$ МДж/кг).

При увеличении η_i вследствие лучшего теплоиспользования предельно достигаемое p_i и мощность N_i двигателя возрастают. Наибольшая мощность при прочих равных условиях достигается, когда и $\eta_i / \alpha = \max$.

Условия протекания процесса сгорания в зависимости от состава смеси различны в двигателях с искровым зажиганием и дизелях. По этой причине влияние η_i / α на p_i и N_i необходимо рассматривать отдельно для двигателей указанных типов. На рис. 10.3 показаны зависимости η_i и η_i / α от α для двигателя с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием (рис. 10.3, а) и дизеля (рис. 10.3, б).



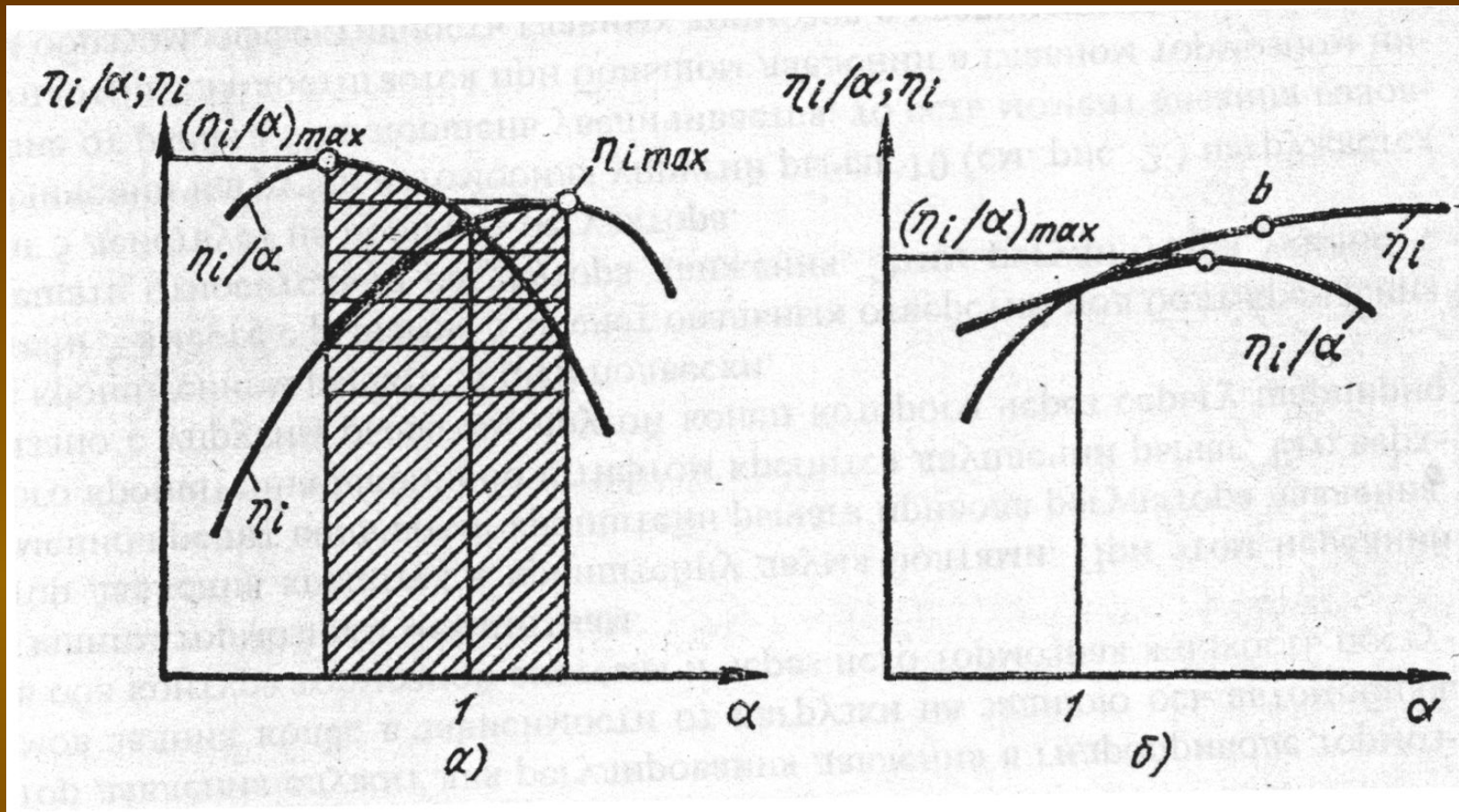
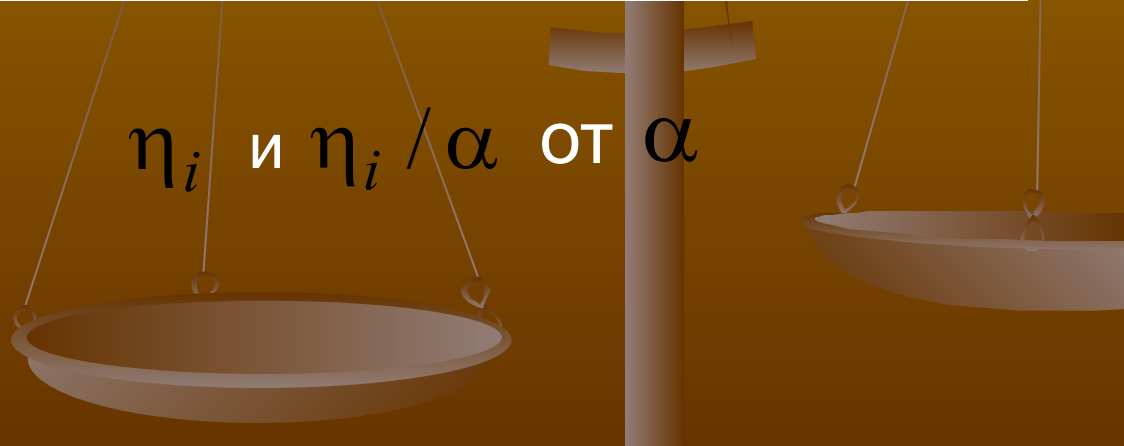
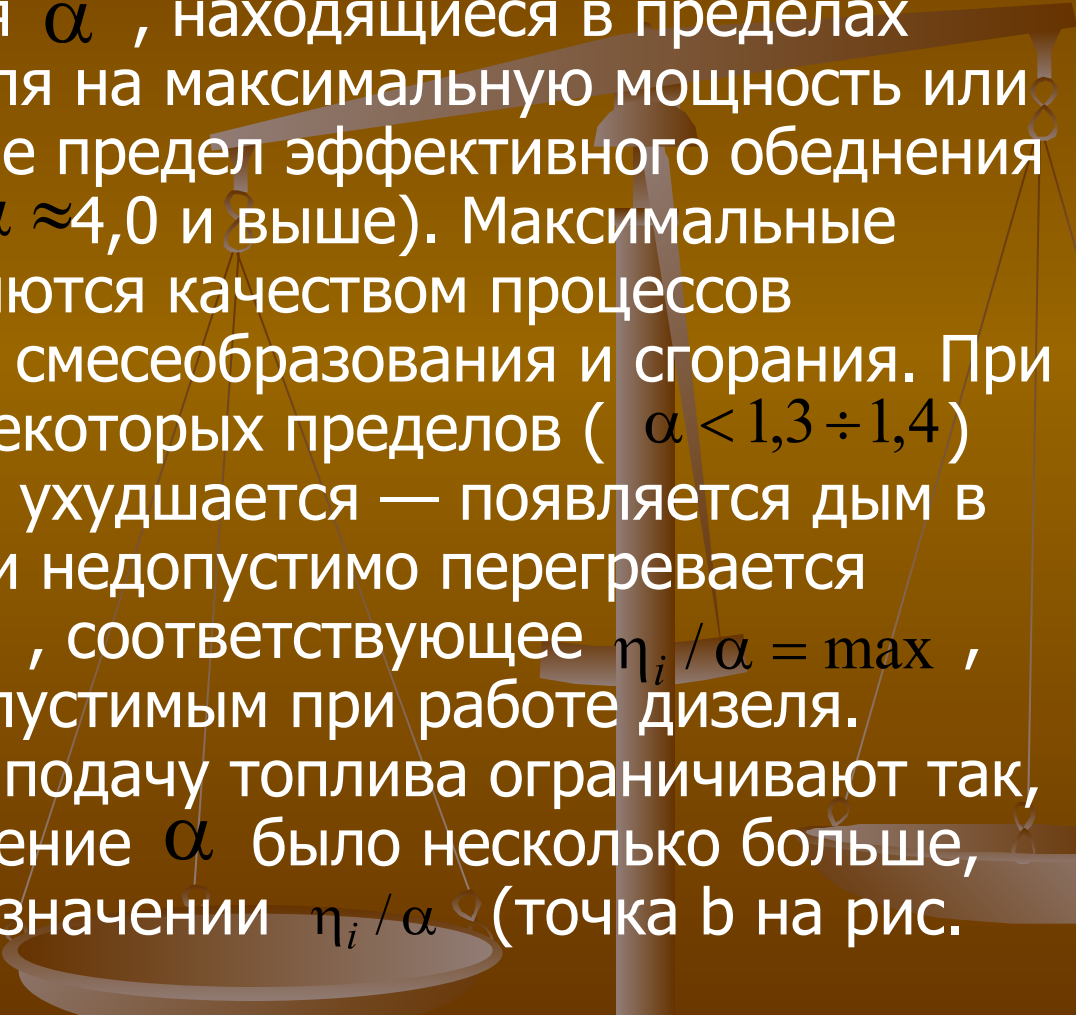


