



Н. К. ШОКОТОВ

**ОСНОВЫ  
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ  
ОПТИМИЗАЦИИ  
ТРАНСПОРТНЫХ  
ДИЗЕЛЕЙ**

Харьков

Издательство при Харьковском  
государственном университете издательского объединения  
«Вища школа»

1980

УДК 621.4

**Н. К. Шокотов. Основы термодинамической оптимизации транспортных дизелей.**— Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980, с. 120.

В монографии рассмотрены основы оптимизации сложных комбинированных турбопоршневых двигателей внутреннего сгорания на стадии разработки опытных образцов с учетом условий эксплуатации. Излагаются теоретические основы нового метода оптимизации цикла дизель-турбинной установки с учетом локальных потерь эксергии в элементах установки с переменным количеством и качеством рабочего тела. Приведены примеры использования нового метода для повышения эффективности перспективных судовых и тепловозных дизелей.

Для специалистов в области теплоэнергетики, а также для студентов специальности 0523 «Двигатели внутреннего сгорания».

Табл. 14. Ил. 37. Список лит.: 35 назв.

Рецензент канд. техн. наук *Г. Н. Мизернюк* — Московское высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

Редакция научно-технической литературы  
Зав. редакцией *Л. А. Гаврилова*

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Внимание специалистов в области создания и исследования современных турбопоршневых дизелей привлекают проблемы научного обоснования их исходных термодинамических и конструктивных параметров на стадии разработки опытных образцов. Это объясняется тем, что оптимальные с точки зрения топливной экономичности исходные параметры номинального режима могут не совпадать с параметрами, выбранными по минимальному среднеэксплуатационному удельному эффективному расходу топлива. Однако предварительный выбор исходных параметров имеет большое практическое значение, так как он предопределяет конструкцию двигателя и систем газотурбинного наддува, а следовательно, уровень топливной экономичности в эксплуатации.

Кафедра двигателей внутреннего сгорания Харьковского политехнического института им. В. И. Ленина по инициативе и под руководством д-ра техн. наук, проф. Н. М. Глаголева совместно с заводом имени Малышева с 1955 г. решает вопросы создания перспективных тепловозных и судовых дизелей с улучшенными технико-экономическими показателями.

Монография представляет собой обобщение теоретических и экспериментальных исследований автора и его сотрудников при создании семейства перспективных тепловозных 16ЧН 25/27 и судовых 6ЧН26/34 дизелей и посвящена решению одной из важнейших проблем — оптимизации и анализу рабочих процессов комбинированных дизелей на стадии их проектирования и доводки.

Первая глава в противовес классической термодинамике, которая рассматривает в основном теорию тела постоянной массы, посвящена теории тела переменной массы. В монографии впервые рассмотрены во взаимной связи аналитическое выражение первого, второго принципов термодинамики и элементарный энергетический баланс для процессов в открытых и взаимодействующих термодинамических системах с переменной массой.

Во второй главе исследуется комбинированный дизель как объект термодинамической оптимизации, т. е. рассмотрены вопросы математического и физического моделирования циклов, схема оптимизации определяющих параметров цикла по среднеэксплуатационному удельному эффективному расходу топлива и новый, энергоэкономический метод анализа эффективности транспортных силовых установок, который с учетом поузловых потерь эксергии объединил в себе термодинамические и стоимостные категории.

В третьей главе решаются практические задачи повышения эффективности промышленных комбинированных дизелей типа 16ЧН25/27 и 6ЧН26/34. Полученные результаты носят общий характер, поэтому в методическом плане они могут быть использованы при создании других транспортных дизелей. В приложениях приведены алгоритмы математического моделирования и анализа цикла комбинированного дизеля на режимах его работы по эксплуатационным характеристикам.

Практические задачи для промышленности решены в результате многолетнего сотрудничества автора с инженерами С. Л. Левковичем, В. Н. Митиным, В. Я. Кравцовым, А. И. Губиным, Б. Л. Гоцкало, В. И. Морозом и др. Считаю приятным долгом выразить им сердечную благодарность за помощь в практической работе и при подготовке рукописи.

*АВТОР*

# Глава I. ВОПРОСЫ ТЕОРИИ ТЕЛА ПЕРЕМЕННОЙ МАССЫ В ЭЛЕМЕНТАХ КОМБИНИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ

## 1. Основы энергообмена открытых термодинамических систем комбинированных дизелей

«Часть Вселенной, которую мы выделили для исследования, называется системой, а все остальное — средой. То, что отделяет систему от среды, называется поверхностью раздела, или стенкой» [13]. «Первый шаг термодинамического анализа заключается в выделении из совокупности взаимодействующих тел конкретного физического объекта изучения. Объект изучения называется термодинамическим телом, а все, что лежит вне его границ, — окружающей средой... Способ построения замкнутой поверхности, ограничивающей термодинамическое тело, вообще говоря, совершенно произволен и поэтому должен определяться только задачей исследования, а также удобством и простотой предстоящих рассуждений и выкладок» [12].

Рассмотрим элементарные процессы, происходящие в цилиндре двигателя и смежных с ним системах, с учетом сказанного. На рис. 1 показаны такие системы.

Пусть мы хотим средствами термодинамики отдельно описать процессы во впускном коллекторе 1, в цилиндре двигателя 2 и в выпускном коллекторе 3. Для этого автономные, но взаимодействующие системы разделим на предшествующую, данную и последующую. Для рабочего тела в цилиндре двигателя рабочее тело во впускном коллекторе является предшествующей термодинамической системой, в выпускном — последующей. Для рабочего тела в цилиндре двигателя рабочие тела в коллекторах являются смежными или внешними системами.

Объем рабочего тела в каждой из систем  $V_s$ ,  $V$ ,  $V_v$  в основном определяется геометрическим объемом соответствующего узла комбинированного дизеля, изменение объема — конструкцией рассматриваемого узла. Контрольная поверхность рабочего тела в узлах комбинированного дизеля является контролируемой и управляемой [32]. Давления  $p_s$ ,  $p$ ,  $p_v$ , температуры  $T_s$ ,  $T$ ,  $T_v$ , их изменения  $dp_s$ ,  $dp$ ,  $dp_v$  и  $dT_s$ ,  $dT$ ,  $dT_v$  в рассматриваемых системах различны и определяются совокупностью массообменных и энергетических взаимодействий каждой из систем.

Изменение количества рабочего тела в каждой из систем — впускном коллекторе, цилиндре двигателя, выпускном коллекторе — за время  $d\tau$  соответственно

$$M_s + dM_s = M_s + \delta\lambda_{xл} - \delta M_s; \quad M + dM = M + \delta M_s + \\ + \delta M_x - \delta M_b; \quad M_b + dM_b = M_b + \delta M_b - \delta M_m, \quad (1)$$

где  $M_s, M, M_b$  — основная масса каждой из систем;  $dM_s, dM, dM_b$  — полное изменение количества рабочего тела в каждой из систем;  $\delta M_{xл}, \delta M_x, \delta M_s, \delta M_b, \delta M_m$  — элементарное количество рабочего тела в переходе.

Из уравнений (1) видно, что полное изменение количества рабочего тела в элементе комбинированного дизеля равно сумме элементарных количеств присоединяемых и отделяемых масс. Основное тело в системе принимается термодинамически однородным [7]. Предполагается также, что отделяемый элемент обладает всеми свойствами основного тела, от которого он отделяется. Присоединяемый элемент до слияния отличается от данного рабочего тела настолько, насколько рабочее тело предшествующей термодинамической системы отличается от данной термодинамической системы. После слияния с основной массой присоединяемый элемент ничем не отличается от основной массы. В соответствии с законом сохранения массы отделяемый элемент предшествующей термодинамической системы является одновременно присоединяемым элементом данной системы, а отделяемый элемент данной системы — присоединяемым элементом последующей системы.

Изменение количества рабочего тела при математическом моделировании процессов определяем в зависимости от перепада давления между системами и проходных сечений органов газораспределения и имеет контролируемый и управляемый характер [32].

С учетом изменения количества рабочего тела запишем соотношения для изменения внутренней энергии рабочего тела в смежных, но автономных системах:

$$dU_s = d(M_s u_s) = M_s du_s + u_s dM_s = M_s du_s + u_s \delta M_{xл} - u_s \delta M_s; \\ dU = d(Mu) = Mdu + udM = Mdu + u \delta M_s + u \delta M_x - u \delta M_b; \\ dU_b = d(M_b u_b) = M_b du_b + u_b dM_b = M_b du_b + u_b \delta M_b - u_b \delta M_m.$$

Полное изменение внутренней энергии для тела переменной массы (изменение функции состояния) складывается из изменения внутренней энергии основной массы, дополняемого внутренней энергией в переходе присоединяемого элемента и уменьшаемого внутренней энергией в переходе отделяемого элемента. Следует обратить внимание на различия удельной внутренней энергии

элементарной массы в переходе до и после контрольной поверхности.

Пусть  $\delta M_{\text{вых}}$  покидает данную термодинамическую систему, т. е. является отделяемым термодинамическим элементом. При этом величина  $\delta M_{\text{вых}}$  унесет свою внутреннюю энергию  $u\delta M_{\text{вых}}$  и над ней совершится работа выталкивания  $p\delta V_{\text{вых}}$ . Суммарный эффект данного энергетического воздействия определится как [20]  $u\delta M_{\text{вых}} + p\delta V_{\text{вых}} = u\delta M_{\text{вых}} + 8314T\delta M_{\text{вых}} = \delta M_{\text{вых}}T(mc_{vm} + 8314) = \delta M_{\text{вых}}mc_{pm}T = \delta M_{\text{вых}}i = \delta I_{\text{вых}}$ .

С учетом воздействия и изменения количества рабочего тела запишем соотношения для изменения энтальпии рабочего тела в смежных, но автономных системах:

$$dI_s = d(M_s i_s) = M_s di_s + i_s dM_s = M_s i_s + i_s \delta M_{\text{хл}} - i_s \delta M_s;$$

$$dI = d(Mi) = M di + i dM = M di + i \delta M_x + i \delta M_x - i \delta M_B;$$

$$dI_B = d(M_B i_B) = M_B di_B + i_B dM_B = M_B di_B + i_B \delta M_B - i_B \delta M_m.$$

Полное изменение энтальпии для тела переменной массы (изменение функции состояния) складывается из изменения энтальпии основной массы, дополняемое энтальпией в переходе присоединяемого элемента и уменьшаемое энтальпией в переходе отделяемого элемента. Здесь следует обратить внимание на различия удельной энтальпии для элементарной массы в переходе до и после контрольной поверхности.

В связи с наличием термодинамической неоднородности на поверхностях, разделяющих системы, можно, например, записать [20]  $\delta Q_s = \delta M_s (i - i_s)$ ;  $\delta Q_B = \delta M_B (i_B - i)$ , где  $\delta Q_s$ ,  $\delta Q_B$  — элементарное количество теплоты, которое необходимо затратить (подвести к присоединяемым элементам), чтобы ликвидировать различия присоединяемого элемента и основной массы по удельной энтальпии.

Итак, расширенная система комбинированного дизеля — впускной коллектор, цилиндр, выпускной коллектор — не является равновесной во всей своей массе. На контрольных поверхностях фиксируется термодинамическое различие систем. Процесс перехода элементарной массы  $\delta M$  из одной системы в другую является естественным [2] и необратимым.

## 2. Аналитическое выражение первого принципа термодинамики для открытой термодинамической системы

На рис. 2 показаны две термодинамические системы: 1 — термодинамическая система, заключенная в геометрическом объеме цилиндра  $V$ ; 2 — термодинамическая система, мысленно выделенная в пространстве, которое занимает один моль рабочего тела  $v$ . Система 1 является открытой термодинамической системой; она обменивается веществом со смежными системами. Система 2 постоянно содержит в себе один моль рабочего тела — она является закрытой термодинамической системой. Если открытая термодинамическая система обменивается энергией со смежными системами «путем совершения работы, посредством получения или отдачи теплоты и с помощью переноса массы» [7], то «закрытые системы обмениваются энергией в виде тепла или работы» [17, 30]:

$$du = \delta q - \delta l = \delta q - pdv. \quad (2)$$

Система в объеме  $v$  находится внутри мысленной оболочки. Передача энергии происходит через оболочку только в форме

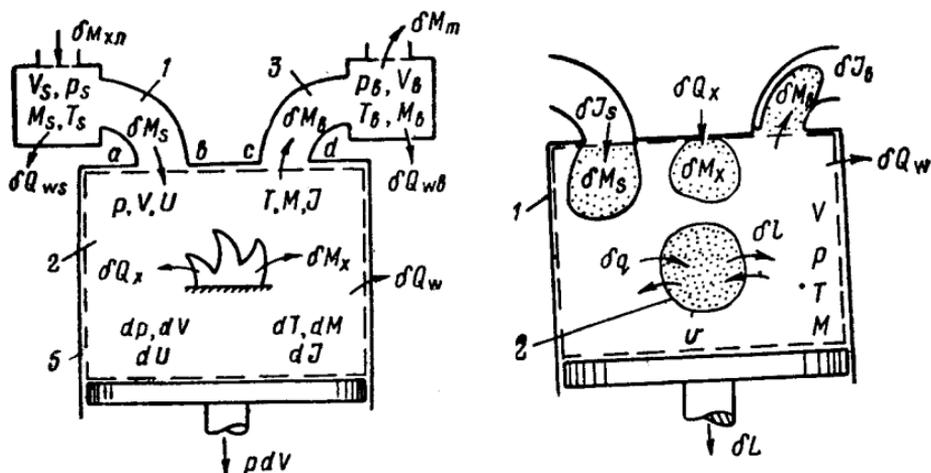


Рис. 1. Элементарные процессы в цилиндре двигателя и смежных системах.

Рис. 2. Термодинамические системы в объеме  $V$  и  $v$ .

теплоты или работы — единственно возможных формах передачи энергии от одного тела к другому [24]. Бесконечно малое «количество теплоты»  $\delta q$  и бесконечно малое «количество работы»  $\delta l$  являются мерами энергии, переданной в указанных формах [24].

«Теплота, как и работа, является только формой передачи энергии. Как только энергия передана системе, в форме ли тепла или в форме работы, ее уже нельзя отличить от энергии, которая могла бы быть передана иным путем» [34].

«Теплота, подобно работе, представляет собой энергию в переходе» [33].

Мы сочли необходимым привести определения специалистов, так как по этому вопросу до сих пор имеет место дискуссия [22].

С учетом изложенного уравнение (2) можно записать следующим образом (для идеального газа):

$$dT = \delta q / mc_v - (k - 1) T dv / v; \quad dp = 8314 \delta q / v mc_v - k p dv / v. \quad (3)$$

Дальнейшие преобразования выражения (3) позволяют получить

$$dv = 8314 \delta q / p mc_p - v dp / k p; \quad dT = \delta q / mc_p + (k - 1) T dp / k p. \quad (4)$$

При дальнейших преобразованиях уравнения (4) получаем

$$di = \delta q + v dp. \quad (5)$$

Формулы (2)—(5) выражают основные формы закона сохранения энергии — первого принципа термодинамики для закрытой термодинамической системы.

Описанную «удельную» или единичную термодинамическую систему можно условно считать частью общей термодинамической системы. Но тогда они должны быть взаимосвязаны. Покажем способ перехода от такой закрытой единичной системы к открытой общей.

В общем случае в цилиндре двигателя на протяжении времени  $d\tau$  идут химические реакции и выделяется химическая теплота топлива  $\delta Q_x$ . Элементарное ее количество, отнесенное к одному молю рабочего тела,

$$\delta q_x = \delta Q_x / M. \quad (6)$$

При горении происходят химические реакции и появляются новые молекулы рабочего тела  $\delta M_x$ , которые нагреваются до данной температуры, например от 0 К ( $i_a$ ).

Процесс преобразования теплоты топлива в работу сопровождается «потерей» теплоты:

а) на подогрев элементарной массы в переходе  $\delta M_s$  при наполнении

$$\delta q_s = \delta M_s (i - i_s) / M; \quad (7)$$

б) на подогрев вновь образовавшихся в ходе горения молекул рабочего тела

$$\delta q_m = \delta M_x (i - i_a) / M; \quad (8)$$

в) на подогрев элементарной массы в переходе  $\delta M_B$  при выпуске

$$\delta q_B = \delta M_B (i_B - i)/M; \quad (9)$$

г) на теплообмен между рабочим телом и стенками цилиндра

$$\delta q_w = \delta Q_w/M. \quad (10)$$

На изменение параметров рабочего тела в объеме останется меньшее количество теплоты:

$$\delta q = \delta q_x - \delta q_m - \delta q_s - \delta q_B - \delta q_w,$$

т. е.

$$\delta q_x - \delta q_m - \delta q_s - \delta q_B - \delta q_w = di - vdp,$$

или

$$dp = 8314(\delta q_x - \delta q_m - \delta q_s - \delta q_B - \delta q_w)/vmc_v - kp dv/v. \quad (11)$$

Из формулы (11) видно, что наличие дополнительных «потерь» теплоты ( $\delta q_m$ ,  $\delta q_s$ ,  $\delta q_B$ ,  $\delta q_w$ ) для данного закона сгорания ( $\delta q_x$ ) приводит к замедлению роста давления газов в цилиндре и, следовательно, к уменьшению работы и к. п. д.

Подставив (6—10) в (5), получим

$$\begin{aligned} \delta Q_x - \delta M_x (i - i_a) - \delta M_s (i - i_s) - \delta M_B (i_B - i) - \delta Q_w = \\ = Mdi - Vdp, \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned} \delta Q_x + \delta M_s i_s - \delta M_B i_B - \delta Q_w = Mdi + idM - Vdp; \\ \delta Q_x + \delta I_s - \delta I_B - \delta Q_w = dI - Vdp. \end{aligned} \quad (12)$$

Уравнение (12) раскрывает закон сохранения энергии, или первый принцип термодинамики для тела переменной массы в цилиндре двигателя внутреннего сгорания.

Если  $\delta Q_x$ ,  $\delta Q_w$  для общей термодинамической системы являются энергией в переходе, то  $\delta I_s$ ,  $\delta I_B$  — элементарные энтальпии в переходе — по смыслу также представляют собой энергию в переходе. Между  $\delta Q_x$ ,  $\delta Q_w$ ,  $\delta I_s$ ,  $\delta I_B$ , несомненно, имеются различия. Так,  $\delta I_s$ ,  $\delta I_B$  — энергия в переходе элементарных масс  $\delta M_s$ ,  $\delta M_B$ , а  $\delta Q_x$ ,  $\delta Q_w$  — эффект энергетического воздействия внешней среды на основную массу рабочего тела  $M$ . Однако между  $\delta Q_x$ ,  $\delta Q_w$ ,  $\delta I_s$  и  $\delta I_B$  имеется общее — сумма элементарных энергий в переходе. Поэтому можно считать, что  $\delta \mathcal{E} = \delta Q_x + \delta I_s - \delta I_B - \delta Q_w$ , т. е.

$$\delta \mathcal{E} = dI - Vdp. \quad (13)$$

После преобразований из уравнения (13) последовательно получим (для идеального газа)

$$\begin{aligned} dT = \delta \mathcal{E}/Mmc_p - TdM/M + (k-1)Td p/kp; \quad dV = 8314\delta \mathcal{E}/pmc_p - \\ - Vdp/kp. \end{aligned} \quad (14)$$

Дальнейшие преобразования формулы (14) дают

$$dp = 8314 \delta \Theta / V m c_v - k p dV / V; \quad dT = \delta \Theta / M m c_v - T dM / M - (k - 1) T dV / V. \quad (15)$$

Из уравнения (15) получаем

$$\delta \Theta = d(Mu) + p dV; \\ \delta Q_x + \delta I_s - \delta I_b - \delta Q_w = dU + p dV. \quad (16)$$

Итак, рассмотрены основные формы первого принципа термодинамики для тела переменной массы в цилиндре двигателя внутреннего сгорания.