Рис. 10.3.
Зависимость

η_i и η_i/α от α





Значение η_i в двигателях с искровым зажиганием имеет максимум при α , соответствующем пределу эффективного обеднения. Для достижения наибольших p_i и N_i необходимо смесь обогащать до тех пор, η_i / α пока не будет иметь максимального значения. Заштрихованная область характеризует значения α , находящиеся в пределах регулирования двигателя на максимальную мощность или экономичность. В дизеле предел эффективного обеднения значительно больше ($\alpha \approx 4,0$ и выше). Максимальные значения η_i / α определяются качеством процессов распыливания топлива, смесеобразования и сгорания. При уменьшении α ниже некоторых пределов ($\alpha < 1,3 \div 1,4$) процесс сгорания резко ухудшается — появляется дым в отработавших газах — и недопустимо перегревается двигатель. Значение α , соответствующее $\eta_i / \alpha = \max$, является предельно допустимым при работе дизеля. Наибольшую цикловую подачу топлива ограничивают так, чтобы предельное значение α было несколько больше, чем при максимальном значении η_i / α (точка b на рис. 10.3, б).

В современных быстроходных дизелях, особенно при наддуве, значения α на номинальном режиме выбирают в пределах 1,5 — 1,8. Это необходимо для обеспечения допустимой тепловой напряженности ответственных деталей. В диапазоне частот вращения, где достигается максимальный крутящий момент, цикловую подачу топлива увеличивают и соответственно снижается α до такого предела, при котором еще отсутствует дымность отработавших газов.

С увеличением η_V при $n = const$ в цилиндр поступает большая масса воздуха. Если увеличить цикловую подачу топлива так, чтобы сохранилось заданное значение α , то p_i и η_i возрастают.

10.2 Факторы, влияющие на механические потери

На механические потери влияет качество масла, тепловое состояние двигателя, нагрузка и частота вращения.

При пуске двигателя в условиях низких температур вязкость масла в сопряжениях велика, величина p_m имеет наибольшее значение и прокачка масла через подшипники затруднена. Помимо резкого увеличения нагрузки на стартер это может привести к перегрузке поверхностей подшипников двигателя. Поэтому для эксплуатации двигателей в районах с холодным климатом рекомендуется применять масла, с пологими вязкостно-температурными характеристиками из так называемых «загущенных» сортов, а также прогревать двигатели перед пуском.