В заключение необходимо принять во внимание следующее. Для дальнейших преобразований добавим и вычтем в уравнении (16)  $idM$ :  $dU = (\delta Q_x + \delta I_s - \delta I_b - \delta Q_w - idM) - p dV + idM$ , или  $dU = M \delta q - p dV + idM$ .

Примем во внимание то, что  $\delta q = T ds$ , т. е.  $dU = M T ds - p dV + idM$ . Учтем также следующее:

$$S = Ms; \quad dS = M ds + s dM; \quad T dS = M T ds + T s dM,$$

т. е.

$$dU = T dS - p dV + (i - Ts) dM; \quad (17)$$

$$dU = T dS - p dV + g dM, \quad (18)$$

где  $g = i - Ts$  — химический или термодинамический потенциал.

Уравнения первого принципа термодинамики для тела переменной массы в форме (17), (18) приведены в работах [7, 32]. Эти выражения, кроме работы газов, в основном фиксируют явления, происходящие внутри контрольной поверхности ( $dU$ ,  $dS$ ,  $dM$ ,  $T$ ,  $g$ ). Формулы (12), (16) отображают явления, которые имеют место внутри контрольной поверхности ( $dI$ ,  $dU$ ,  $V$ ,  $p$ ) и на самой поверхности ( $\delta Q_x$ ,  $\delta I_s$ ,  $\delta I_b$ ,  $\delta Q_w$ ).

Соотношения единичной и общей термодинамических систем рассмотрены для идеального рабочего тела переменной массы. При этом исследовалось только влияние переменного количества рабочего тела. Действительные явления, происходящие в цилиндре двигателя, гораздо сложнее. Рассмотрим основные формы первого принципа термодинамики с учетом изменения количества и качества рабочего тела.

### 3. Формы первого принципа термодинамики для рабочего тела переменного количества и качества

Как нами показано ранее,

$$\delta\mathcal{E} = dI - Vdp, \quad (19)$$

где

$$\delta\mathcal{E} = \delta Q_x + \delta I_s - \delta I_B - \delta Q_w.$$

Для реального рабочего тела

$$\begin{aligned} dI &= d(Mmc_{pm}T) = dMmc_{pm}T + Md\left(a + 8314 + \frac{b}{2}T\right)T + \\ &+ Mmc_{pm}dT = dMmc_{pm}T + M\left[da + Td\left(\frac{b}{2}\right)\right]T + Mmc_pdT = \\ &= dMmc_{pm}T + Md(mc_{pm})_T T + Mmc_pdT. \end{aligned} \quad (20)$$

В уравнении (20) величина  $dM$  учитывает изменение энтальпии рабочего тела  $M$ , происходящее вследствие изменения количества рабочего тела, второй член,  $Md(mc_{pm})_T T$ , — изменение энтальпии вследствие изменения качества рабочего тела или его состава, третий,  $Mmc_pdT$ , — изменение энтальпии рабочего тела вследствие изменения его температуры.

Чтобы лучше понять влияние состава рабочего тела на его параметры, перейдем от открытой, общей термодинамической системы к закрытой, единичной. Уравнения (19), (20) позволяют записать

$$\begin{aligned} \delta Q_x - \delta M_x(i - i_a) - \delta M_s(i - i_s) - \delta M_B(i_B - i) - \delta Q_w - \\ - Md(mc_{pm})_T T = Mmc_pdT - Vdp \end{aligned}$$

или, после деления на  $M$ ,

$$\delta q_x - \delta q_T - \delta q_s - \delta q_B - \delta q_w - Td(mc_{pm})_T = mc_p dT - vdp, \quad (21)$$

где  $d(mc_{pm})_T$  — изменение количества теплоты при  $T = \text{const}$ , дополнительно затрачиваемое на каждый градус температуры в связи с изменением состава рабочего тела;  $\delta q_c = Td(mc_{pm})_T$  — дополнительное элементарное количество теплоты, которое необходимо подводить к единичной термодинамической системе в связи с изменением состава рабочего тела.

Для реального рабочего тела на изменение параметров системы химической теплоты топлива остается еще меньше:

$$\delta q = \delta q_x - \delta q_T - \delta q_s - \delta q_B - \delta q_w - \delta q_c,$$

т. е.

$$dp = 8314(\delta q_x - \delta q_T - \delta q_s - \delta q_B - \delta q_w - \delta q_c)/v mc_v - kp dv/v.$$

Легко убедиться, что

$$dp = 8314 \delta \mathcal{E}^* / V m c_v - k p dV / V, \quad (22)$$

где  $\delta \mathcal{E}^* = \delta \mathcal{E} - M d(mc_{pm})_T T + dM \left( \frac{b}{2} T \right) T$ .

Возможно и другое решение. Пусть рабочее тело  $M$  состоит из воздуха  $M_a$  и продуктов сгорания  $M_\gamma$ . Обозначим объемные доли воздуха и продуктов сгорания  $r_a = M_a/M$ ;  $r_\gamma = M_\gamma/M$ . Тогда получим

$$dI = dI_a + dI_\gamma = M (r_a m c_{pa} + r_\gamma m c_{p\gamma}) dT + (dM_a m c_{pma} + dM_\gamma m c_{p\gamma}) T. \quad (23)$$

Подставив (23) в (19), после преобразований имеем

$$dp = \frac{kp}{V} \left( \frac{8314}{pmc_p} \delta \mathcal{E} - V \frac{dM_a m c_{pma} + dM_\gamma m c_{p\gamma}}{M_a m c_{pa} + M_\gamma m c_{p\gamma}} + \frac{V}{M} dM - dV \right). \quad (24)$$

В случае математического моделирования процессов в цилиндре двигателя уравнения (22), (24) равноценны. При их выводе никаких упрощающих допущений не сделано. Оба уравнения учитывают не только изменение количества рабочего тела, но и изменение его качества.

#### 4. Политропные процессы в закрытых и открытых термодинамических системах и возможность их описания в конечном виде

Исследователями [16, 20] предпринимались попытки найти обобщенные выражения для действительных процессов изменения состояния рабочего тела путем ввода в рассмотрение уравнения политропы:

$$dp = -m p dv/v, \quad (25)$$

где  $m$  — показатель политропы, являющийся в рассматриваемом процессе постоянной величиной, который может иметь любые значения — положительные (от 0 до  $+\infty$ ) и отрицательные (от 0 до  $-\infty$ ).

Примем в качестве исходного уравнение состояния:

$$dp/p + dv/v = dT/T. \quad (26)$$

Разделим уравнение (26) почленно на  $dv/v$  и, обозначив отношение удельных элементарных работ [20]

$$m = -v dp/pdv, \quad (27)$$

получим зависимость между  $T$  и  $v$ :

$$dT/T = -(m-1) dv/v. \quad (28)$$

Разделив же уравнение (26) почленно на  $dp/p$ , с учетом (27) имеем

$$dT/T = (m-1) dp/mp. \quad (29)$$

Уравнения (25), (28), (29) дают для закрытой термодинамической системы одного моля известную политропную зависимость между параметрами  $p$ ,  $v$ ;  $T$ ,  $v$ ;  $p$ ,  $T$ .

Для общей, но закрытой системы после аналогичных преобразований

$$dp/p = -m dV/V; \quad dT/T = -(m-1) dV/V; \quad dT/T = (m-1) dp/mp.$$

Для общей открытой термодинамической системы уравнение состояния таково:

$$dp/p + dV/V = dM/M + dT/T. \quad (30)$$

Разделив уравнение (30) почленно на  $dV/V$  и обозначив [16]

$$n' = -V dp/p dV, \quad (31)$$

а также  $\alpha_M = -V dM/M dV$ , имеем

$$\begin{aligned} dT/T &= (-n' + 1 + \alpha_M) dV/V = -[(n' - \alpha_M) - 1] dV/V = \\ &= -(n_0 - 1) dV/V. \end{aligned} \quad (32)$$

Разделив же уравнение (30) на  $dp/p$ , можно получить

$$dT/T = (n-1) dp/np, \quad (33)$$

в случае

$$n = n' / (\alpha_M + 1). \quad (34)$$

Если система одного моля является частью общей открытой системы,  $m = n$ .

Из уравнений (32), (34) видно, что в открытой системе [16]  $n' \neq n_0 \neq n$ , т. е.  $m = n = n' / (\alpha_M + 1) = (n_0 + \alpha_M) / (\alpha_M + 1)$ .

Раскроем структуру каждого показателя политропы. Можно записать

$$\delta q = du + p dv = v dp / (k-1) + k p dv / (k-1). \quad (35)$$

Разделив уравнение (35) почленно на  $p dv / (k-1)$ , получим  $m = k - \alpha_q$ , где  $\alpha_q = 8314 \delta q / mc_v p dv$ . Отсюда находим известное соотношение  $\delta q = (k-m) p dv / (k-1)$ .

Для общей открытой системы можно также записать

$$\delta \mathcal{E}^* = V dp / (k-1) + k p dV / (k-1). \quad (36)$$

После почленного деления (36) на  $pdV/(k-1)$ , где  $n' = k - \alpha_{\text{Э}}$ ,  $\alpha_{\text{Э}} = 8314\delta\mathcal{E}^*/mc_vpdV$ . Отсюда также можно получить соотношение  $\delta\mathcal{E}^* = (k - n')pdV/(k - 1)$ . Кроме того,  $n' = k - \alpha_{\text{Э}}$ ;  $n_0 = k - \alpha_{\text{Э}} - \alpha_{\text{М}}$ ;  $n = (k - \alpha_{\text{Э}})/(\alpha_{\text{М}} + 1)$ .

Рассмотрим процессы газообмена между цилиндром и смежными системами при условии  $\delta Q_w = 0$ . Пусть из цилиндра выходит идеальный газ. В этом случае

$$\alpha_{\text{Э}} = \delta\mathcal{E}(k-1)/pdV = -\delta M_{\text{в}}mc_pT(k-1)/pdV = -k\alpha_{\text{М}}.$$

Тогда соответственно

$$n' = k - \alpha_{\text{Э}} = k(\alpha_{\text{М}} + 1); n_0 = k - \alpha_{\text{Э}} - \alpha_{\text{М}} = k + k\alpha_{\text{М}} - \alpha_{\text{М}};$$

$$n = (k - \alpha_{\text{Э}})/(\alpha_{\text{М}} + 1) = (k + k\alpha_{\text{М}})/(\alpha_{\text{М}} + 1) = k.$$

При истечении идеального газа из цилиндра и отсутствии теплообмена со стенками в общей системе адиабатная зависимость наблюдается только между давлением и температурой. Так как в этом случае  $m = n = k$ , то в системе одного моля адиабатной зависимостью связаны одновременно  $T$ ,  $p$ ,  $v$ .

Для осуществления одновременной адиабатной зависимости между  $T$ ,  $p$ ,  $V$  необходимо, чтобы  $\alpha_{\text{Э}} = \alpha_{\text{М}} = 0$ . Однако это условие можно выполнить только в закрытой общей системе.

При наполнении

$$\alpha_q = \delta q(k-1)/pdv = \delta M_s mc_p(T - T_s)(k-1)/Mpdv; \alpha_{\text{Э}} = \delta\mathcal{E}(k-1)/pdV = \delta M_s mc_p T_s(k-1)/pdV = -k\alpha_{\text{М}} T_s/T,$$

т. е. в системе одного моля при наполнении можно надеяться на адиабатную зависимость между  $T$ ,  $p$ ,  $v$ , в открытой системе — только между  $T$  и  $p$  при условии, что  $T = T_s$ .

Интерес, проявляемый к политропным зависимостям, объясняется возможностью проинтегрировать в конечном виде дифференциальные уравнения, описывающие термодинамические процессы при их математическом моделировании.

На рис. 3 показано изменение составляющих показателей политроп  $k$ ,  $\alpha_{\text{Э}}$ ,  $\alpha_{\text{М}}$  в зависимости от угла поворота коленчатого вала при математическом моделировании одного из номинальных режимов двигателя 16ЧН24/27 (Д70), на рис. 4, 5 — изменение при этом показателей политроп  $n'$ ,  $n_0$ ,  $n$ .

Данный пример убеждает нас в том, что в цикле поршневого двигателя  $n'$ ,  $n_0$ ,  $n$  различны и переменны по величине. Так как условием интегрирования уравнений (31), (32), (33) являются  $n' = \text{const}$ ,  $n_0 = \text{const}$ ,  $n = \text{const}$ , то политропную зависимость между  $p$  и  $V$ ,  $T$  и  $V$ ,  $p$  и  $T$  в конечном виде получить нельзя.

В связи с изложенным при математическом моделировании цикла в цилиндре двигателя для решения дифференциальных уравнений, описывающих процессы, использованы методы численного интегрирования.

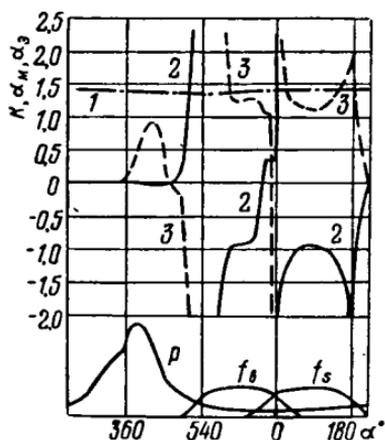


Рис. 3. Изменение составляющих показателей политроп  
(1 —  $k$ ; 2 —  $\alpha_m$ ; 3 —  $\alpha_a$ ).

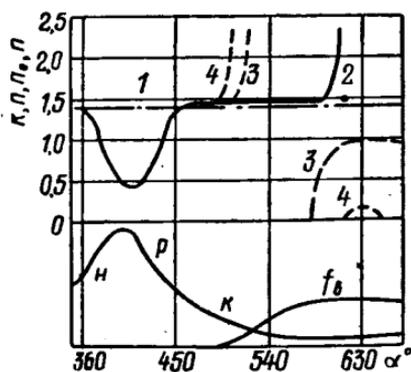


Рис. 4. Изменение показателей политроп на участке горения — выпуска  
(1 —  $k$ ; 2 —  $n_0$ ; 3 —  $n$ ; 4 —  $n'$ )

## 5. Аналитическое выражение второго принципа термодинамики для тела переменной массы

По определению, истинной теплоемкостью тела называется отношение элементарного количества теплоты  $\delta Q$ , сообщенного телу в элементарном термодинамическом процессе, к соответствующему изменению температуры тела:

$$C = \delta Q / dT. \quad (37)$$

При этом

$$C = Gc = Vc' = Mmc, \quad (38)$$

где  $C$ ,  $c$ ,  $c'$ ,  $mc$  — соответственно теплоемкость, удельная весовая теплоемкость, удельная объемная теплоемкость, удельная мольная теплоемкость;  $G$ ,  $V$ ,  $M$  — соответственно количество рабочего тела в кг, м<sup>3</sup> и молях ( $m$  — вес одного моля).

Из уравнений (37), (38)

$$mc = C/M = \delta Q/MdT = \delta q/dT, \quad (39)$$

( $\delta q$  — теплота, подведенная в элементарном процессе к одному молю).

Теплоемкость (39) зависит от характера процесса, при котором сообщается теплота:

$$mc_p = \delta q_p/dT_p; \quad mc_v = \delta q_v/dT_v, \quad (40)$$

где  $mc_p$ ,  $mc_v$  — соответственно истинная молярная теплоемкость, полученная при подводе теплоты к рабочему телу ( $p = \text{const}$ ,  $v = \text{const}$ );  $\delta q_p$ ,  $\delta q_v$  — соответственно элементарное количество теплоты, сообщенное рабочему телу при  $p = \text{const}$  и  $v = \text{const}$ ;  $dT_p$ ,  $dT_v$  — соответственно изменение температуры рабочего тела при подводе количества теплоты  $\delta q_p$  и  $\delta q_v$ .

Заменим любой действительный элементарный процесс подвода теплоты суммой элементарных процессов при  $p = \text{const}$  и  $v = \text{const}$ :  $\delta q = \delta q_p + \delta q_v$ . Примем во внимание, что

$$pv = 8314T;$$

$$dp/p + dv/v = dT/T. \quad (41)$$

Уравнения (40), (41) позволяют записать

$$\delta q_p = mc_p dT_p = mc_p T dv/v; \quad \delta q_v = mc_v dT_v = mc_v T dp/p,$$

т. е. для любого процесса в системе одного моля

$$\delta q = mc_p T dv/v + mc_v T dp/p. \quad (42)$$

Далее возможны два пути преобразований. Первый путь — замена в уравнении (42) относительного изменения давления его выражением по характеристическому уравнению:

$$\delta q = mc_p T dv/v + mc_v T (dT/T - dv/v) = mc_v dT + pdv.$$

Второй путь — деление левой и правой частей уравнения (42) на температуру рабочего тела  $T$ :

$$\begin{aligned} \delta q/T &= mc_v (dp/p + k dv/v) = mc_v [dT/T + (k - 1) dv/v] = \\ &= mc_p [dT/T - (k - 1) dp/kp] = ds_q. \end{aligned} \quad (43)$$

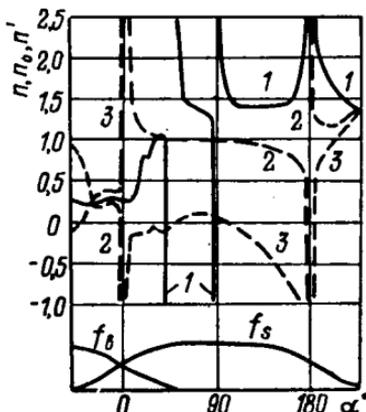


Рис. 5. Изменение показателей политропы на участке продувки — наполнения:  
1 —  $n$ ; 2 —  $n_0$ ; 3 —  $n'$ .

Первый путь приводит к аналитическому выражению первого принципа термодинамики для системы одного моля, второй — к аналитическому выражению второго принципа термодинамики для той же системы.

Уравнение (43) получено при важных для понимания дальнейшего условиях: 1) не учитывалась природа теплоты  $\delta q$ ; 2) не сделано никаких предположений о свойствах рабочего тела, т. е. уравнение (43) одинаково пригодно для идеального и реального рабочих тел; 3) соотношения, выделенные в уравнении (43) скобками, при  $\delta q = 0$  представляют собой аналитическое выражение адиабатического процесса в системе одного моля, поэтому изменение энтропии в системе одного моля может произойти только при  $\delta q \neq 0$ . Чтобы подчеркнуть это, выражению для изменения энтропии придан индекс  $q$ , где  $ds_q$  — изменение энтропии в термодинамической системе одного моля вследствие подвода теплоты.

Для рабочего тела в цилиндре двигателя

$$ds_q = \delta q/T = (\delta q_x - \delta q_T - \delta q_s - \delta q_v - \delta q_w - \delta q_c)/T.$$

Система одного моля является частью общей, открытой системы. Для идеального рабочего тела можно получить

$$\delta q = (\delta \mathcal{E} - dMmc_p T)/M,$$

тогда

$$ds_q = \delta q/T = (\delta \mathcal{E} - dMmc_p T)/MT. \quad (44)$$

Соотношению (44) придадим вид  $\delta \mathcal{E}/MT = ds_q + mc_p dM/M$ . Чтобы выяснить смысл дополнительного члена  $mc_p dM/M$  и отношения  $\delta \mathcal{E}/MT$ , рассмотрим процесс Гей-Люссака (рис. 6).

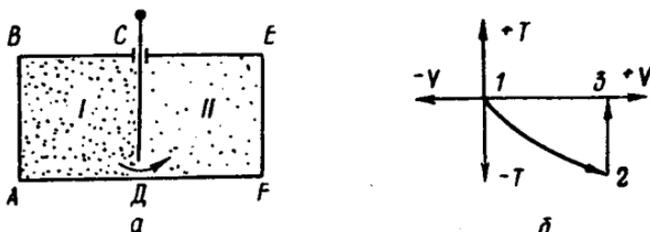


Рис. 6. Схема процесса Гей-Люссака.

Пусть в адиабатной (теплонепроницаемой) оболочке  $ABCFDA$  имеется два объема —  $V_I$  и  $V_{II}$ . В объеме  $V_I$  заключено рабочее тело с исходными параметрами  $p_1, T_1, V_1, M_1$ . В объеме  $V_{II}$  рабочего тела нет. Приподнимем стенку  $CD$ . Рабочее тело при этом

через щель расширится до состояния  $p_2, T_1, V_2 = V_1 + V_{II}, M_1$ . Так как общий объем  $V_2 = V_1 + V_{II}$  не изменился, внешняя работа в течение процесса Гей-Люссака не совершается. К газу не поступает и внешняя теплота. В соответствии с первым принципом термодинамики внутренняя энергия системы в начальном и конечном состояниях должна быть одинаковой. Одинаковой останется и температура. Так было доказано, что внутренняя энергия идеального газа не зависит от его объема и определяется только температурой [32].

На рис. 6, б дается схематизация процесса. На первом этапе газ, вытекая через щель, расширяется от объема  $V_1$  до объема  $V_2$  квазистатически по адиабате. Его температура понижается от  $T_1$  до  $T_2$ :  $T_2 = T_1 (V_1/V_2)^{\kappa-1}$ . На втором этапе всему газу  $M_1$  при постоянном объеме, равном  $V_2$ , должно быть сообщено количество теплоты, необходимое для восстановления его температуры от  $T_2$  до  $T_1$ . При этом элементарное количество теплоты  $\delta Q = M_1 mc_v dT$ , а изменение энтропии всего количества рабочего тела за весь процесс

$$\begin{aligned} \Delta s &= \int_1^2 \delta q/T = \int_1^2 \delta Q/MT = \int_1^2 M_1 mc_v dT/M_1 T = \\ &= mc_v \int_{T_2}^{T_1} dT/T = mc_v \ln (T_1/T_2) = 8314 \ln (V_2/V_1). \end{aligned} \quad (45)$$

При адиабатном расширении газа в пустоту происходит прирост энтропии, который рассмотренная схематизация не объясняет, так как адиабатная оболочка исключает подвод теплоты  $\Delta Q$ .

Результат (45) можно получить непосредственно из уравнения  $ds = (dU + pdV)/MT$ , если принять во внимание, что в конечном счете в соответствии с опытом  $U = \text{const}$ , а  $dU = 0$ :

$$\Delta s = \int_{V_1}^{V_2} pdV/MT = 8314 \int_{V_1}^{V_2} dV/V = 8314 \ln (V_2/V_1).$$

Таким образом, прирост энтропии в закрытой системе в процессе Гей-Люссака происходит за счет нереализованной и безвозвратно потерянной работы расширения газов, которая в конечном счете превратилась в теплоту и нагрела рабочее тело настолько, чтобы обеспечить условие  $T = \text{const}$ . Процесс адиабатного расширения идеального газа в пустоту является примером необратимого процесса.

Чтобы перейти к открытой системе, необходимо рассмотреть процессы только в исходном объеме  $V_1$ , из которого происходит истечение газа. Для этой термодинамической системы  $ds = (dU + pdV)/MT$ . Так как в новой системе при истечении  $V = V_1 =$

$= \text{const}$ , то  $dV = 0$ . Тогда  $ds = dU/MT = mc_v d(MT)/MT$  или после интегрирования

$$\Delta s = mc_v \int_{M_1 T_1}^{M_2 T_2} d(MT)/MT = mc_v \ln(M_2 T_2 / M_1 T_1).$$

Однако при этом  $M_2/M_1 = V_1/V_2$ ;  $T_2/T_1 = (V_1/V_2)^{k-1}$ , т. е.

$$\Delta s = mc_v \ln [V_1 (V_1/V_2)^{k-1} / V_2] = mc_p \ln(M_2/M_1). \quad (46)$$

Результат (46) можно получить непосредственно:

$$\int_1^2 \delta \mathcal{E}/MT = \int_1^2 -\delta M_b mc_p T/MT = \int_1^2 dM mc_p T/MT = mc_p \ln(M_2/M_1).$$

Следовательно, в общем случае для открытой системы

$$\delta \mathcal{E}/MT = ds_q + mc_p dM/M = ds_q + ds_M = ds. \quad (47)$$

Последнее равенство раскрывает структуру элементарной энтропии в открытой термодинамической системе:  $ds$  является суммарным эффектом обмена энергиями между системами путем теплообмена  $ds_q$  и массообмена  $ds_M$ . В общем случае уравнение (47) — аналитическое выражение второго принципа термодинамики для тела переменной массы.

Из уравнения  $dp = 8314 \delta \mathcal{E}/V mc_v - kp dV/V$  после преобразования имеем

$$ds = \delta \mathcal{E}/MT = mc_v (dp/p + kdV/V). \quad (48)$$

Из уравнения  $dT = \delta \mathcal{E}/M mc_v - T dM/M - (k-1) T dV/V$  также можно получить

$$ds = \delta \mathcal{E}/MT = mc_v [dT/T + (k-1) dV/V] + mc_v dM/M, \quad (49)$$

или [16]  $ds = mc_v d(MT)/MT + 8314 dV/V$ . И, наконец, из уравнения

$$dT = \delta \mathcal{E}/M mc_p - T dM/M + (k-1) T dp/kp$$

можно получить

$$ds = \delta \mathcal{E}/MT = mc_p [dT/T - (k-1) dp/kp] + mc_p dM/M, \quad (50)$$

или [16]  $ds = mc_p d(MT)/MT - 8314 dp/p$ .

В конечном виде записываем

$$\Delta s = mc_p \ln(T_2/T_1) - 8314 \ln(p_2/p_1) + mc_p \ln(M_2/M_1),$$

т. е. удельная энтропия газа в открытой термодинамической системе возрастает с повышением температуры, убывает с возрастанием давления и возрастает с увеличением количества рабочего тела.

Для закрытой общей системы

$$\delta Q = dU + pdV; \delta Q = MTds. \quad (51)$$

Для открытой термодинамической системы

$$\delta \mathcal{E} = dU + pdV; \delta \mathcal{E} = MTds. \quad (52)$$

В открытой термодинамической системе роль приведенной теплоты играет приведенная энергия в переходе:

$$ds = \delta \mathcal{E} / MT. \quad (53)$$

В заключение отметим, что формулы (48), (49), (50) показывают условие одновременной адиабатной зависимости между  $p$ ,  $T$ ,  $V$  в общей системе: такая система должна быть закрытой и без теплообмена.

В уравнениях (51)—(53) видна единая форма выражения изменения энтропии через энергию в переходе для закрытой и открытой систем. Но этими уравнениями подчеркивается также существенное отличие процессов, протекающих в закрытой и открытой термодинамических системах.

## 6. Элементарный эксергетический баланс для процесса в открытой термодинамической системе

В качестве открытой термодинамической системы примем рабочее тело в цилиндре двигателя. В общем случае за время  $dt$  в цилиндр заходит элементарное количество рабочего тела  $\delta M_s$  и вносит энергию в переходе — элементарную энтальпию  $\delta I_s = \delta M_s i_s$ . За то же время из цилиндра выходит  $\delta M_b$  и уносит энергию  $\delta I_b = \delta M_b i$ . Через неплотности может происходить утечка рабочего тела  $\delta M_y$  с выносом элементарной энтальпии  $\delta I_y = \delta M_y i$ . При горении топлива выделяется элементарное количество теплоты  $\delta Q_x$  и появляются новые молекулы вещества  $\delta M_x$ . Происходит также теплообмен между рабочим телом и стенками  $\delta Q_w$ .

Уравнение первого принципа термодинамики при этом имеет вид

$$\delta \mathcal{E} = dU + pdV, \quad (54)$$

где

$$\delta \mathcal{E} = \delta Q_x + \delta I_s - \delta I_b - \delta I_y - \delta Q_w. \quad (55)$$

В элементарном процессе часть работы газов затрачивается на преодоление сопротивления окружающей среды, имеющей давление  $p_0$ . Поэтому полезная работа в элементарном процессе

$$\delta L_V = p dV - p_0 dV. \quad (56)$$

Уравнения (54), (56) позволяют записать

$$\delta L_V = \delta \mathcal{E} - (dU + p_0 dV). \quad (57)$$

В связи с тем что  $\delta \mathcal{E} = MT ds$

$$0 = MT_0 ds - \delta \mathcal{E} T_0 / T. \quad (58)$$

Сложим (57) и (58):

$$\delta L_V = \delta \mathcal{E} (1 - T_0/T) - (dU + p_0 dV - MT_0 ds). \quad (59)$$

В термодинамике для энтропии принято  $S = Ms$  или  $dS = M ds + s dM$ , тогда

$$MT_0 ds = T_0 dS - T_0 s dM. \quad (60)$$

Подставим (60) в (59):

$$\delta L_V = \delta \mathcal{E} (1 - T_0/T) - T_0 s dM - (dU + p_0 dV - T_0 dS). \quad (61)$$

В случае, когда  $p = p_0$ ,  $T = T_0$  и  $M = \text{var}$  должны существовать  $S_0 = Ms_0$ ;  $dS_0 = M ds_0 + s_0 dM$ , т. е.

$$0 = MT_0 ds_0 + T_0 s_0 dM - T_0 dS_0. \quad (62)$$

Сложив (61) и (62), получим

$$\delta L_V = \delta \mathcal{E} (1 - T_0/T) - dMT_0 (s - s_0) - dE_V, \quad (63)$$

где

$$dE_V = (dU + p_0 dV - T_0 dS) - (MT_0 ds_0 - T_0 dS_0). \quad (64)$$

В общем случае для идеального газа и открытой термодинамической системы

$$ds = mc_p dM/M + mc_p dT/T - 8314 dp/p. \quad (65)$$

При условиях окружающей среды, когда  $p = p_0$ ;  $T = T_0$ ,  $M = \text{var}$ , из уравнения (65)  $ds_0 = mc_p dM/M$ . В этом случае

$$MT_0 ds_0 = MT_0 mc_p dM/M = dU_0 + p_0 dV_0. \quad (66)$$

Подставив (66) в (64), имеем

$$\begin{aligned} dE_V &= (dU + p_0 dV - T_0 dS) - (dU_0 + p_0 dV_0 - T_0 dS_0); \\ dE_V &= (dU - dU_0) + (p_0 dV - p_0 dV_0) - (T_0 dS - T_0 dS_0). \end{aligned} \quad (67)$$

Уравнение (67) фиксирует изменение функции состояния — эксергии рабочего тела  $E_V$  за время  $d\tau$  в открытой термодинамической системе.

Для конечного процесса

$$\int_1^2 dE_V = [(U_2 - U_1) - (U_{02} - U_{01})] + p_0 [(V_2 - V_1) -$$

$$\begin{aligned}
& - (V_{02} - V_{01}) - T_0 [(S_2 - S_1) - (S_{02} - S_{01})] = [(U_2 - U_{02}) + \\
& + p_0 (V_2 - V_{02}) - M_2 T_0 (s_2 - s_{02})] - [(U_1 - U_{01}) + p_0 (V_1 - V_{01}) - \\
& - M_1 T_0 (s_1 - s_{01})] = M_2 [(u_2 - u_{02}) + p_0 (v_2 - v_{02}) - T_0 (s_2 - s_{02})] - \\
& - M_1 [(u_1 - u_{01}) + p_0 (v_1 - v_{01}) - T_0 (s_1 - s_{01})] = \\
& = M_2 e_{v2} - M_1 e_{v1} = E_{v2} - E_{v1},
\end{aligned}$$

где для идеального газа

$$U_2 = M_2 mc_v T_2; \quad U_{02} = M_2 mc_v T_0; \quad V_{02} = 8314 M_2 T_0 / p_0;$$

$$s_2 - s_{02} = mc_p \ln (T_2 / T_0) - 8314 \ln (p_2 / p_0);$$

$$U_1 = M_1 mc_v T_1; \quad U_{01} = M_1 mc_v T_0; \quad V_{01} = 8314 M_1 T_0 / p_0;$$

$$s_1 - s_{01} = mc_p \ln (T_1 / T_0) - 8314 \ln (p_1 / p_0).$$

По аналогии с другими функциями состояния — внутренней энергией, энтальпией, энтропией — при  $M = \text{var}$  можно записать  $E_v = M e_v$ ;  $dE_v = dM e_v + M de_v$ , где  $e_v = (u - u_0) + p_0 (v - v_0) - T_0 (s - s_0)$ ;  $de_v = du + p_0 dv - T_0 ds$ .

Уравнение (63) представляет собой элементарный эксергетический баланс для процесса в открытой термодинамической системе в его наиболее общем виде. Преобразуем его применительно к цилиндру двигателя.

В общем случае для цилиндра двигателя

$$dM = \delta M_x + \delta M_s - \delta M_B - \delta M_y - \delta M_w, \quad (68)$$

где  $dM$  — полное изменение количества рабочего тела в пределах контрольной поверхности цилиндра за время  $d\tau$ ;  $\delta M_x$ ,  $\delta M_s$ ,  $\delta M_B$ ,  $\delta M_y$ ,  $\delta M_w$  — элементарные количества рабочего тела в переходе (считаем  $\delta M_w = 0$  для удобства при выкладках).

Приняв во внимание (55), (63), (68), находим

$$\begin{aligned}
\delta \mathcal{E} (1 - T_0 / T) - dM T_0 (s - s_0) &= [\delta Q_x (1 - T_0 / T) - \delta M_x T_0 (s - \\
& - s_0)] + [\delta I_s (1 - T_0 / T) - \delta M_s T_0 (s - s_0)] - [\delta I_B (1 - T_0 / T) - \\
& - \delta M_B T_0 (s - s_0)] - [\delta I_y (1 - T_0 / T) - \delta M_y T_0 (s - s_0)] - \\
& - [\delta Q_w (1 - T_0 / T) - \delta M_w T_0 (s - s_0)] = \delta E_x + \delta E_{su} - \\
& - \delta E_{вц} - \delta E_y - \delta E_w,
\end{aligned}$$

где  $\delta E_x$  — элементарное количество эксергии, полученной рабочим телом в цилиндре при горении топлива за время  $d\tau$ ;  $\delta E_{su}$  — элементарное количество эксергии элементарного количества рабочего тела  $\delta M_s$  после слияния его с основной массой  $M$ ;  $\delta E_{вц}$  — элементарное количество эксергии рабочего тела, унесенное отделяемым элементом  $\delta M_B$ ;  $\delta E_y$  — элементарное количество эксергии рабочего тела, унесенное отделяемым элементом  $\delta M_y$ ;  $\delta E_w$  —

элементарное количество эксергии элементарного количества теплоты  $\delta Q_\omega$ .

Для  $\delta E_{вц}$  можно записать

$$\begin{aligned} \delta I_B(1 - T_0/T) - \delta M_B T_0(s - s_0) &= \delta I_B - \delta I_B T_0/T - \delta M_B T_0(s - s_0) \approx \\ &\approx \delta M_B i - \delta M_B i_0 - \delta M_B T_0(s - s_0) = \delta M_B [(i - i_0) - \\ &\quad - T_0(s - s_0)] = \delta M_B e, \end{aligned}$$

где  $e = (i - i_0) - T_0(s - s_0)$  — эксергия единицы вещества в потоке [4].

Функция  $e$  отличается от  $e_v$  величиной работы, связанной с перемещением потока. Указанная работа равна  $pv$  за вычетом той части, которая тратится на преодоление сопротивления среды [4]:

$$pv - p_0v = v(p - p_0). \quad (69)$$

С учетом (69) получим соотношение между  $e$  и  $e_v$ :  $e = e_v + v(p - p_0) = (u + pv) - (u_0 + p_0v_0) - T_0(s - s_0) = (i - i_0) - T_0 \times (s - s_0)$ .

До поступления в цилиндр элемент  $\delta M_s$  имел давление  $p_s$ , температуру  $T_s$  и элементарную энтропию  $\delta M_s s_s$ . Эксергия единицы вещества в потоке при этом  $e_s = (i_s - i_0) - T_0(s_s - s_0)$ , элементарная эксергия в переходе  $\delta E_s = \delta M_s e_s$ .

После этапов вталкивания и слияния  $\delta M_s$  приобретает давление  $p$ , температуру  $T$  и элементарную энтропию  $\delta M_s s$  [20]. Кроме того, вследствие обмена теплотой между элементом  $\delta M_s$  и основным телом в цилиндре  $M$  энтропия рабочего тела в цилиндре изменится на  $M ds_q$ . В целом изменение энтропии системы в процессе наполнения за время  $d\tau$   $dS_c = M ds_{qs} + \delta M_s (s - s_s)$ , потеря эксергии

$$\delta \Pi_s = T_0 dS_c. \quad (70)$$

При этом составляющая эксергетической потери вследствие подогрева элемента  $\delta M_s$

$$\begin{aligned} T_0 M ds_{qs} &= T_0 M \delta q_s / T = T_0 M \delta M_s m c_p (T_s - T) / MT = \\ &= T_0 (\delta I_s - \delta M_s m c_p T) T_s / T T_s \approx T_0 \delta I_s (T_s - T) / T T_s = \\ &= \delta I_s (1 - T_0/T_s) - \delta I_s (1 - T_0/T). \end{aligned} \quad (71)$$

Второй составляющей эксергетических потерь придадим вид

$$T_0 \delta M_s (s - s_s) = \delta M_s T_0 (s - s_0) - \delta M_s T_0 (s_s - s_0). \quad (72)$$

Совместно уравнения (70), (71), (72) позволяют получить

$$\delta\Pi_s = T_0 dS_c = [\delta I_s (1 - T_0/T_s) - \delta M_s T_0 (s_s - s_0)] - \\ - [\delta I_s (1 - T_0/T) - \delta M_s T_0 (s - s_0)] = \delta E_s - \delta E_{\text{ст}},$$

где  $\delta\Pi_s$  — элементарная потеря эксергии при наполнении. После преобразований получим новое выражение элементарного эксергетического баланса для процесса в цилиндре двигателя:

$$\delta E_x + \delta E_s = dE_V + \delta L_V + \delta\Pi_s + \delta E_w + \delta E_b + \delta E_y. \quad (73)$$

Для системы в цилиндре двигателя  $\delta E_w$ ,  $\delta E_b$ ,  $\delta E_y$  — это также потери эксергии. В комбинированном дизеле возможна реализация величины  $\delta E_b$ ,  $\delta E_w$ . Так,  $\delta E_b$  частично используется при преобразовании в турбине энергии выпускных газов в механическую работу. Величина  $\delta E_w$  также может быть частично реализована в комбинированном дизеле с бинарным циклом.

Уравнение (73) позволяет получить баланс эксергии по цилиндру двигателя за цикл:

$$E_x + E_s = L_i + L_{\text{н.х}} + \Pi_s + E_w + E_b + E_y,$$

где  $L_i$ ,  $L_{\text{н.х}}$  — соответственно индикаторная работа и работа наосных ходов.

## 7. Особенности процессов в системах с постоянным объемом и переменным количеством рабочего тела

По отношению к цилиндру двигателя впускной и выпускной коллекторы выступают в качестве смежных систем. Так как явления, происходящие в коллекторах, по своей основе в термодинамическом плане практически одинаковы, рассмотрим далее обобщенную термодинамическую систему с  $V = \text{const}$ ,  $M = \text{var}$  (рис. 7).

В объеме  $V = \text{const}$  находится рабочее тело в количестве  $M$  при давлении  $p$  и температуре  $T$ . Слева от рассматриваемой системы располагается система  $\alpha$ , рабочее тело которой имеет давление  $p_\alpha$  и температуру  $T_\alpha$ . Справа от рассматриваемой системы находится система  $\gamma$ , рабочее тело которой имеет давление  $p_\gamma$  и температуру  $T_\gamma$ . Рабочее тело из системы  $\alpha$  поступает в систему  $\beta$  (рассматриваемую систему), а из нее уходит в систему  $\gamma$ . В принципе движение рабочего тела может быть также и обратным. Рабочее тело в каждой из систем является термодинамически однородным в каждый данный момент и их параметры изменяются лишь со временем.