Температура масла сильно влияет на потери на трение. Из рис. 10.4 видно, что имеется диапазон температур, где потери на трение наименьшие, обычно он составляет 80 — 90° С. Для ограничения температуры масла при работе двигателя используют масляные теплообменники.

Помимо вязкости масла в условиях граничного трения имеют значение прочность адсорбции масляной пленки, противоизносные качества масел, для повышения которых вводят специальные присадки.

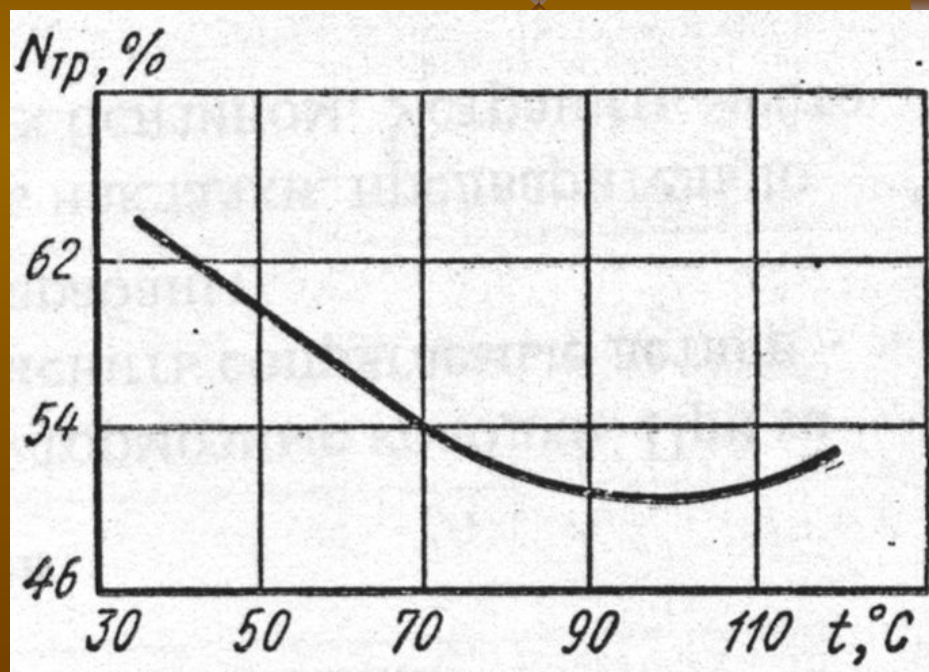
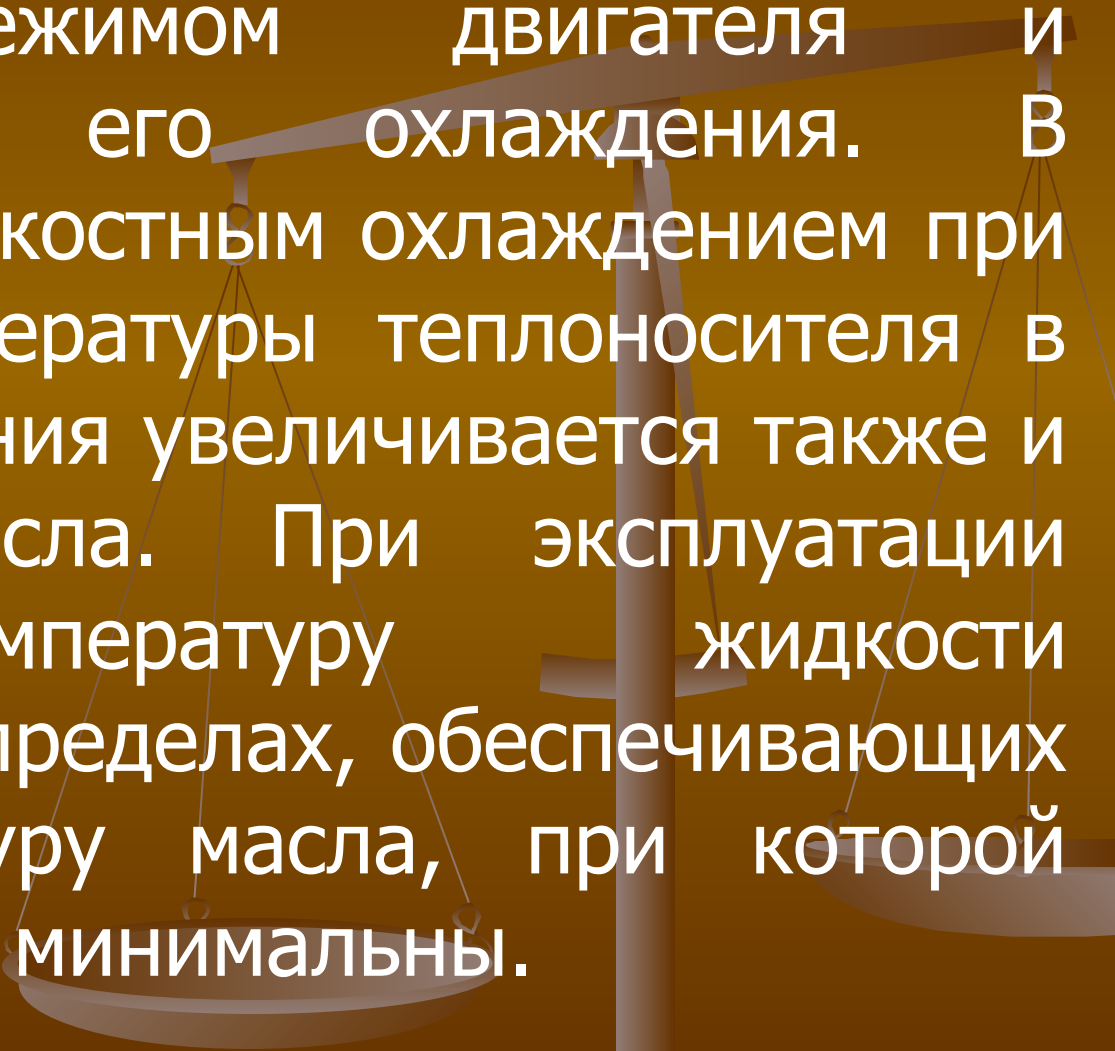