За время  $d\tau$  из системы  $\alpha$  в систему  $\beta$  заходит элементарное количество рабочего тела  $\delta M_\alpha$  и вносит элементарную энтальпию  $\delta I_\alpha$ . За время  $d\tau$  из системы  $\beta$  выходит элементарное количество рабочего тела  $\delta M_\gamma$  и выносит элементарную энтальпию  $\delta I_\gamma$ . Полное изменение количества рабочего тела в системе  $dM = \delta M_\alpha - \delta M_\gamma$ .

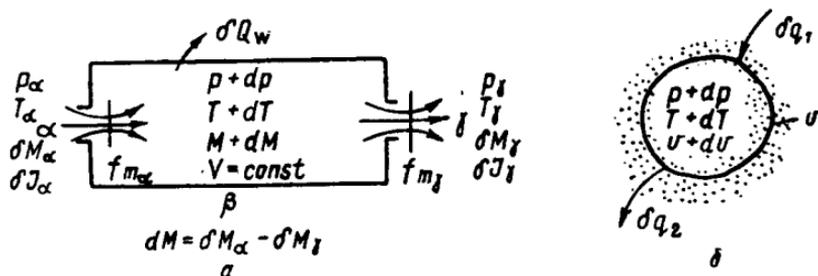


Рис. 7. Схема общей термодинамической системы (объем  $V=const$ ) и системы одного моля (объем  $v$ ).

Определяя элементарное количество  $\delta M_\alpha$ , исходим из того, что [8]

$$\begin{aligned} \delta M_\alpha &= \delta G_\alpha / m = (\mu_\alpha f_\alpha) \omega_\alpha \rho_{m\alpha} d\tau / m; \\ d\tau &= d\alpha^\circ / 6n; \quad \rho_{m\alpha} = p / RT_{m\alpha}; \quad T_{m\alpha} = T_\alpha (p/p_\alpha)^{(k-1)/k}; \\ \omega_\alpha &= \sqrt{2R [1 - (p/p_\alpha)^{(k-1)/k}] k / (k-1)}, \end{aligned}$$

где  $\delta G_\alpha$  — элементарное весовое количество рабочего тела;  $\mu_\alpha$  — коэффициент расхода газа в проходном сечении  $f_\alpha$ ;  $\omega_\alpha$  — скорость потока в минимальном его сечении;  $\rho_{m\alpha}$  — плотность рабочего тела в минимальном сечении струи;  $T_{m\alpha}$  — температура рабочего тела в минимальном сечении струи;  $m$  — вес одного моля газа;  $n$  — частота вращения коленчатого вала.

Аналогично определяем элементарное количество рабочего тела, выходящего из коллектора:

$$\delta M_\gamma = \delta G_\gamma / m = (\mu_\gamma f_\gamma) \omega_\gamma \rho_{m\gamma} d\tau / m,$$

где

$$\begin{aligned} \rho_{m\gamma} &= p_\gamma / RT_{m\gamma}; \quad T_{m\gamma} = T (p_\gamma/p)^{(k-1)/k}; \\ \omega_\gamma &= \sqrt{2R [1 - (p_\gamma/p)^{(k-1)/k}] k / (k-1)}. \end{aligned}$$

Как показано на рис. 2, в объеме  $v$  находится термодинамическая система с количеством рабочего тела в один моль. Для этой системы

$$pv = 8314T; \quad dp/p + dv/v = dT/T.$$

Так как

$$V_p = V = vM = \text{const} \quad dM/M = -dv/v,$$

т. е. причиной изменения объема одного моля является изменение количества рабочего тела в коллекторе (в общей системе).

Уравнения первого принципа термодинамики для системы одного моля как части общей системы с  $V = \text{const}$ ,  $M = \text{var}$  имеют такой же вид:

$$dp = 8314\delta q/vmc_v - kp dv/v,$$

где

$$\delta q = \delta q_a - \delta q_w; \quad \delta q_a = \delta M_a(i_a - i)/M; \quad \delta q_w = \delta Q_w/M.$$

Взаимная связь общей термодинамической системы и системы одного моля хорошо прослеживается в такой последовательности уравнений (для идеального газа):

$$\begin{aligned} \delta \mathcal{E} &= dI - Vdp; \quad \delta I_a - \delta Q_w - \delta I_\gamma = d(Mmc_p T) - Vdp; \\ &\delta M_a mc_p T_a - \delta Q_w - \delta M_\gamma mc_p T = \delta M_a mc_p T - \\ &- \delta M_\gamma mc_p T + Mmc_p dT - Vdp; \quad \delta M_a(i_a - i) - \delta Q_w = \\ &= Mmc_p dT - Vdp; \quad \delta q_a - \delta q_w = mc_p dT - vdp. \end{aligned}$$

Если в предшествующей системе температура рабочего тела  $T_a$  отличается от температуры рабочего тела данной системы  $T$ , то это является причиной  $\delta q_a \neq 0$ . Условие отсутствия адиабатной зависимости между  $p$ ,  $T$ ,  $v$  — наличие неравенства  $\delta q_a - \delta q_w \neq 0$ .

Особенностью уравнений первого принципа термодинамики для общей системы при  $V = \text{const}$  и  $M = \text{var}$  является  $dV = 0$ . Поэтому

$$\delta \mathcal{E} = dU; \quad dp = 8314\delta \mathcal{E}/Vmc_v.$$

Теперь вся энергия в переходе  $\delta \mathcal{E}$  идет на изменение внутренней энергии, а изменение давления за время  $d\tau$  в такой системе пропорционально энергии в переходе. Уравнение состояния данной системы имеет вид  $dp/p = dM/M + dT/T$ .

Изменение энтропии можно определить по равенствам

$$\begin{aligned} ds &= \delta \mathcal{E}/MT = (dI - Vdp)/MT = dU/MT = mc_v d(MT)/MT = \\ &= mc_v dp/p = mc_p d(MT)/MT - 8314 dp/p = \\ &= mc_p [dT/T - (k-1) dp/kp] + mc_p dM/M = ds_q + ds_M. \end{aligned}$$

Так как  $V = \text{const}$ , то  $\delta L_v = 0$  и дифференциальное уравнение баланса эксергии примет вид

$$dE_v = \delta \mathcal{E}(1 - T_0/T) - dMT_0(s - s_0). \quad (74)$$

На рассматриваемом участке процесса

$$\int_1^2 dE_v = [(U_2 - U_{02}) + p_0(V_\beta - V_{02}) - M_2 T_0(s_2 - s_{02})] - \\ - [(U_1 - U_{01}) + p_0(V_\beta - V_{01}) - M_1 T_0(s_1 - s_{01})] = \\ = M_2 [(u_2 - u_{02}) + p_0(v_{\beta 2} - v_{02}) - T_0(s_2 - s_{02})] - \\ - M_1 [(u_1 - u_{01}) + p_0(v_{\beta 1} - v_{01}) - T_0(s_1 - s_{01})] = \\ = M_2 e_{v2} - M_1 e_{v1} = E_{v2} - E_{v1},$$

т. е. эксергетические функции вычисляются так же, как и для цилиндра, но принимается во внимание, что  $V_\beta = v_\beta M = \text{const.}$

Правая часть уравнения (74) может быть выражена таким образом:

$$\delta \Xi (1 - T_0/T) - dMT_0(s - s_0) = [\delta I_\alpha (1 - T_0/T) - \delta M_\alpha T_0(s - s_0)] - \\ - [\delta Q_w (1 - T_0/T) - \delta M_w T_0(s - s_0)] - [\delta I_\gamma (1 - T_0/T) - \\ - \delta M_\gamma T_0(s - s_0)] = \delta E_\alpha - \delta E_w - \delta E_\gamma,$$

где, естественно,  $\delta M_w = 0$ .

Потери эксергии в рассматриваемой системе за время  $d\tau$   $\delta \Pi_\alpha = T_0 dS_c$ , где прирост энтропии системы ( $\delta Q_w = 0$ )

$$dS_c = M ds_q + \delta M_\alpha (s - s_\alpha) + \delta M_\gamma (s - s).$$

Потеря эксергии вследствие теплообмена между присоединяемым элементом  $\delta M_\alpha$  и рабочим телом  $M$

$$T_0 M ds_q = T_0 M \delta q_\alpha | T = T_0 M \delta M_\alpha (i_\alpha - i) | MT \approx \\ \approx \delta I_\alpha (1 - T_0/T_\alpha) - \delta I_\alpha (1 - T_0/T).$$

Далее можно записать

$$\delta M_\alpha (s - s_\alpha) = \delta M_\alpha (s - s_0) - \delta M_\alpha (s_\alpha - s_0).$$

Тогда

$$\delta \Pi_\alpha = T_0 dS_c = [\delta I_\alpha (1 - T_0/T_\alpha) - \delta M_\alpha T_0 (s_\alpha - s_0)] - \\ - [\delta I_\alpha (1 - T_0/T) - \delta M_\alpha T_0 (s - s_0)].$$

Обозначим

$$\delta E_\alpha = \delta I_\alpha (1 - T_0/T_\alpha) - \delta M_\alpha T_0 (s_\alpha - s_0); \quad \delta E_w = \delta Q_w (1 - T_0/T) - \\ - \delta M_w T_0 (s - s_0); \quad \delta E_\gamma = \delta I_\gamma (1 - T_0/T) - \delta M_\gamma T_0 (s - s_0).$$

Получим выражение для баланса эксергии по коллектору за время  $d\tau$ :

$$\delta E_\alpha = dE_v + \delta E_\gamma + \delta E_w + \delta \Pi_\alpha$$

или за цикл  $E_\alpha = E_\gamma + E_w + \Pi_\alpha$ , где  $E_\alpha$  — эксергия рабочего тела, зашедшего на протяжении цикла в коллектор;  $E_\gamma$  — эксергия

рабочего тела, вышедшего на протяжении цикла из коллектора;  $P_a$  — потери эксергии в коллекторе, произошедшие в результате смешения присоединяемых элементов с основной массой;  $E_w$  — работоспособная часть теплоты  $Q_w$ , отданной от рабочего тела в стенки коллектора.

При обработке опытных данных (осциллограмм давления в коллекторах) можно приближенно найти температуру рабочего тела в объеме  $V = \text{const}$  без предварительного определения количества рабочего тела  $M$ . Воспользуемся для этого уравнением

$$dT/T = \delta \mathcal{E}/Mmc_p T - dM/M + (k-1) dp/kp.$$

Принимая  $\delta Q_w = 0$ , записываем далее

$$\begin{aligned} dT/T &= (\delta M_a mc_p T_a - \delta M_\gamma mc_p T - \delta M_a mc_p T + \\ &+ \delta M_\gamma mc_p T)/Mmc_p T + (k-1) dp/kp = \delta M_a (T_a - T)/MT + \\ &+ (k-1) dp/kp = 8314 \delta M_a (T_a - T)/pV + (k-1) dp/kp. \end{aligned}$$

Переходя к конечным разностям и проведя некоторые преобразования, получаем

$$\begin{aligned} T_{n-1}/T_n &= 1 - (1 - p_{n-1}/p_n)(k-1)/k - \\ &- \Delta M_a [T_{a(n-1)} - T_{(n-1)}] 8314/p_n V_p. \end{aligned}$$

Таковы основные особенности описания процессов в системах при  $V = \text{const}$ ,  $M = \text{var}$ , если колебательными явлениями в них можно пренебречь.

## 8. Процессы в системах с направленной термодинамической неоднородностью

Комбинированный дизель имеет не только открытые и термодинамически однородные системы (цилиндр, коллекторы). Совершая рабочий цикл в комбинированном дизеле, рабочее тело течет через каналы нагнетателя и турбины. В каналах рабочее тело термодинамически неоднородно: оно имеет градиенты давления и температуры, направленные от начального сечения канала к конечному.

Рассмотрим возможность и целесообразность математического описания процессов в нагнетателе и турбине на основании уравнений термодинамики для тела переменной массы. Заменяем более сложную систему нагнетателя с особыми процессами во входном направляющем аппарате, рабочем колесе, лопаточном диффузоре и улитке термодинамической системой, показанной на рис. 8. В системе имеется основное рабочее тело  $M$ , которое заключено в контрольной поверхности  $ABCD$ . С учетом градиента темпера-

туры по длине канала изменение внутренней энергии основного рабочего тела составляет  $Mmcv dT$  (идеальное рабочее тело). За время  $d\tau$  через сечение  $A-C$  в систему заходит присоединяемый элемент  $\delta M_0$  и вносит элементарную внутреннюю энергию  $\delta M_0 u_0$ . При этом совершается элементарная работа вталкивания  $\delta M_0 (p_0 v_0)$ . За время  $d\tau$  через сечение  $B-D$  из системы выходит отделяемый элемент  $\delta M_k$  и выносит элементарную внутреннюю энергию  $\delta M_k u_k$ . Одновременно совершается работа проталкивания элемента  $\delta M_k (p_k v_k)$ .

Между рабочим телом и стенками идет энергообмен  $\delta Q_w$ .

Суммарная энергия в переходе

$$\begin{aligned} \delta \mathcal{E} &= \delta M_0 i_0 - \delta Q_w - \delta M_k i_k = \\ &= \delta I_0 - \delta Q_w - \delta I_k. \end{aligned}$$

Суммарное изменение внутренней энергии системы

$$dU = \delta M_0 u_0 + Mmcv dT - \delta M_k u_k.$$

Суммарная работа газов

$$\delta L = \delta M_0 p_0 v_0 + M p dv - \delta M_k p_k v_k,$$

где  $M p dv$  — работа сжатия молей газа  $M$  за время  $d\tau$ .

Рис. 8. Схема термодинамической системы с направленной термодинамической неоднородностью.

Далее последовательно можно записать

$$\delta \mathcal{E} = dU + \delta L; \quad (75)$$

$$\begin{aligned} \delta I_0 - \delta Q_w - \delta I_k &= \delta M_0 u_0 + Mmcv dT - \delta M_k u_k + \\ + \delta M_0 p_0 v_0 + M p dv - \delta M_k p_k v_k &= (\delta M_0 u_0 + \delta M_0 p_0 v_0) + \\ + M (mcv dT + p dv) - (\delta M_k u_k + \delta M_k p_k v_k) &= \delta M_0 i_0 + \\ + Mmc_p dT - \delta M_k i_k - V dp &= dI - V dp. \end{aligned} \quad (76)$$

Уравнения (75), (76) позволяют описать процессы в открытых системах с направленной термодинамической неоднородностью. Рассмотрим возможность перехода от общей системы к системе одного моля. Перепишем уравнение (76) в таком виде:

$$\delta M_0 i_0 - \delta Q_w - \delta M_k i_k = \delta M_0 i_0 + Mmc_p dT - \delta M_k i_k - Mvd p,$$

или после сокращений

$$-\delta Q_w = Mmc_p dT - Mvd p. \quad (77)$$

Разделив уравнение (77) почленно на  $M$ , получим

$$-\delta q_w = mc_p dT - vdp, \quad (78)$$

где  $\delta q_w = \delta Q_w/M$  — приведенная к одному молю элементарная теплота.

Далее из (78) можно записать

$$-\delta q_w/T = mc_p [dT/T - (k-1) dp/kp] = ds_q.$$

Если теперь  $\delta q_w$  отнести к температуре окружающей среды, куда в конечном счете попадает теплота, то мы должны записать

$$\delta q_w/T_0 = -ds_q + ds_n,$$

где  $ds_n$  — прирост энтропии вследствие проявления необратимых явлений внутри системы. В этом случае

$$\begin{aligned} \delta q_w &= -T_0 ds_q + T_0 ds_n; & -mc_p dT + vdp &= -T_0 ds_q + T_0 ds_n; \\ vdp &= mc_p dT - T_0 ds_q + T_0 ds_n. \end{aligned} \quad (79)$$

После интегрирования для процесса в нагнетателе

$$l_n^{1-2} = (i_2 - i_1) - T_0 (s_2 - s_1) + T_0 \Delta s_n,$$

или

$$l_n^{1-2} = [(i - i_0) - T_0 (s_2 - s_0)] - [(i_1 - i_0) - T_0 (s_1 - s_0)] + T_0 \Delta s_n,$$

т. е.

$$l_n^{1-2} = e_2 - e_1 + \pi_n, \quad (80)$$

где  $e = (i - i_0) - T_0 (s - s_0)$  — эксергия потока единицы рабочего тела;  $\pi_n = T_0 \Delta s_n$  — потеря эксергии в нагнетателе.

На входе в нагнетатель  $i_1 = i_0$ ,  $s_1 = s_0$ , тогда  $e_1 = 0$ . Из уравнения (80) легко убедиться, что  $\pi_n = T_0 (s_2 - s_0)$ .

Из формулы (79) после преобразований для турбины

$$e_1 = l_T^{1-2} + e_2 + \pi_T. \quad (81)$$

Из равенства (80) следует, что подведенная к нагнетателю механическая работа расходуется на прирост эксергии рабочего тела и на покрытие эксергетических потерь  $\pi_n$ . Согласно уравнению (81) эксергия единицы рабочего тела, поступающего в турбину, идет на полезную работу турбины, на покрытие эксергетических потерь  $\pi_T$ , а оставшаяся часть эксергии уносится газами в окружающую среду. Из этого же уравнения легко убедиться что  $\pi_T = T_0 (s_2 - s_1)$ .

Итак, при анализе процессов в нагнетателе и турбине следует сохранить зависимости, которые традиционно используются при расчетах и в основе которых принята термодинамическая система единицы рабочего тела [5, 11, 27].

## Глава 2. КОМБИНИРОВАННЫЙ ДИЗЕЛЬ КАК ОБЪЕКТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

### 1. Энергоэксергетический баланс комбинированного дизеля

«Комбинированным двигателем внутреннего сгорания называется двигатель, состоящий из поршневого двигателя, компрессорных и расширительных машин (или устройств), а также устройств для подвода и отвода теплоты, объединенных между собой газовой связью» [28].

На рис. 9, а приведена схема комбинированного дизеля, где  $I_0, I_n, I_s, I_T, I_{OT}$  — энтальпия рабочего тела при его поступлении соответственно в нагнетатель Н, воздухоохладитель Хл, поршневый двигатель ПД, газовую турбину  $T$  и в окружающую среду после газовой турбины;  $I'_{вод}, I''_{вод}, I'_M, I''_M$  — соответственно энтальпия входящих в двигатель и выходящих из него воды и масла;  $Q_x, Q_{хл}, L_{ey}$  — соответственно химическая теплота, теплота, отбираемая от рабочего тела в воздухоохладителе, и теплота, эквивалентная полезной (эффективной) работе комбинированного дизеля. Схема предусматривает варианты рабочих процессов, когда мощность газовой турбины может быть меньше, равна или больше мощности, необходимой для привода нагнетателя.

Энергетический баланс комбинированного дизеля по этой схеме имеет вид

$$I_0 + Q_x = L_{ey} + I_{OT} + Q_{хл} + Q_B + Q_M, \quad (82)$$

где

$$Q_B = I''_{вод} - I'_{вод}; \quad Q_M = I''_M - I'_M.$$

Схема рис. 9, а позволяет составить локальные энергетические балансы соответственно по нагнетателю, воздухоохладителю, цилиндру дизеля, выпускному коллектору и газовой турбине:

$$\begin{aligned} I_0 + L_n = I_n; \quad I_n = Q_{хл} + I_s; \quad Q_x + I_s = L_i + L_{н.х} + I_B + Q_\omega; \\ I_B = I_T; \quad I_T = L_{Ti} + I_{OT}. \end{aligned} \quad (83)$$

Здесь  $L_n, L_i, L_{н.х}, L_{Ti}, I_B$  — соответственно работа, идущая на привод нагнетателя, индикаторная работа, работа насосных ходов,

внутренняя работа газовой турбины и энтальпия газов, выходящих из цилиндра дизеля.