Рис. 10.4. Влияние температуры масла в картере на потери на трение

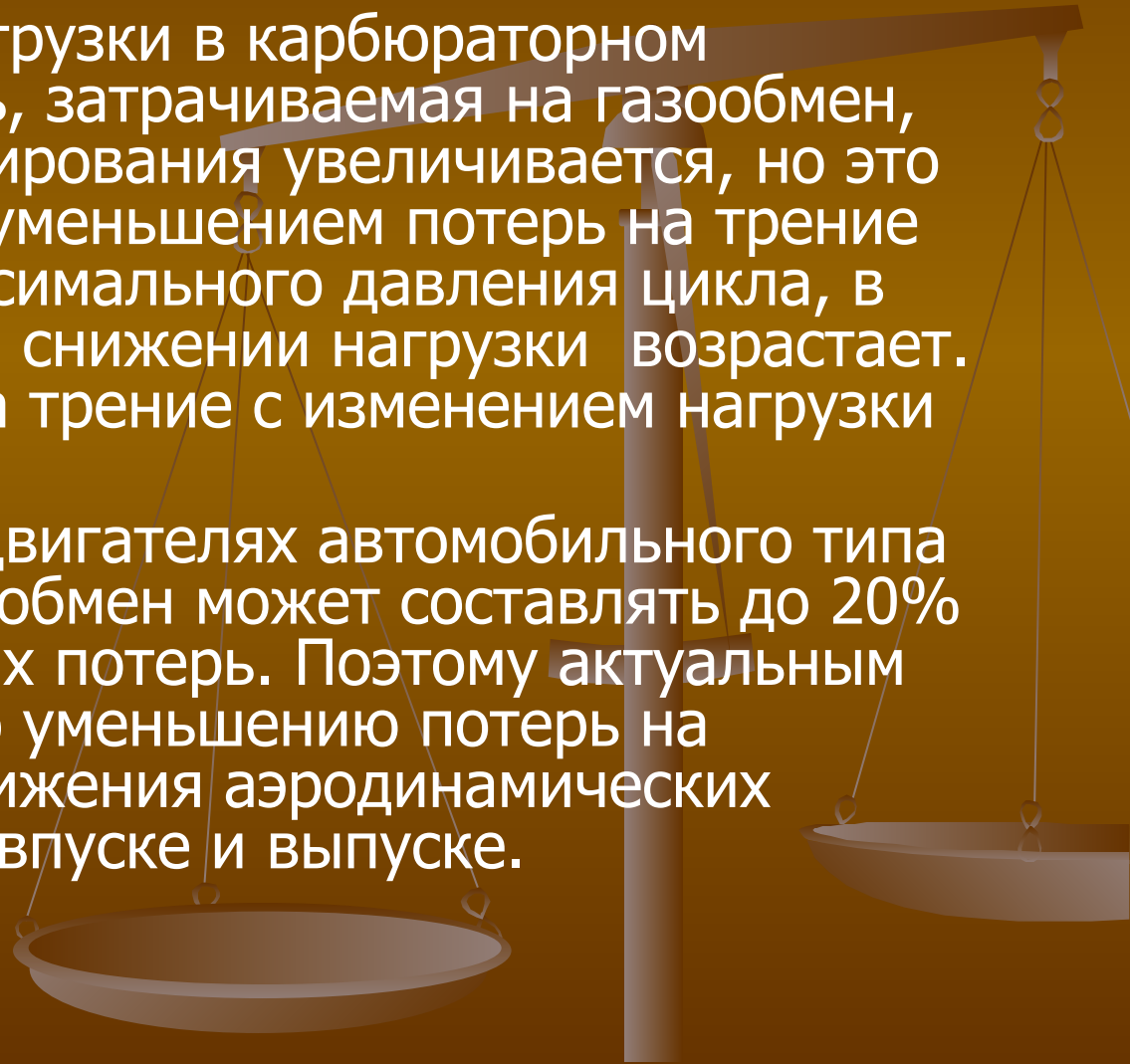


Тепловое состояние поверхностей деталей определяется нагрузкой, скоростным режимом двигателя и интенсивностью его охлаждения. В двигателях с жидкостным охлаждением при повышении температуры теплоносителя в системе охлаждения увеличивается также и температура масла. При эксплуатации следует температуру жидкости поддерживать в пределах, обеспечивающих такую температуру масла, при которой потери на трение минимальны.

При увеличении нагрузки температура масляного слоя повышается, что до известного предела снижает потери на трение (рис. 10.4). С ростом нагрузки повышается максимальное давление, что приводит к некоторому увеличению этих потерь.

При снижении нагрузки в карбюраторном двигателе мощность, затрачиваемая на газообмен, вследствие дросселирования увеличивается, но это не компенсируется уменьшением потерь на трение из-за меньшего максимального давления цикла, в результате чего при снижении нагрузки возрастает. В дизелях потери на трение с изменением нагрузки почти не меняются.

В быстроходных двигателях автомобильного типа доля потерь на газообмен может составлять до 20% величины суммарных потерь. Поэтому актуальным являются работы по уменьшению потерь на газообмен путем снижения аэродинамических сопротивлений при впуске и выпуске.



10.3 Факторы, влияющие на эффективные показатели двигателя

На рис. 10.5 оказан характер изменения параметров, влияющих на эффективную мощность двигателя, в зависимости от частоты вращения .