В качестве локального баланса может выступать также баланс работ по комбинированному дизелю в абсолютных величинах и относительных долях:

$$L_{ey} = L_i + L_{н.х} - L_{м.д} + L_T - L_n; \quad (84)$$

$$\eta_{ey} = \eta_i + \Delta_{н.х} - \Delta_{м.д} + \Delta_T - \Delta_n, \quad (85)$$

где  $\eta_{ey}$ ,  $\eta_i$ ,  $\Delta_{н.х}$ ,  $\Delta_{м.д}$ ,  $\Delta_T$ ,  $\Delta_n$  — соответственно к. п. д. эффективный, индикаторный, доли насосных ходов, потерь в механизмах двигателя, работы турбины и работы нагнетателя.

Уравнения (83) — (84) позволяют построить энергетическую схему комбинированного дизеля (рис. 9, б), где Ц — цилиндр дизеля (или цилиндры); м. д — механизмы двигателя (условный узел, в котором перераспределяется механическая работа комбинированного дизеля). Согласно этой схеме энергетический баланс имеет вид

$$I_0 + Q_x = L_{ey} + I_{от} + Q_{хл} + Q_{м.д} + Q_w, \quad (86)$$

где  $Q_{м.д} = L_{м.д}$ .

Теперь можем записать уравнение теплового баланса в абсолютных величинах и относительных долях:

$$L_{ey} = Q_x - Q_{ух.у} - Q_{хл} - Q_{м.д} - Q_w; \quad (87)$$

$$\eta_{ey} = 1 - q_{ух.у} - q_{хл} - q_{м.д} - q_w, \quad (88)$$

где потери теплоты топлива с уходящими после комбинированной установки газами  $Q_{ух.у} = I_{от} - I_0$ . Из сопоставления балансов (82) и (87) видно, что  $Q_n + Q_m = Q_{м.д} + Q_w$ .

В соответствии с теорией [4, 5, 11] теплоту и энтальпию мысленно можно разделить на часть, способную совершать работу (эксергия), и на часть, которая ни при каких условиях не может

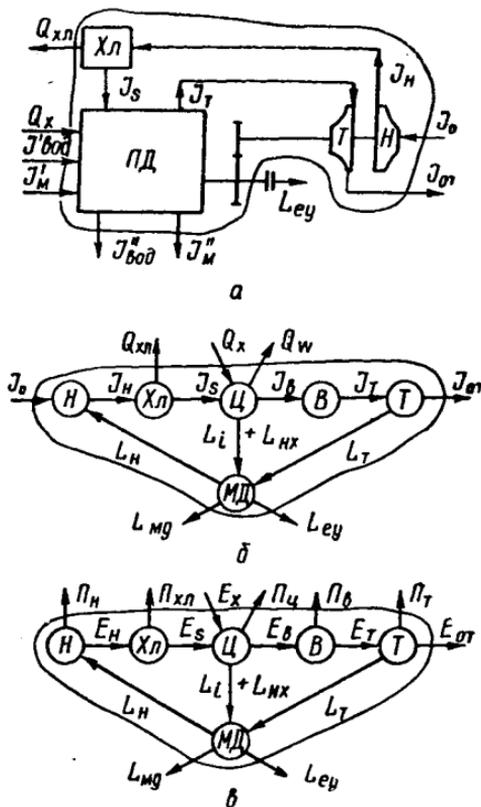


Рис. 9. Схема комбинированного дизеля и потоков энергии.

превратиться в эксергию и работу (анергия):  $Q = E_Q + A_Q$ ;  $I = E + A$ .

Последовательный переход от энергетического баланса нагнетателя к его эксергетическому балансу имеет вид

$$\begin{aligned} I_0 + L_n &= I_n; & (E_0 + A_0) + L_n &= (E_n + A_n); & L_n &= E_n + \Pi_n; \\ E_n &= M_n e_n = M_n [(i_n - i_0) - T_0 (s_n - s_0)]; & E_0 &= M_n e_0 = 0; \\ \Pi_n &= A_n - A_0 = M_n (a_n - a_0) = M_n T_0 (s_n - s_0), \end{aligned} \quad (89)$$

где  $\Pi_n$  — потери эксергии в нагнетателе;  $a = T_0 (s - s_0) + i_0$  — анергия единицы рабочего тела [4].

Уравнение (89) показывает, что прирост анергии по нагнетателю от  $A_0$  до  $A_n$  происходит за счет потерь эксергии по нагнетателю  $\Pi_n$ : в нагнетателе часть эксергии переходит в анергию. Аналогичным образом легко убедиться в том, что баланс эксергии по воздухоохладителю

$$E_{xл} = E_n - E_s = M_s [(i_n - i_s) - T_0 (s_n - s_s)].$$

Как показано ранее, баланс эксергии по цилиндру имеет вид

$$E_x + E_s = L_t + L_{n,x} + E_v + E_w + \Pi_s.$$

Баланс эксергии по выпускному коллектору  $E_v = E_T + \Pi_v$ , где  $\Pi_v$  — потери эксергии при перетекании рабочего тела из цилиндра в выпускной коллектор.

Локальный баланс эксергии по турбине можно представить уравнением  $E_T = L_{Tt} + E_{0T} + \Pi_T$ , где  $\Pi_T = M_T T_0 (s_{0T} - s_T)$  — потери эксергии по турбине.

Локальные балансы эксергии позволяют от энергетической схемы комбинированного дизеля перейти к эксергетической его схеме (рис. 9, в). При этом эксергетический баланс

$$E_x = L_{ey} + \Pi_n + E_{xл} + \Pi_c + \Pi_v + \Pi_T + E_{0T} + L_{м.д.}$$

Примем далее во внимание то, что

$$Q_x = E_x + A_x; \quad L_{м.д.} = Q_{м.д.} = E_{м.д.} + A_{м.д.} = \Pi_{м.д.},$$

так как работа на преодоление сопротивлений в механизмах двигателя в конечном счете переходит в теплоту, которая переходит в окружающую среду [11]. Тогда можно записать такой баланс (в абсолютных величинах и относительных долях):

$$L_{ey} = Q_x - \Pi_n - E_{xл} - \Pi_s - E_w - A_x - \Pi_v - \Pi_T - E_{0T} - \Pi_{м.д.}, \quad (90)$$

$$\eta_{ey} = 1 - \delta_n - \delta_{xл} - \delta_s - \delta_w - \delta_x - \delta_v - \delta_T - \delta_{0T} - \delta_{м.д.} \quad (91)$$

Уравнение (90) представляет собой тепловой баланс, в котором теплота, отдаваемая от комбинированного дизеля в окружающую

шую среду, раскрыта по ходу цикла через отвод эксергии или эксергетические потери в узлах комбинированного дизеля:

$$Q_2 = \Pi_n + E_{xл} + \Pi_s + E_w + A_x + \Pi_b + \Pi_T + E_{от} + \Pi_{м.д.}$$

Чтобы отличить этот баланс от энергетического, эксергетического или теплового (обычного), он назван нами энергоэксергетическим.

Уравнения (85), (88), (91) могут быть использованы для всестороннего анализа качества преобразования теплоты топлива в полезную работу комбинированного дизеля и в качестве функции цели при термодинамической оптимизации номинального режима комбинированного дизеля.

## 2. Термодинамические и конструктивные параметры комбинированного дизеля, определяющие его эффективный к. п. д.

Критерием термодинамической оптимизации цикла теплового двигателя может являться его эффективный к. п. д.

$$\eta_{ey} = \eta_i + \Delta_{н.х} - \Delta_{м.д.} + \Delta_T - \Delta_n. \quad (92)$$

Будем исходить из того, что индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = 8314 \frac{\alpha M_0 T_s \rho_i}{\eta_{V_s} Q_n \rho_s}, \quad (93)$$

где  $\alpha$ ,  $\eta_{V_s}$ ,  $M_0$ ,  $Q_n$ ,  $\rho_s$ ,  $T_s$ ,  $\rho_i$  — соответственно коэффициент избытка воздуха в цилиндре дизеля, коэффициент наполнения по параметрам перед клапанами дизеля, теоретически необходимое для сгорания единицы топлива количество воздуха, низшая теплотворность топлива, давление воздуха перед клапанами дизеля, температура воздуха перед клапанами дизеля, среднее индикаторное давление.

В уравнении (93)  $\rho_i$ ,  $\eta_{V_s}$  являются сложными функциями. По расчетной индикаторной диаграмме

$$\rho_i = \frac{\mu p_a \varepsilon^{n_c}}{\varepsilon - 1} \left\{ \lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_p - 1} \left[ 1 - \left( \frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_p - 1} \right] - \frac{1}{n_c - 1} \times \right. \\ \left. \times \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right\}, \quad (94)$$

где  $p_a$ ,  $\varepsilon$ ,  $\lambda$ ,  $\rho$ ,  $n_c$ ,  $n_p$ ,  $\mu$  — соответственно давление в начале сжатия в условной точке  $a$ , степень сжатия, степень повышения давления при сгорании, степень предварительного расширения, средние показатели политропы в процессах сжатия и расширения, коэффициент полноты индикаторной диаграммы.

Можно показать, что давление [9]

$$p_a = p_s (1 - 0,5a_s C_m^2 / T_s), \quad (95)$$

где  $a_s$ ,  $C_m$  — соответственно постоянная величина и средняя скорость поршня.

Для смешанного цикла и идеального газа [14]

$$p = (\xi Q_H / \alpha M_0 m c_V (1 + \gamma) T_a \epsilon^{n_c - 1} + 1) / k\lambda + (k - 1) / k, \quad (96)$$

( $\xi$ ,  $\gamma$ ,  $T_a$  — соответственно коэффициент эффективного выделения теплоты, коэффициент остаточных газов и температура рабочего тела в условной точке  $a$ ).

В работах [9, 28] показано, что

$$\eta_{V_s} = [\epsilon p_a - x p_r (p_a / p_r)^{(m-1)/m}] T_s / (\epsilon - 1) (T_s + \Delta T) p_s, \quad (97)$$

где

$$p_r = p_T [1 + 0,5a_s C_m^2 / (T_{B^*} - a_s C_m^2)]. \quad (98)$$

Здесь  $\Delta T$ ,  $x p_r$ ,  $a_s$ ,  $T_{B^*}$  — соответственно подогрев заряда при наполнении, парциальное давление остаточных газов, постоянная величина и температура рабочего тела на участке выпуска.

Из рассмотрения уравнений (93) — (98) можно сделать вывод, что

$$\eta_i = f(\alpha, \epsilon, p_s, T_s, p_T, C_m, x, T_{B^*}, \Delta T, \mu, \lambda, \xi, \gamma, n_c, n_p). \quad (99)$$

В выражении (92)

$$\Delta_{H.ж} = 8314 \alpha M_0 T_s p_{H.ж} / \eta_{V_s} Q_H p_s,$$

где [9]

$$p_{H.ж} = (p_s - p_T) - (\Delta p_s + \Delta p_T); \quad \Delta p_s = a_s C_m^2 p_s / T_s; \\ \Delta p_T = p_T a_s C_m^2 / (T_{B^*} - a_s C_m^2),$$

т. е.

$$\Delta_{H.ж} = f(\alpha, \epsilon, p_s, T_s, p_T, C_m, x, T_{B^*}, \Delta T, \alpha_d^0, \alpha_V^0, \alpha_e^0, \alpha_e^0), \quad (100)$$

где  $\alpha_d^0$ ,  $\alpha_V^0$ ,  $\alpha_e^0$ ,  $\alpha_e^0$  — моменты открытия и закрытия впускных клапанов; моменты открытия и закрытия выпускных клапанов.

В уравнении (92)

$$\Delta_{M.д} = 8314 \alpha M_0 T_s p_{M.д} / \eta_{V_s} Q_H p_s,$$

где [25]

$$p_{M.д} = a + b (Sn/30) + c (Sn/30)^2 [d (p_s - p_0) + p_i / 2]^2; \\ d = \epsilon^{n_c} (1 - 1/\epsilon^{n_c - 1}) / (n_c - 1) (\epsilon - 1);$$

$a$ ,  $b$ ,  $c$  — эмпирические коэффициенты;  $S$ ,  $n$  — ход поршня и частота вращения коленчатого вала, т. е.

$$\Delta_{M.д} = f(\alpha, \epsilon, p_s, T_s, p_T, C_m, x, T_{B^*}, \Delta T, \mu, \lambda, \xi, \gamma, n_c, n_p). \quad (101)$$

В уравнении (92) доля работы турбины

$$\Delta_T = n(1 - \eta_i - \Delta_{н.н} - \omega_{ог} + m_s)(1 - \pi_T^{(1-k/\kappa)}) \eta_T,$$

где

$$m_s = \alpha M_0 m c_{pms} T_s / Q_H; \quad \omega_{ог} = c(T_s^2 / \eta v_s p_s)^{2/3}$$

— относительные потери теплоты от газов в стенки ( $c = \text{const}$ ) [25];  $n = 1,06 \div 1,08$  — поправочный коэффициент;  $\pi_T$ ,  $\eta_T$  — соответственно перепад давления на турбине и к. п. д. турбины. Следовательно,

$$\Delta_T = f(\alpha, \varepsilon, p_s, T_s, p_T, C_m, x, T_{в'}, \Delta T, \mu, \lambda, \xi, \gamma, n_c, n_p, \alpha_d^0, \alpha_v^0, \alpha_e^0, \alpha_{e'}^0, \eta_T). \quad (102)$$

В формуле (92) доля работы нагнетателя

$$\Delta_H = \alpha_c M_0 T_0 m c_{pm} (\pi_k^{(k-1)/k} - 1) / Q_H \eta_H,$$

где  $\alpha_c$ ,  $\pi_k$ ,  $\eta_H$  — соответственно суммарный коэффициент избытка воздуха, степень повышения давления в нагнетателе, к. п. д. нагнетателя. Таким образом,

$$\Delta_H = f(\alpha_c, \pi_k, \eta_H) = f(\alpha, v, p_s, \Delta p_{хл}, \eta_H), \quad (103)$$

где  $v$ ,  $\Delta p_{хл}$  — коэффициент утечки продувочного воздуха и потери давления в воздухоохладителе.

С учетом (99) — (103) можно записать

$$\eta_{ey} = f(\alpha, \varepsilon, p_s, T_s, p_T, T_T, C_m, x, \Delta T, \mu, \lambda, \xi, \gamma, n_c, n_p, \alpha_d^0, \alpha_v^0, \alpha_e^0, \alpha_{e'}^0, \eta_T, \eta_H, v, \Delta p_{хл}). \quad (104)$$

Все перечисленные в формуле (104) факторы следовало бы называть влияющими на к. п. д., а не определяющими. Их необходимо разделить на две группы: непосредственно регулируемые ( $\alpha$ ,  $\varepsilon$ ,  $p_s$ ,  $T_s$ ,  $p_T$ ,  $T_T$ ,  $C_m$ ,  $\alpha_d^0$ ,  $\alpha_v^0$ ,  $\alpha_e^0$ ,  $\alpha_{e'}^0$ ,  $\eta_T$ ,  $\eta_H$ ,  $\lambda$ ) и косвенно регулируемые параметры ( $x$ ,  $\Delta T$ ,  $\mu$ ,  $\xi$ ,  $\gamma$ ,  $n_c$ ,  $n_p$ ,  $v$ ,  $\Delta p_{хл}$ ). Из непосредственно регулируемых следует выделить параметры ограничения в комбинированных дизелях. Так, степень повышения давления  $\lambda$  зависит от максимального давления цикла  $p_z$ , предусмотренного в дизелях с высоким наддувом для обеспечения надежной работы кривошипно-шатунного механизма и газового стыка двигателя. Сказанное в равной мере относится к температуре газов перед турбиной  $T_T$ , которая назначается (ограничивается) с учетом обеспечения надежной работы выпускных клапанов и лопаток газовой турбины.

При оптимизации рабочего процесса по  $\eta_{ey}$  принимаем максимально возможные  $\eta_T$ ,  $\eta_H$  и минимально возможные величины  $C_m$  (несмотря на существующую тенденцию к росту  $C_m$ ).

При рассмотрении непосредственно регулируемых факторов следует учесть взаимно связанные, например на номинальном режиме  $\alpha = f(p_s)$ . Угол перекрытия клапанов  $\psi$  взаимно увязывает при оптимизации  $\alpha_d^0$  и  $\alpha_e^0$ . Поэтому в общем случае определяющие эффективный к. п. д. факторы следует искать среди

$$\eta_{ey} = f(\varepsilon, p_s, T_s, p_T, \psi, \alpha_v^0, \alpha_e^0). \quad (105)$$

В двигателях со свободным турбокомпрессором по условиям баланса мощности турбины и компрессора  $p_T = f(p_s)$ . Поэтому для такого комбинированного дизеля

$$\eta_{ey} = f(\varepsilon, p_s, T_s, \psi, \alpha_v^0, \alpha_e^0).$$

Б. С. Стечкин высказал мнение об ограниченном числе факторов, определяющих индикаторный процесс [14]. Очевидно, это можно отнести также к эффективному к. п. д.

В формуле (105) отражены факторы, влияющие на экономичность комбинированного дизеля как на номинальном режиме, так и по его рабочей характеристике. Следует выявить факторы, определяющие эксплуатационные характеристики.

Из рассмотренного ранее вытекает одно из основных требований к математической модели при оптимизации: она должна дать возможность найти оптимальное сочетание определяющих параметров на режимах номинальной мощности и рабочей характеристики комбинированного дизеля.

### 3. Схема изменения количества и качества рабочего тела в цилиндре двигателя

При математическом моделировании процессов в цилиндре двигателя необходимо, например, определять среднюю мольную теплоемкость при постоянном объеме  $mc_{vm} = a + bT/2$  и ее изменение

$$d(mc_{vm}) = da + Td(b/2) + bdT/2.$$

Рабочее тело в цилиндре двигателя  $M$  удобно при этом считать состоящим из воздуха  $M_a$  и продуктов сгорания  $M_\gamma$ , т. е.  $M = M_a + M_\gamma$ .

Если ввести в рассмотрение соответствующие объемные доли [16],

$$r_a = M_a/M; \quad r_\gamma = M_\gamma/M,$$

тогда

$$a = a_a r_a + a_\gamma r_\gamma; \quad da = (a_a - a_\gamma) dr_a;$$

$$b = b_a r_a + b_\gamma r_\gamma; \quad db = (b_a - b_\gamma) dr_a,$$

где  $a_a, b_a, a_\gamma, b_\gamma$  — соответствующие коэффициенты при мольных теплоемкостях для воздуха и продуктов сгорания;

$$dr_a = d(M_a/M) = r_\gamma dM_a/M - r_a dM_\gamma/M$$

— изменение объемной доли воздуха за время  $d\tau$ .

При рассмотрении процесса изменения количества рабочего тела в цилиндре двигателя обозначим систему впускного коллектора индексом 1, цилиндра — 2, выпускного коллектора 3. В общем случае изменение количества рабочего тела в цилиндре двигателя за время  $d\tau$  составляет  $dM = \delta M_s + \delta M_x - \delta M_b$ , где  $\delta M_s = \delta M_{12} - \delta M_{21}$  — элементарное количество рабочего тела, проходящее через впускные клапаны в цилиндр  $\delta M_{12}$  и обратно  $\delta M_{21}$ ;  $\delta M_b = \delta M_{23} - \delta M_{32}$  — то же через выпускные клапаны (из цилиндра  $\delta M_{23}$  и обратно  $\delta M_{32}$ );  $\delta M_x = \eta_v \cdot M_h (1 + \gamma) d\beta_x$  — вновь образующиеся при горении топлива моли рабочего тела, где  $d\beta_x = (\beta_0 - 1) dx/d\varphi / (1 + \gamma) d\varphi$ ;  $\eta_v, M_h, \gamma, d\beta_x, \beta_0, dx/d\varphi$  — соответственно коэффициент наполнения, потенциальный заряд, коэффициент остаточных газов, изменение полного коэффициента молекулярного изменения, химический коэффициент молекулярного изменения, относительная скорость выгорания топлива.

Исследуем процесс изменения количества и качества рабочего тела при математическом моделировании цикла в цилиндре двигателя по схеме с точки  $\alpha_0^0 = 180^\circ$  п. к. в. Пусть поршень начинает движение от н. м. т. к в. м. т. Давление газов в цилиндре  $p > p_s$ . Впускные клапаны еще открыты. Идет утечка рабочего тела из цилиндра двигателя во впускной коллектор. Утекающее рабочее тело имеет постоянный состав и, как отмечалось, состоит из воздуха и продуктов сгорания. Для впускного коллектора забрасываемые продукты сгорания являются инородным телом. Поэтому при математическом моделировании процессов удобно следить только за ними. Для этого предусмотрим в объеме впускного коллектора отдельный, воображаемый, объем, в котором будем собирать забрасываемые из цилиндра продукты сгорания.

Скорость утекающего газа, его температура и плотность в минимальном сечении струи:

$$\omega_{21} = \sqrt{2RT [1 - (p_s/p)^{(k-1)/k}] k / (k - 1)};$$

$$T_m = T (p_s/p)^{(k-1)/k}, \quad \rho_m = p_s / RT_m,$$

где  $R, T, k$  — соответственно газовая постоянная, температура рабочего тела в цилиндре, показатель адиабаты.

Элементарное количество рабочего тела в целом и элементарное количество продуктов сгорания в том числе, которые покидают цилиндр за время  $d\tau$ ,

$$\delta M_{21} = (\mu_s f_s) \omega_{21} \rho_m d\alpha^\circ / m \delta n; \quad \delta M_\gamma = r_\gamma \delta M_{21},$$

где  $\mu_s$ ,  $f_s$ ,  $m$ ,  $n$  — соответственно коэффициент расхода, проходное сечение впускных клапанов, молекулярный вес газа, частота вращения коленчатого вала.

До закрытия впускных клапанов ( $\alpha_V^0$ ) во впускной коллектор выйдет суммарное количество продуктов сгорания

$$M_{\gamma s} = \int_{\alpha_s^0}^{\alpha_V^0} r_\gamma (\mu_s f_s) \omega_{21} \rho_m d\alpha^\circ / m \delta n,$$

которое следует «запомнить».

В момент закрытия впускных клапанов в цилиндре останется

$$M_{см} = M_{\alpha V}; \quad M_{ост} = M_{\gamma V},$$

т. е.

$$\eta_V = M_{см} / M_h; \quad \gamma = M_{ост} / M_{см}.$$

От  $\alpha_V^0$  до  $\alpha_h^0$  идет процесс сжатия. Количество и состав рабочего тела при этом не изменяется. От  $\alpha_h^0$  до  $\alpha_k^0$  идет процесс горения топлива. Текущее значение количества воздуха и продуктов сгорания можно определить, например, по доле выгоревшего топлива  $x$ :

$$M_\alpha = M_{\alpha h} (1 - x); \quad M_\gamma = M_{ост} + M_{\alpha h} x + \Delta M_x,$$

где  $M_{\alpha h} = M_{\alpha V}$  — начальное количество воздуха. Тогда соответствующее изменение количества воздуха и продуктов сгорания за время  $d\tau$

$$dM_\alpha = -M_{\alpha h} (dx/\varphi) d\varphi; \quad dM_\gamma = \beta_0 \eta_V M_h (dx/d\varphi) d\varphi.$$

К концу горения рабочее тело превращается в продукты сгорания. На участке расширения количество и качество рабочего тела не изменяется. В точке  $\alpha_e^0$  начинается выпуск продуктов сгорания из цилиндра. Пока выполняется условие

$$\beta = [2/(k+1)]^{k/(k-1)} \geq p_T/p,$$

идет надкритический выпуск. При этом

$$\omega_{23} = \sqrt{2RTk/(k+1)}; \quad \rho_m = p\beta^{1/k}/RT,$$

где  $p_T$  — давление газов в выпускном коллекторе.

Когда наступает условие  $\beta = [2/(k+1)]^{k/(k-1)} < p_T/p$ , скорость газа, его температуру и плотность в минимальном сечении струи определяют по формулам для подкритического истечения:

$$\omega_{23} = \sqrt{2RT[1 - (p_T/p)^{(k-1)/k}]k/(k-1)};$$

$$T_m = T(p_T/p)^{(k-1)/k}; \quad \rho_m = p_T/RT_m.$$

Элементарное количество продуктов сгорания, выходящих из цилиндра в выпускной коллектор за время  $d\tau$ ,

$$\delta M_{23} = (\mu_{вфв}) \omega_{23} \rho_m d\alpha^0 / m\delta n,$$

где  $(\mu_{вфв})$  — эффективное сечение выпускных клапанов.

В точке  $\alpha_d^0$  открываются впускные клапаны. При этом  $p < p_s$ , и в цилиндр начинает поступать рабочее тело из впускного коллектора. Сначала возвращаем в цилиндр продукты сгорания  $M_{1s}$ , заброшенные во впускной коллектор на участке  $\alpha_s^0 - \alpha_v^0$ . Так как это количество незначительно, для упрощения расчетов можно принять их температуру равной  $T_s$ . В этом случае

$$\omega_{12} = \sqrt{2RT_s [1 - (p/p_s)^{(k_s-1)/k_s}] k_s / (k_s - 1)};$$

$$T_m = T_s (p/p_s)^{(k_s-1)/k_s}; \quad \rho_m = p/RT_m;$$

$$\delta M_{12} = (\mu_{сфс}) \omega_{12} \rho_m d\alpha^0 / m\delta n.$$

Наполнение цилиндра воздухом начнется только после точки  $\alpha_n^0$ , когда воображаемый объем во впускном коллекторе полностью освободится от продуктов сгорания  $M_{1s}$ . При условии  $p_s > p_T$  происходит продувка цилиндра воздухом. Как только в цилиндре появляется воздух  $M_a$ , начинается его утечка в выпускной коллектор. За период продувки в выпускной коллектор уходит следующее количество воздуха:

$$M_{ут} = \int_{\alpha_n^0}^{\alpha_e^0} r_a (\mu_{вфв}) \omega_{23} \rho_m d\alpha^0 / m\delta n; \quad v = M_{ут} / M_s = 1 - \eta_v / \varphi,$$

где  $v$ ,  $\varphi$  — соответственно коэффициент утечки и коэффициент избытка продувочного воздуха. В точке  $\alpha_e^0$  закрываются выпускные клапаны. До точки  $\alpha_s^0$  цилиндр заполняется чистым воздухом. Далее процессы повторяются.

В комбинированном дизеле возможны циклы, когда  $p_T > p_s$ . Изменение количества и качества рабочего тела для этого случая показано на рис. 11, из которого видно, что от  $\alpha_s^0$  до  $\alpha_d^0$  процессы аналогичны рассмотренным ранее.

В цикле при  $p_T > p_s$  после открытия впускных клапанов идет двойной выпуск: в выпускной ( $p > p_T$ ) и во впускной коллекторы ( $p > p_s$ ). Причем во впускной коллектор дополнительно забрасываются продукты сгорания в количестве  $M_{1s}^*$  до наступления момента  $p = p_s$ . На этом участке подсчитываем количество дополнительно забрасываемых продуктов сгорания:  $M_3 = \sum_{\alpha_d^0}^{\alpha_s^0} \delta M_{21}$ , их

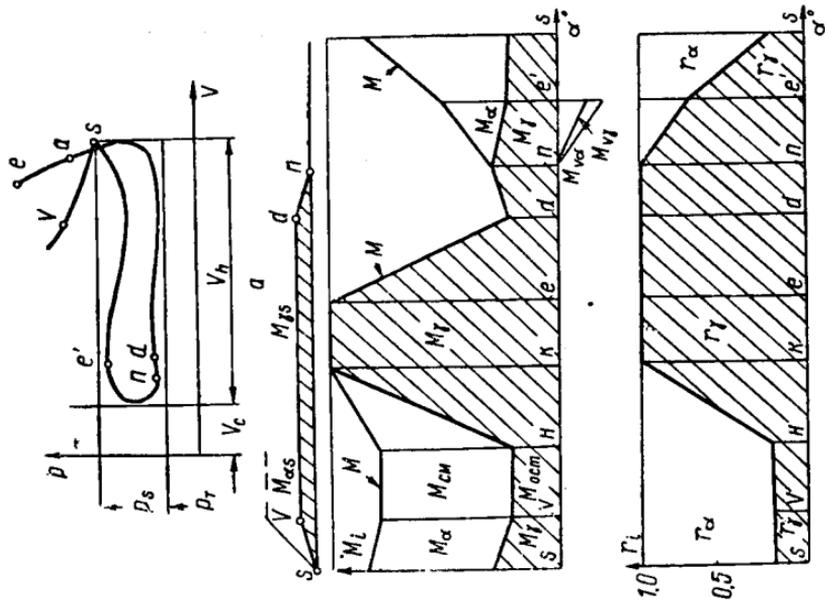


Рис. 10. Изменение количества и качества рабочего тела при  $P_s > P_T$ .

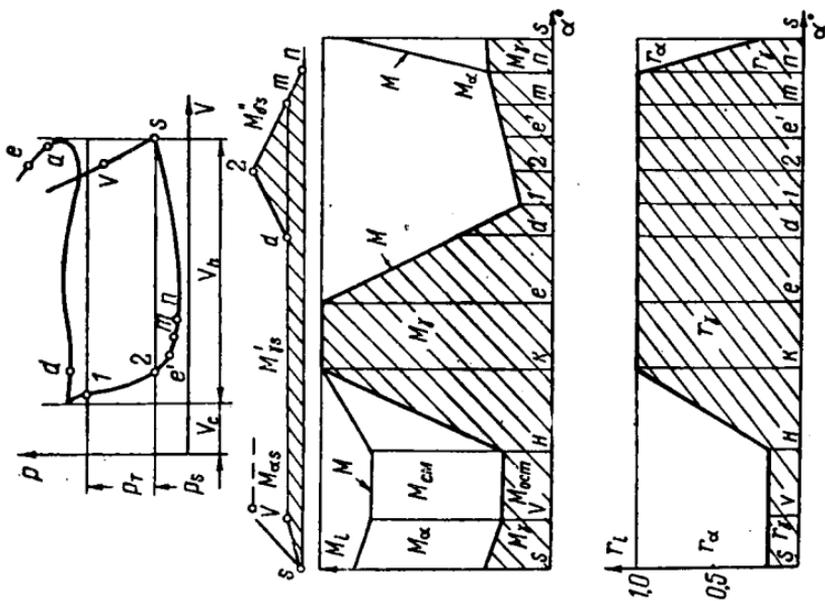


Рис. 11. Изменение количества и качества рабочего тела при  $P_T > P_s$ .

энтальпию  $I_3 = \sum_{\alpha_d^0}^{\alpha_e^0} \delta M_{21} m c_{pm} T$  и усредненную в дополнительном объеме впускного коллектора температуру

$$T_3 = I_3 \left/ \sum_{\alpha_d^0}^{\alpha_e^0} \delta M_{21} m c_{pm} \right.$$

На участке  $\alpha_1^0 - \alpha_e^0$  давление газов в цилиндре  $p < p_T$ . В цилиндр возвращаются из выпускного коллектора продукты сгорания. На этом участке

$$\omega_{32} = \sqrt{2RT_T [1 - (p/p_T)^{(k_T-1)/k_T}] k_T / (k_T - 1)};$$

$$T_m = T_T (p/p_T)^{(k_T-1)/k_T}; \quad \rho_m = p/RT_m;$$

$$\delta M_{32} = (\mu_{вфв}) \omega_{32} \rho_m d\alpha^0 / m \delta n,$$

где  $T_T$  — температура газов в выпускном коллекторе.

После достижения равенства  $p = p_s$  в цилиндр двигателя начинает поступать рабочее тело из впускного коллектора. При этом сначала «возвращаются» продукты сгорания  $M_{\gamma s}^*$ . Расчет ведем по формулам

$$\omega_{12} = \sqrt{2RT_s [1 - (p/p_s)^{(k_s-1)/k_s}] k_s / (k_s - 1)};$$

$$T_m = T_s (p/p_s)^{(k_s-1)/k_s}; \quad \rho_m = p/RT_m;$$

$$\delta M_{12} = (\mu_{сфс}) \omega_{12} \rho_m d\alpha^0 / m \delta n.$$

Положение точки  $\alpha_m^0$  определяется моментом «опорожнения» воображаемого объема во впускном коллекторе с газом  $M_{\gamma s}^*$ . На участке  $\alpha_m^0 - \alpha_n^0$  в цилиндр возвращаются продукты сгорания  $M_{\gamma s}^*$ , заброшенные во впускной коллектор на участке  $\alpha_s^0 - \alpha_v^0$ . После точки  $\alpha_n^0$  начинается заполнение цилиндра воздухом. Как видно из схемы, состав рабочего тела в цилиндре двигателя при  $p_T > p_s$  также не изменяется от момента  $\alpha_k^0$  до момента  $\alpha_n^0$ .

В общем случае при математическом моделировании

$$dM_{\gamma} = r_{\gamma s} \delta M_{12} - r_{\gamma} \delta M_{21} + r_{\gamma T} \delta M_{32} - r_{\gamma} \delta M_{23} + \beta_0 M_{см} \left( \frac{dx}{d\varphi} \right) d\varphi,$$

$$dM_{\alpha} = dM - dM_{\gamma},$$

где  $r_{\gamma s}$ ,  $r_{\gamma T}$  — объемные доли продуктов сгорания во впускном и выпускном коллекторах.

Следует отметить, что [8]

$$a_\alpha = 19,81; \quad b_\alpha = 418,9 \cdot 10^{-5};$$

$$a_\gamma = 19,86 + 1,634/\alpha; \quad b_\gamma = (427,3 + 184,3/\alpha) 10^{-5}$$

( $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха).

Схема изменения количества и качества рабочего тела в цилиндре двигателя рассмотрена для условий, когда в коллекторах принимаются постоянными давления  $p_s = \text{const}$ ,  $p_T = \text{const}$ . При этом не учитываются возможные динамические явления в смежных системах.

Коэффициенты расхода  $\mu_s$ ,  $\mu_v$  определяются экспериментально. В этом случае достигается хорошее совпадение результатов расчета и опыта.

Для варианта комбинированного дизеля с  $p_s = \text{var}$ ,  $p_T = \text{var}$ , видимо, следует определять изменение количества и качества рабочего тела в коллекторах способом, описанным ранее для цилиндров.

#### 4. Единая основа математического описания процессов, происходящих в цилиндре двигателя, в различных расчетных методах

При математическом описании названных процессов необходимо показать способ нахождения текущих количества рабочего тела  $M$ , его объема  $V$ , давления  $p$  и температуры  $T$ .

Определение текущих количества и качества рабочего тела в цилиндре двигателя нами рассмотрено ранее.

Геометрический объем цилиндра (объем рабочего тела), а также его изменение легко определить:

$$V = V_h \{1/(\varepsilon - 1) + \sigma/2\} \quad \text{и} \quad dV = \pi V_h \gamma d\alpha^{\circ}/360,$$

где  $\sigma = (1 - \cos \alpha^{\circ}) + (1 - \cos 2\alpha^{\circ}) \lambda/4$ ;  $\gamma = \sin \alpha^{\circ} + \sin 2\alpha^{\circ} \lambda/2$ ;  $\alpha^{\circ}$  — угол поворота кривошипа;  $\lambda = R/L$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Неизвестными остаются давление  $p$  и температура  $T$ . В распоряжении исследователя имеется еще два уравнения: первого принципа термодинамики и уравнение состояния. Поэтому, несмотря на различие исходных рабочих моделей, принципиальные основы расчетных методов отечественных и зарубежных авторов должны быть одними и теми же.

Действительно, если в качестве системы принять термодинамическую систему одного моля, уравнение первого принципа термодинамики в общем случае имеет вид

$$\delta q = mc_v dT + p dv, \quad (106)$$

расчетное уравнение

$$dp = 8314\delta q/vmc_v - kp dv/v, \quad (107)$$

где

$$\delta q = \delta q_x - \delta q_T - \delta q_s - \delta q_b - \delta q_w - \delta q_c.$$

В 1940—1942 гг. М. А. Мамонтов [20] изложил свой расчетный метод, основанный в большей части на уравнениях (106)—(107).

Уравнению первого принципа термодинамики можно придать форму  $\delta Q_x + \delta I_s - \delta I_b - \delta Q_w = dU + pdV$ . После преобразований из него можно получить расчетное уравнение следующего вида:

$$dp = \{8314[\delta Q_x + \delta I_s - \delta I_b - \delta Q_w - Md(mc v_m)_T T + \\ + dM(bT/2)T]/pmc_p - dV\} kp/V \quad (108)$$

или

$$dp = (\delta V_x + \delta V_s - \delta V_b - \delta V_w - \delta V_c + \delta V_M - dV) kp/V, \quad (109)$$

где  $\delta V_i = 8314\delta \mathcal{E}_i/pmc_p$ .

В связи с тем что  $\delta V_{ад} = -Vdp/kp$ ,

$$dV = \delta V_x + \delta V_s - \delta V_b - \delta V_w - \delta V_c + \delta V_M + \delta V_{ад}, \quad (110)$$

где в левой части отражено изменение объема рабочего тела за время  $d\tau$ , в правой — элементарные составляющие этого изменения.

В 1950 г. Н. М. Глаголев [8] изложил метод расчета процессов в цилиндре двигателя, основанный на уравнении объемного баланса:  $dV = \partial_s V + \partial_b V + \partial_M V + \partial_Q V + \partial_{ад} V$ , где  $\partial_s V = (\mu_s f_s) \times \omega_s (p/p_s)^{(1-k_s)/k_s} d\tau$  — элементарное изменение объема рабочего тела, происходящее вследствие входа газа;  $\partial_b V = -(\mu_b f_b) \omega_b \times (p_T/p)^{1/k} d\tau$  — то же, вследствие выхода газа;  $\partial_M V = 8314T\delta M_x/p = V\delta M_x/M$  — то же вследствие изменения количества газообразных молекул под влиянием всех причин, кроме входа и выхода газа;  $\partial_Q V = 8314\delta Q/pmc_p$  — то же вследствие сообщения внешней теплоты;  $\partial_{ад} V = -Vdp/kp$  — замыкающее изменение объема рабочего тела, происходящее адиабатически.

Уравнения (108), (109) для процесса впуска позволяют записать  $\delta V_s = \{\delta I_s + \delta M_s(bT/2)T - M[da + Td(b/2)]T\} 8314/pmc_p$ .

В процессе наполнения состав рабочего тела изменяется, т. е.  $da \neq 0$ ,  $db \neq 0$ . Если все же принять  $da = 0$ ,  $db = 0$ , получим  $\delta V_s = [\delta M_s mc_{pms} T_s + \delta M_s (bT/2) T] 8314/pmc_p$ . Если пренебречь различием в температурах  $T$ ,  $T_s$  и в коэффициентах при мольных теплоемкостях  $b$ ,  $b_s$ ,  $\delta V_s = 8314\delta M_s mc_p T_s / pmc_p = 8314\delta M_s T_s / p$ . Принимая во внимание  $\delta M_s = (\mu_s f_s) \omega_s \rho_{ms} d\tau / m$ , после преобразований получаем  $\delta V_s = 8314\delta M_s T_s / p = (\mu_s f_s) \omega_s (p/p_s)^{(1-k_s)/k_s} d\tau$ .

Названные уравнения для процесса выпуска позволяют записать  $\delta V_b = \{-\delta I_b - \delta M_b (bT/2) T - M[da + Td(b/2)]T\} 8314/pmc_p$  или,

после преобразований,  $\delta V_b = -(\mu_b f_b) \omega_b (p_T/p)^{1/k} d\tau$ . Эти же уравнения для процесса сгорания позволяют записать  $\delta V_x = \{(\delta Q_x - \delta Q_w) + \delta M_x (bT/2) T - M [da + Td(b/2)] T\} 8314/pmc_p$ .