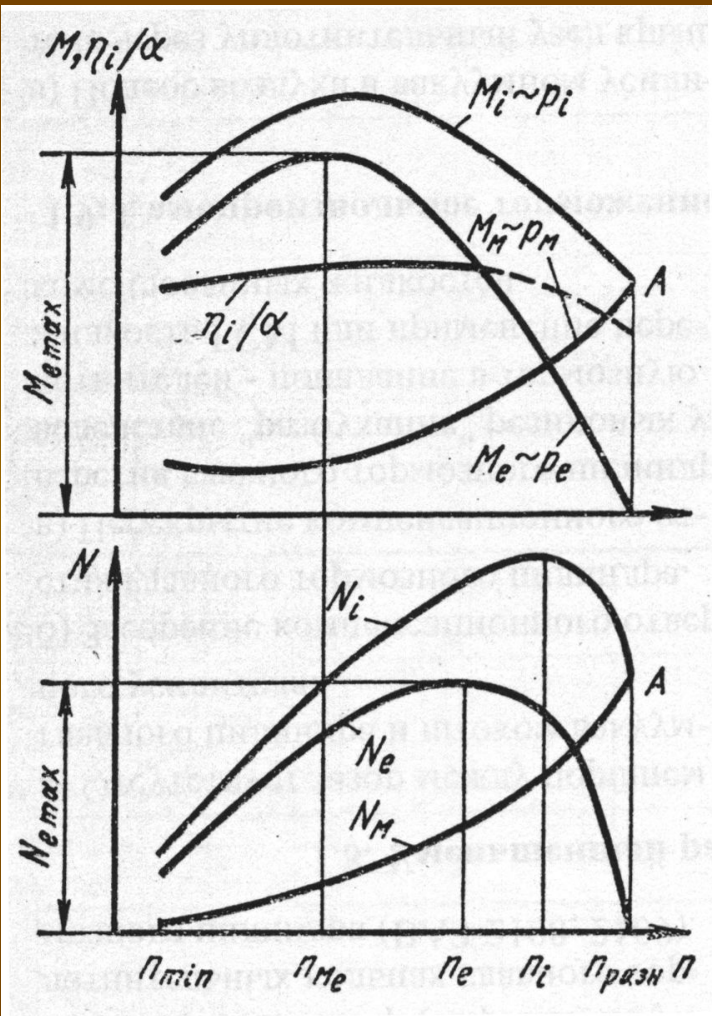


Рис. 10.5
Зависимости

$P_e, P_i, N_e, M,$ и N_i



Произведение $(H_u / l_0)(\eta_i / \alpha)\eta_V \rho_K$ определяет среднее индикаторное давление p_i или пропорциональный ему индикаторный крутящий момент M_i . При $\rho_K = const$ для жидких топлив $M_i \sim \eta_V (\eta_i / \alpha)$.

Индикаторная мощность, расходуемая на трение и привод вспомогательных механизмов, характеризуется кривыми M_M и N_M . При увеличении M_M и p_M и соответственно N_M с ростом n на некотором скоростном режиме вся индикаторная работа будет полностью расходоваться на трение и привод вспомогательных механизмов. Абсцисса точки А характеризует максимальную частоту вращения, которую двигатель может развивать без нагрузки. Ее называют разносной частотой вращения холостого хода $n_{разн}$. Из-за резко возрастающих при $n_{разн}$ сил инерции, нагружающих шатунно-кривошипный механизм, работа двигателя на этом режиме недопустима.

Ординаты кривых $M_e = M_i - M_M$ ($p_e = p_i - p_M$) и $N_e = N_i - N_M$ при любом скоростном режиме характеризуют эффективный крутящий момент (среднее эффективное давление) и эффективную мощность, которая может быть передана трансмиссии автомобиля.

Из рис. 10.5 видно, что максимум кривой N_e достигается при частоте вращения n_e , меньшей n_i , соответствующем максимуму кривой N_i .

Характер изменения КПД и удельного расхода топлива в зависимости от частоты вращения показан на рис. 10.7. При известных g_i , η_i и η_m можно определить g_e и η_e .