Примем во внимание, что  $dM (bT/2) T = dMmc_p T - dMmc_{pm} T$  и сделаем довольно грубое для участка сгорания допущение:  $da = 0, db = 0$ . При этом получим  $\delta V_x = [(\delta Q_x - \delta Q_w - \delta M_x mc_{pm} T) + \delta M_x mc_p T] 8314/pmc_p$  или  $\delta V_x = \partial_Q V + \partial_M V$ , так как [8]  $\partial_Q V = (\delta Q_x - \delta Q_w - \delta M_x mc_{pm} T) 8314/pmc_p$ ,  $\partial_M V = 8314\delta M_x/p = V\delta M_x/M$ .

Таким образом, расчетное уравнение Н. М. Глаголева, в основу которого он положил соображения о сумме элементарных объемов газа, также является одной из форм первого принципа термодинамики для открытых термодинамических систем.

Уравнению первого принципа термодинамики можно придать форму  $\delta \mathcal{E}^* = Vdp/(k-1) + pdV/k/(k-1)$ , где  $\delta \mathcal{E}^* = \delta Q_x + \delta I_s - \delta I_b - \delta Q_w - Md(mc_{vm})_T T + dM(bT/2) T$ . Если для процесса газообмена принять  $\delta Q_x = \delta Q_w = Md(mc_{vm})_T T = dM(bT/2) T = 0$  получим

$$pdV + Vdp/k = R\delta G_s T_s - R\delta G_b T. \quad (111)$$

Уравнение (111) положено в основу расчетного метода для процессов газообмена, разработанного в 1951 г. Г. Ю. Степановым [3].

Во всех рассмотренных методах можно последовательно определить за время  $d\tau$  изменение давления  $dp$ , приращение давления  $\Delta p$  и новое значение давления  $p$ , а затем по уравнению состояния оценить текущую температуру рабочего тела

$$T = pV/8314M. \quad (112)$$

Есть и другой путь: по уравнению первого принципа термодинамики в форме изменения температуры  $dT = \delta \mathcal{E}^*/Mmc_v - TdM/M - (k-1)TdV/V$  определить  $dT$ ,  $\Delta T$  и новое значение температуры в конце интервала расчета, а затем по формуле (112) найти  $p$ . Этот путь избрал Б. М. Гончар [10].

Таким образом, при всем многообразии расчетных методов единой их основой в математическом описании явлений в цилиндре двигателя является закон сохранения энергии. Разница заключается лишь в полноте охвата явлений, происходящих в цилиндре двигателя, и в совершенстве расчетной методики.

В случае математического моделирования процессов в цилиндре дизеля нами используются зависимости  $\delta Q_x = BQ_n(dx/d\varphi)d\varphi$ ;  $\delta Q_w = \alpha_T F(T - T_{ст})d\tau$ , где  $B, Q_n, x, \alpha_T, F, T_{ст}$  — соответственно количество топлива, поданное в цилиндр за цикл; низшая теплотворность топлива; доля выгоревшего топлива; коэффициент теплопередачи от газов в стенки; поверхность стенок, омываемых газом; средняя температура стенок поверхности  $F$ .

## 5. Схема моделирования режимов работы комбинированных дизелей, разработанная в ХПИ

В основе математического моделирования режимов работы комбинированных дизелей на ЭЦВМ, разработанного в ХПИ, лежат главным образом работы [8].

Физическое моделирование цикла комбинированного дизеля стало возможным благодаря многолетней работе по доводке рабочего процесса дизелей с высоким газотурбинным наддувом на одноцилиндровых двигателях (отсеках), проводимой на кафедре ДВС Харьковского политехнического института им. В. И. Ленина.

При математическом и физическом моделировании рабочих процессов исходным является баланс работ или средних давлений

$$p_{ey} = p_i + p_{н.х} - p_{м.д} + p_{г.т} - p_n, \quad (113)$$

где  $p_i = \frac{\pi}{360} \int_{\alpha^{\circ}=180}^{\alpha^{\circ}=540} p \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} d\alpha^{\circ}$  — среднее индикаторное давление;

$p_{н.х} = \frac{\pi}{360} \int_{\alpha^{\circ}=540}^{\alpha^{\circ}=180} p \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} d\alpha^{\circ}$  — среднее давление насосных ходов;

$p_{м.д} = p_{м.д} + p_{м.тк}$  — среднее давление потерь в механизмах двигателя ( $p_{м.д}$  — среднее давление потерь в поршневом двигателе;

$p_{м.тк}$  — среднее давление потерь в остальных механизмах комбинированного дизеля);  $p_{г.т} = \beta_0 \rho_0 \varphi_s l_{ад.т} \eta_T$  — среднее давление, соответствующее работе на валу газовой турбины;

$p_n = \rho_0 \varphi_s l_{ад.к} / \eta_k$  — среднее давление, соответствующее работе на привод нагнетателя;

$p$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\beta_0$ ,  $\rho_0$ ,  $\varphi_s$ ,  $l_{ад.т}$ ,  $l_{ад.к}$ ,  $\eta_T$ ,  $\eta_k$  — соответственно текущее давление газов в цилиндре, угол поворота кривошипа, угол отклонения шатуна, химический коэффициент молекулярного изменения, плотность воздуха в окружающей среде, коэффициент избытка продувочного воздуха, адиабатическая работа расширения единицы рабочего тела, адиабатическая работа на сжатие единицы воздуха, к. п. д. турбины и компрессора.

Зависимости (113) можно придать вид  $p_{ey} = p_{ед} + (p_{г.т} - p_n) \eta_p^{\pm 1}$ , где  $p_{ед} = p_i + p_{н.х} - p_{м.д}$  — среднее эффективное давление собственного дизеля;  $\eta_p$  — к. п. д. передачи от поршневого двигателя к турбокомпрессору, которым учитывается также  $p_{м.тк}$ . Знак показателя степени определяется знаком разности  $(p_{г.т} - p_n)$ .

Для математического описания процессов в цилиндре и определения  $p$  используем зависимость  $dp = 8314 \delta \Theta^* / Vmc_v - kp dV/V$ .

Из формулы для энергетического баланса по цилиндру дизеля  $I_T = Q_x + I_s - \oint p dV - Q_w$  видно, что в случае равной за цикл

работы  $\int pdV$  при математическом и физическом моделировании должны быть равными  $I_T$  и  $T_T$ .

При математическом моделировании цикла комбинированного дизеля принята зависимость  $p_{мд} = a + bC_m + cC_m[d(p_s - p_0) + p_i/2]^2$ , полученная в результате обобщения экспериментального материала по одноцилиндровому отсеку тепловозного дизеля [25].

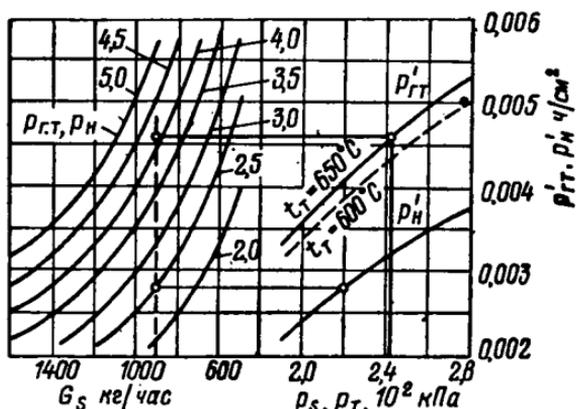


Рис. 12. Номограмма согласования параметров турбоагрегата на номинальном режиме.

В качестве рабочего баланса при математическом и физическом моделировании цикла комбинированного дизеля с силовой турбиной принимается

$$p_{ед} = p_{еу} - (p_{г.т} - p_n) \eta_p^{\pm 1}, \quad (114)$$

где  $p_{еу}$  задано;  $p_{ед}$  подлежит уточнению.

В случае проведения эксперимента на одноцилиндровом двигателе применяются таблицы или номограммы, фиксирующие заранее возможные варианты процессов в системе ГТН. Номограмма, использованная автором для определения оптимального отношения  $p_T/p_s$ , показана на рис. 12. Составляя номограммы, выражениям для  $p_{г.т}$  и  $p_n$  придан вид  $p_{г.т} = p'_{г.т} G_s$ ;  $p_n = p'_n G_s$ , где  $p'_{г.т} = 30\beta_0 i_{ад.т} \eta_T / V_h n z$ ;  $p'_n = 30 i_{ад.к} / V_h n z \eta_k$ .

Удельные средние давления  $p_{г.т}$ ,  $p'_n$  вычисляем заранее.

Средние давления  $p_{г.т}$ ,  $p_n$  определяем во время опыта по номограмме после нахождения на стенде расхода воздуха  $G_s$ .

Последовательность математического и физического моделирования номинального режима, например при определении оптимального отношения  $p_T/p_s$ , ясна из блок-схем рис. 13, 14. Как видно из рисунков, в конце математического или физического моделирования номинального режима находим некоторые конструктивные размеры систем турбонадува и охлаждения воздуха,

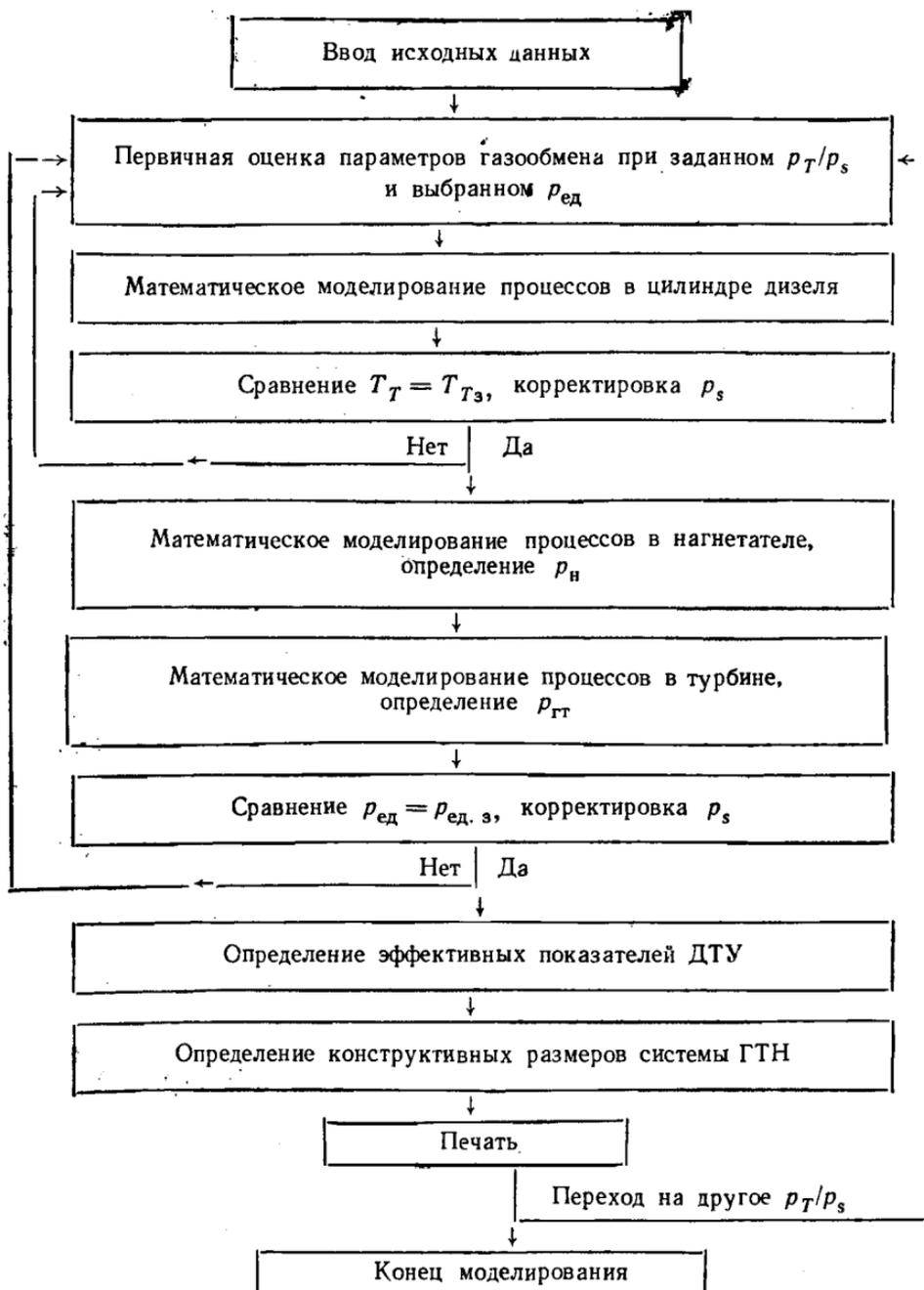


Рис. 13. Блок-схема математического моделирования номинального режима ДТУ при определении оптимального отношения  $p_T/p_s$ .

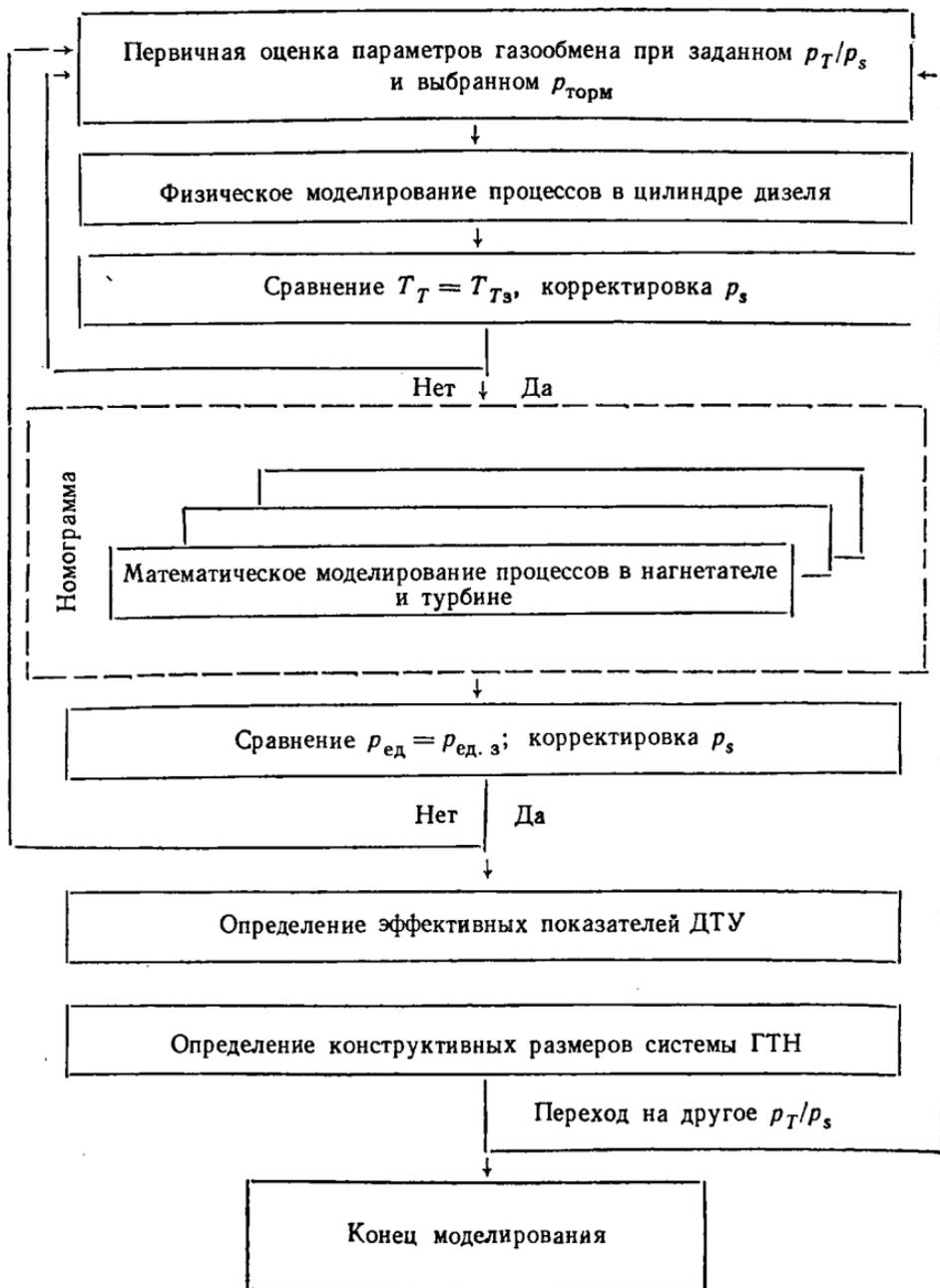


Рис. 14. Блок-схема физического моделирования номинального режима ДТУ на опытном одноцилиндровом двигателе (отсеке) при определении оптимального отношения  $p_T/p_s$ .

необходимые для математического или физического моделирования частичных режимов двигателя.

Проходное сечение на выходе из колеса компрессора  $f_k = G_{s0}/\varphi_{2r}\rho_2 U_2$ , где  $G_{s0}$ ,  $\varphi_{2r}$ ,  $\rho_2$ ,  $U_2$  — соответственно расход воздуха через компрессор на номинальном режиме, коэффициент расхода колеса компрессора, плотность воздуха на выходе из колеса компрессора и окружная скорость на наружном диаметре колеса компрессора.

Далее находим произведение коэффициента теплоотдачи на эффективную площадь воздухоохладителя и маслоохладителя. Например, для одной из схем, используемой в наших расчетах и опытах,

$$(k_x F_x)_0 = \frac{\ln \left( 1 + \frac{1/3600 G_{s0} c_p - 1/G_{B0} c_{pB}}{(T_k - T_B)/Q_{xл} - 1/3600 G_{s0} c_p} \right)}{1/3600 G_{s0} c_p - 1/G_{B0} c_{pB}};$$

$$(k_M F_M)_0 = \frac{\ln \left( 1 + \frac{1/G_{M0} c_{pM} - 1/G_{B0} c_{pB}}{(T_M + T_{B'})/Q_M} \right)}{1/G_{M0} c_{pM} - 1/G_{B0} c_{pB}},$$

где  $G_{B0}$ ,  $G_{M0}$ ,  $Q_{xл}$ ,  $Q_M$ ,  $T_k$ ,  $T_M$ ,  $T_B$ ,  $T_{B'}$  — соответственно количество воды, проходящее через воздух и маслоохладитель, количество масла, проходящее через двигатель; количество теплоты, отведенной от воздуха и масла; температура воздуха после компрессора, температура масла на входе в двигатель, температура воды на входе и выходе из воздухоохладителя.

Определяем также проходное сечение соплового аппарата и рабочего колеса турбины:  $f_1 = G_T/\mu_1 \rho_1 c_1$ ;  $f_2 = \zeta G_T/\mu_2 \rho_2 \omega_2$ , где  $G_T$ ,  $\zeta$ ,  $\mu_1$ ,  $\mu_2$ ,  $\rho_1$ ,  $\rho_2$ ,  $c_1$ ,  $\omega_2$  — соответственно на номинальном режиме расход газа через турбину, коэффициент утечки газа в турбине, коэффициенты расхода сопел и в решетке рабочего колеса, плотность и скорость газа в зазоре и на выходе из рабочего колеса.

Методика математического моделирования режимов характеристики комбинированного дизеля разработана автором совместно с С. Л. Левковичем. За основу при этом принято уравнение (113).

Нам не удалось использовать известные зависимости Г. Вошни [35] и Р. М. Петриченко [23] для моделирования закона сгорания на режимах характеристики. Поэтому при математическом моделировании режимов характеристики среднее индикаторное давление было найдено по формуле  $p_i = B Q_n \eta_i / V_h$ , а для определения индикаторного к. п. д. использована эмпирическая зависимость вида

$$\eta_i = A_0 + A_1 n + A_2 p_s + A_3 \alpha + A_{12} n p_s + A_{13} n \alpha + A_{23} p_s \alpha + A_{11} n^2 + A_{22} p_s^2 + A_{33} \alpha^2. \quad (115)$$

В уравнении (115) коэффициенты получены по результатам экспериментального исследования индикаторного процесса на одноцилиндровом двигателе.