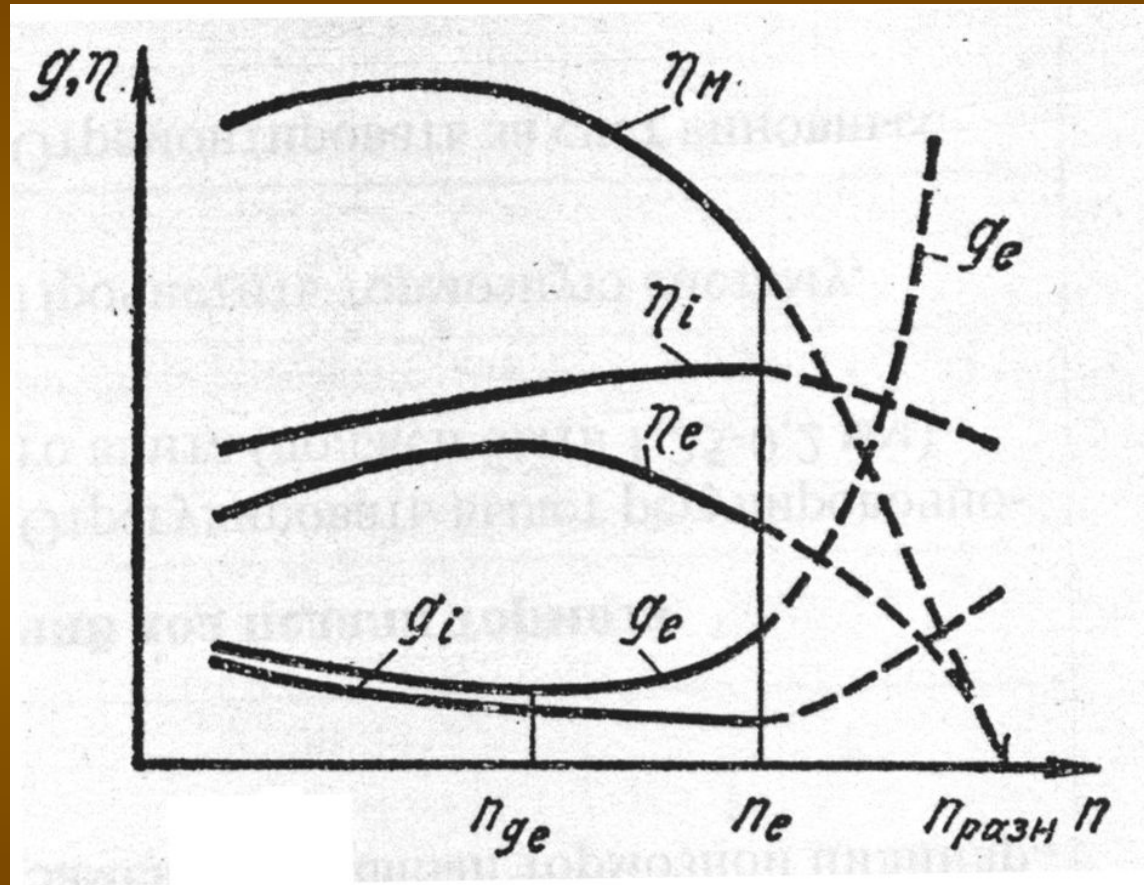


Рис. 10.6 зависимость КПД и удельных расходов топлива от частоты вращения

Контрольные вопросы

1. Что называется пределом эффективного обеднения?
2. Как влияет состав смеси, дросселирования на индикаторные показатели двигателя с искровым зажиганием?
3. В каких пределах возможно качественное регулирование в бензиновых двигателях?
4. Как влияет дросселирование на индикаторный КПД?
5. Как измеряются фазы горения топлива при изменении частоты вращения?
6. От каких факторов зависит качество смесеобразования в дизельном двигателе?
7. Какие камеры сгорания дизеля имеют наименьшую концентрацию NOx?
8. Как влияет масло на механические потери?