Математическое моделирование участка газообмена, которое позволяет определить  $p_{н.х.}$ ,  $\eta_V$ ,  $\varphi_s$ ,  $v$ ,  $\gamma$  на режимах характеристики и номинальном режиме, ведется одинаково. Переход от параметров рабочего тела в конце наполнения (точка  $V$ ) к параметрам в начале выпуска (точке  $e$ ) осуществляется путем решения уравнения  $U_e = U_V + BQ_n(1 - \psi\eta_i - \omega_e)$ , где  $U_e$ ,  $U_V$ ,  $BQ_n$ ,  $\psi$ ,  $\omega_e$  — соответственно внутренняя энергия рабочего тела в точках  $e$ ,  $V$ , теплота топлива  $B$ , поправочный коэффициент (уточняется в ходе моделирования), относительные потери теплоты от газов в стенки к точке  $e$ .

Совместное решение уравнений по дизелю и турбине

$$I_T = \sum_{\alpha_e^0}^{\alpha_e^0} \delta M_{вт} c_{pm} T = M_{вт} c_{pm} T_T;$$

$G_T = \mu_1 f_1 c_1 r_1 = \mu_2 f_2 \omega_2 \rho_2 / \zeta_{ут}$  позволяет определить на исследуемом режиме для изобарной системы параметры рабочего тела в выпускном коллекторе  $T_T$ ,  $p_T$ . Уравнение  $\eta_{iT} = \eta_{iTm} (2 - x_T/x_{онт}) \times x_T/x_{онт}$  отображает аналитическую связь между текущим внутренним к. п. д. турбины и максимальным ее внутренним к. п. д.  $\eta_{iTm}$  в зависимости от отношения окружной скорости колеса турбины  $U$  к условной скорости  $c_0$  (подсчитанной по  $l_{ад.т}$  всей ступени) на текущем режиме  $x_T$  и режиме  $x_{онт}$ , соответствующем  $\eta_{iTm}$ .

Текущее значение к. п. д. компрессора [18],

$$\eta_k = 1 - \frac{\zeta_{уд} c}{2\mu'} \left(1 - \frac{Q}{Q_0}\right) - (1 - \eta_k) \frac{\mu_0'}{\mu'} \left(\frac{\varphi_{2r}}{\varphi_{2r0}}\right)^2 \sqrt{\frac{Q}{Q_0}},$$

где  $\eta_{k0}$ ,  $Q_0$ ,  $\varphi_{2r0}$ ,  $\mu_0'$ ;  $\eta_k$ ,  $Q$ ,  $\varphi_{2r}$ ,  $\mu'$  — к. п. д., объемный расход воздуха, коэффициенты расхода и работы компрессора на номинальном и данном режиме;  $\zeta_{уд}$ ,  $c$  — коэффициент удара и геометрический параметр компрессора. Система теплобалансовых уравнений и уравнение потери давления по элементам воздухоохладителя [19] позволяют определить температуру  $T_s$  и давление воздуха  $p_s$  (перед клапанами дизеля).

На рис. 15, 16 показаны блок-схемы математического и физического моделирования режимов работы комбинированного дизеля, принятые в Харьковском политехническом институте. При физическом моделировании характеристики комбинированного дизеля на одноцилиндровом двигателе варианты режимов турбины, комп-

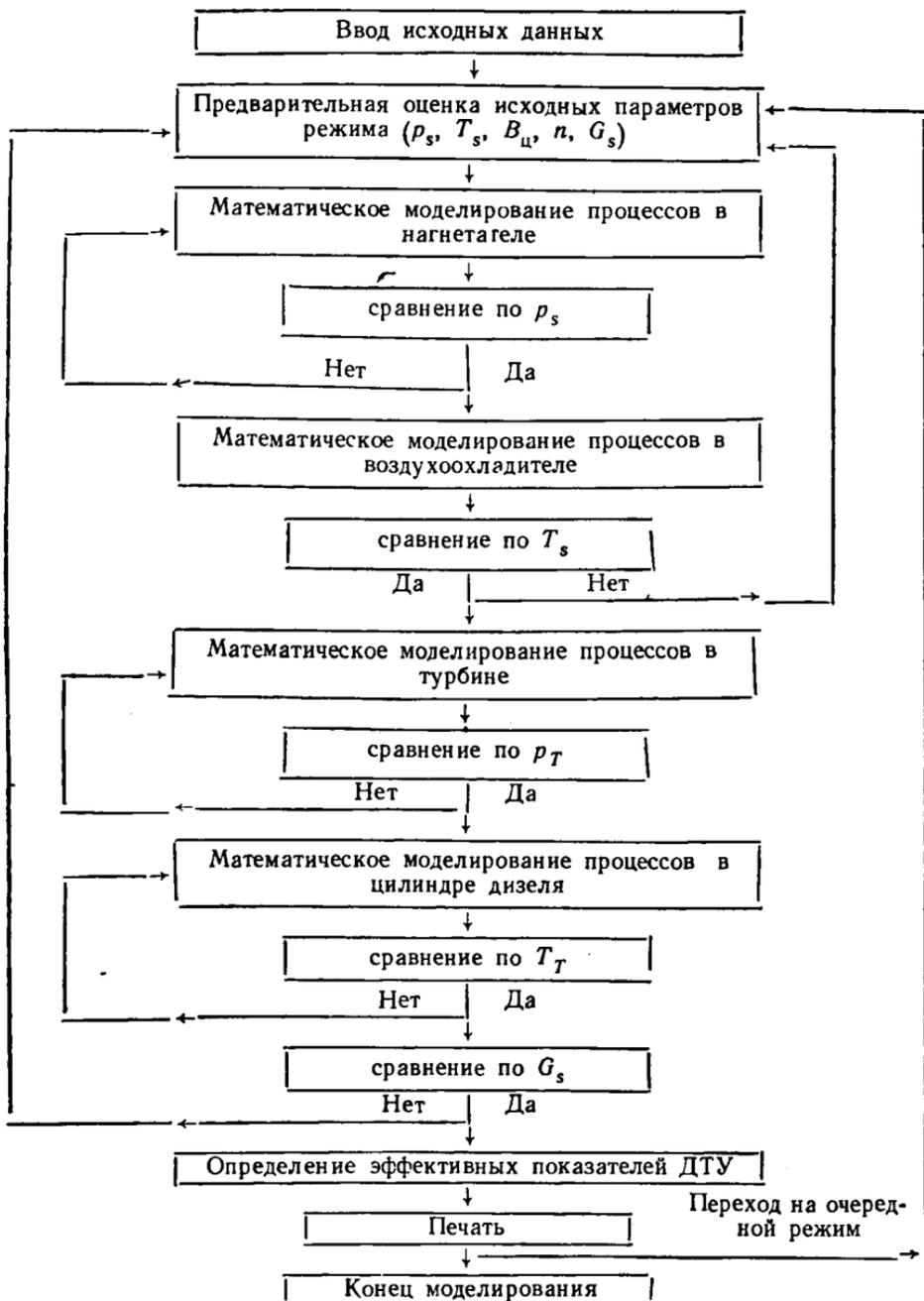


Рис. 15. Блок-схема математического моделирования ограничительной по температуре газов перед турбиной характеристики комбинированного дизеля.

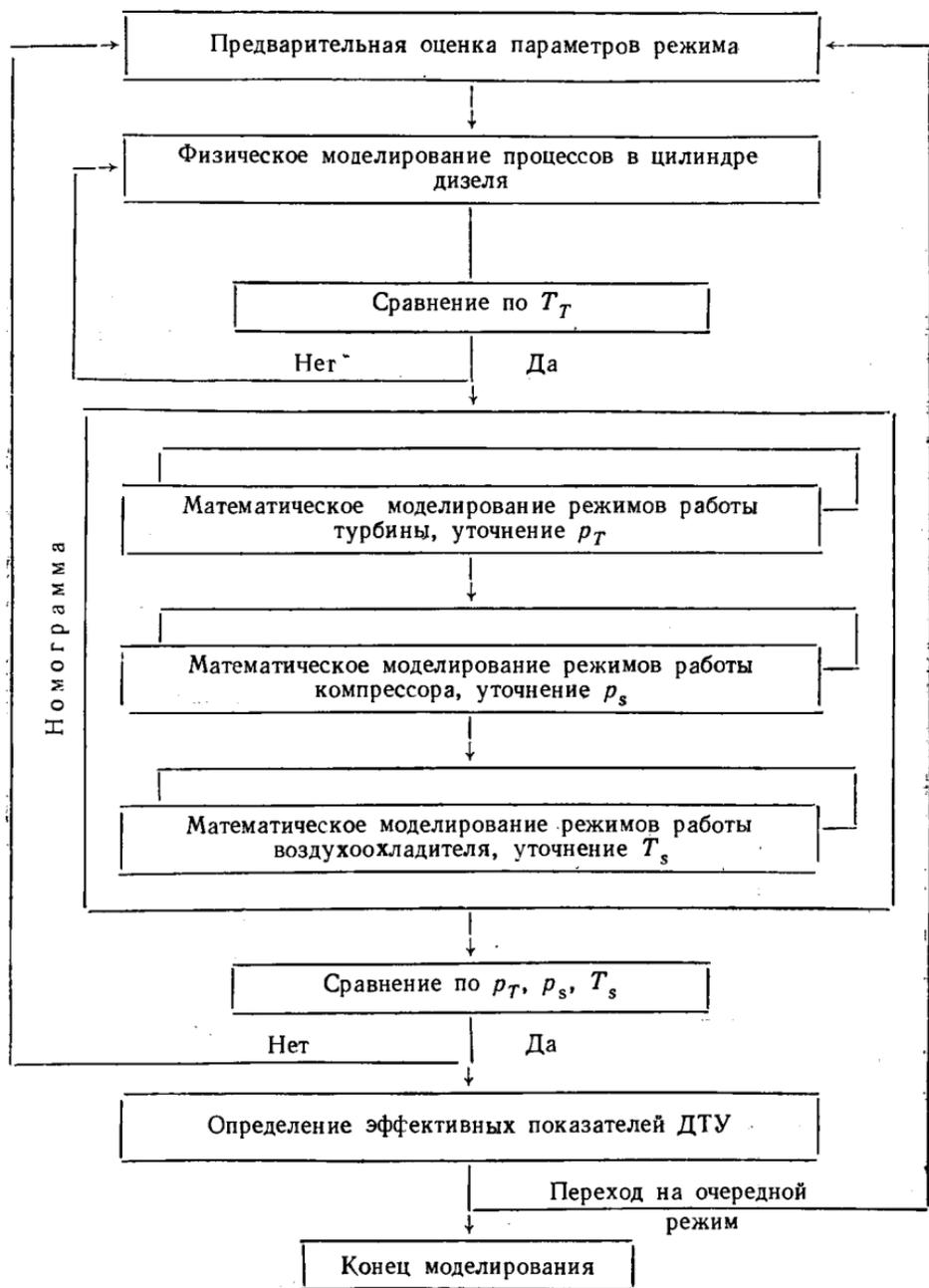


Рис. 16. Блок-схема физического моделирования на одноцилиндровом двигателе (отсеке) ограничительной характеристики ДТУ.

рессора и воздухоохладителя для удобства можно объединить на одной номограмме.

Сравнивая характеристики, полученные моделированием на одноцилиндровом двигателе, с характеристиками для многоцилиндрового двигателя, видим их основное отличие: у тепловозного дизеля типа Д70 среднее давление потерь в механизмах двигателя на 20% меньше, чем на одноцилиндровом двигателе. В случае необходимости корректировкой коэффициента  $a$  в формуле для  $\rho_{мд}$  данное отличие можно устранить. Однако при исследовании этого делать не нужно: создавая некоторый «запас прочности», отличие не влияет на принципиальные выводы при оптимизации определяющих параметров комбинированного дизеля.

## 6. Среднеэксплуатационный расход топлива на установившемся режиме как критерий термодинамической оптимизации

Критерием термодинамической оптимизации цикла комбинированного дизеля на номинальном режиме может являться его эффективный к. п. д.  $\eta_{еу}$  или удельный эффективный расход топлива  $g_e$ . Обычно исследователи стремятся улучшить эти показатели.

Однако в последние годы [31] специалисты приходят к мнению, что  $g_e$  на номинальном режиме не может служить определяющим показателем уровня топливной экономичности транспортного двигателя, так как оно получено без учета условий эксплуатации двигателя.

В подтверждение этого рассмотрим табл. 1 [31]. Как видим из таблицы, номинальный режим у магистральных грузовых тепловозов занимает до 16% времени эксплуатации, у пассажирских — 2,5%, у маневровых — 0%. В этой связи авторы работы [31] предлагают ввести понятие о среднеэксплуатационном удельном эффективном расходе топлива со структурой  $g_{e \text{ экс}} = \Delta g_{ур} + \Delta g_{п.п} + \Delta g_{х.х}$ , где  $\Delta g_{ур}$ ,  $\Delta g_{п.п}$ ,  $\Delta g_{х.х}$  — составляющие  $g_{e \text{ экс}}$ , учи-

Таблица 1  
Режимы работы тепловозных дизелей

Режим работы	Продолжительность работы, %			Весовой расход топлива, %
	2ТЭ10, 2ТЭ40	ТЭП-60	ТЭ1	
Номинальный	18,5	2,5	—	57,0
Другие положения контроллера	25,0	32,5	7,0	17,5
Переходные процессы	17,0	35,0	41,0	21,0
Холостой ход	40,0	30,0	33,0	4,5
Заглушенное состояние дизеля	—	—	19,0	—

тывающие работу двигателя соответственно на установившихся режимах, при переходных процессах и на холостом ходу. Чтобы найти  $\Delta g_{п.п.}$ ,  $\Delta g_{х.х.}$ , потребуются специальные измерения [31]. Для определения  $\Delta g_{в.р.}$  необходимо иметь рабочую характеристику тепловозного двигателя  $g_e = f(N_e)$  и распределение по времени загрузки двигателя в эксплуатации  $N_e = f(\tau)$ . Наличие этих данных позволит оценить среднее эксплуатационное удельное эффективное потребление топлива на установившихся режимах  $g_{э} = \Delta g_{в.р.} = \sum N_e \bar{\tau} g_e / \sum N_e \bar{\tau}$ , где  $\bar{\tau}$  — суммарное относительное время работы на данной мощности в эксплуатации.

Из таблицы также видно, что для магистральных тепловозов величина  $g_{э}$  соответствует 43% работы двигателя по времени и 75% — по весовому расходу топлива. Однако, если принять во внимание, что в данном комбинированном дизеле при его термодинамической оптимизации переходные процессы и холостой ход отличаются незначительно (кроме специальных случаев), величину  $g_{э}$  все же можно принять в качестве критерия термодинамической оптимизации.

В табл. 2 приведены данные о расходе топлива на номинальном режиме и среднее эксплуатационное удельное эффективное потребление топлива для тепловозного дизеля 2Д70 и дизель-турбинной установки с мощностью силовой турбины 1100 кВт. Из таблицы видно, что удельные эффективные расходы топлива на номинальном режиме составляют соответственно 212 и 216 г/кВт·ч (по данным, полученным для одноцилиндрового двигателя). Однако среднее эксплуатационное удельное эффективное потребление топлива двигателя 2Д70 составляет 216,6 г/кВт·ч., ДТУ — 201,4 г/кВт·ч. Из этих данных видно, что наиболее эффективная с точки зрения топливной экономичности — дизель-турбинная установка. Этот пример подтверждает возможность и целесообразность использования  $g_{э}$  в качестве критерия термодинамической оптимизации.

При сравнительном анализе можно и целесообразно следующим образом раскрыть структуру  $g_e$ ,  $g_{э}$ . Теплота, эквивалентная эффективной мощности комбинированного дизеля,  $Q_{ey} = 3600 N_{ey}$ . Тогда количество топлива, эквивалентное эффективной мощности,  $B_э = Q_{ey} / Q_H = 3600 N_{ey} / Q_H$ . Удельный расход топлива, эквивалентный единице мощности,  $g_э = B_э / N_{ey} = 3600 / Q_H$ .

Тепловой баланс комбинированного дизеля в наиболее общем виде

$$Q_1 = 3600 N_{ey} + Q_2, \quad (116)$$

где  $Q_1$ ,  $Q_2$  — соответственно подведенная к рабочему телу и отведенная в окружающую среду теплота топлива.

Разделив (116) почленно на  $Q_n$ , получим такой баланс по часовому расходу топлива:

$$B_q = B_3 + B_2, \quad (117)$$

где  $B_2$  — часть часового расхода топлива, теплота которого численно равна  $Q_2$ .

Разделим почленно (117) на  $N_{ey}$ :  $g_e = g_3 + \Delta g_e$ . Как было показано,  $Q_2 = \Pi_n + E_{xl} + \Pi_3 + E_w + A_x + \Pi_b + \Pi_T + E_{0T} + \Pi_{м.д.}$ . После деления на  $Q_1 q_2 = \delta_n + \delta_{xl} + \delta_s + \delta_w + \delta_x + \delta_b + \delta_T + \delta_{0T} + \delta_{м.д.}$ . Легко убедиться, что  $\Delta g_e = 3600q_2/Q_n(1 - q_2) = g_e(\delta_n + \delta_{xl} + \delta_s + \delta_w + \delta_x + \delta_b + \delta_T + \delta_{0T} + \delta_{м.д.}) = \Delta g_n + \Delta g_{xl} + \Delta g_s + \Delta g_w + \Delta g_x + \Delta g_T + \Delta g_{0T} + \Delta g_{м.д.}$ .

Таблица 2

Влияние характеристики по  $g_e$  на  $g_{e3}$

$\bar{N}_e$	$\bar{\tau}$	$\bar{N}_e \bar{\tau}$	2Д70		ДТУ с $N_{CT} = 1100$ кВт	
			$g_e$ , г/кВт·ч	$\bar{N}_e \bar{\tau} g_e$	$g_e$ , г/кВт·ч	$\bar{N}_e \bar{\tau} g_e$
1,000	5,0	5,000	212,0	1060,0	216,1	1080,0
0,967	3,4	3,287	211,7	695,9	210,2	691,1
0,917	4,2	3,850	211,6	814,6	201,5	776,0
0,867	9,8	8,494	210,6	1789,3	198,5	1686,4
0,817	10,3	8,412	213,1	1792,5	197,3	1659,9
0,783	24,0	18,80	214,0	4024,0	196,8	3699,3
0,733	11,4	8,360	216,2	1807,6	196,4	1641,7
0,667	6,4	4,267	220,2	939,5	196,8	839,6
0,617	5,2	3,207	223,6	717,0	198,1	635,5
0,550	3,2	1,760	228,2	401,6	201,1	354,0
0,483	3,0	1,450	232,8	337,6	205,9	298,6
0,367	3,1	1,137	241,9	275,1	219,5	249,5
0,267	4,0	1,067	249,6	266,4	234,0	249,6
0,150	7,0	1,050	258,9	271,8	251,1	263,6
		$\Sigma \bar{N}_e \bar{\tau}$	$g_{e3}$	$\Sigma \bar{N}_e \bar{\tau} g_e$	$g_{e3}$	$\Sigma \bar{N}_e \bar{\tau} g_e$
		70,14	216,6	15 192	201,4	14 125

Если определим составляющие  $g_e$  на каждом режиме рабочей характеристики, получим структуру среднеэксплуатационного расхода топлива:  $g_{e3} = \Sigma \bar{N}_e \bar{\tau} (g_3 + \Delta g_n + \dots + \Delta g_{0T} + \Delta g_{м.д.}) / \Sigma \bar{N}_e \bar{\tau} = g_3 + \Delta g_{n3} + \Delta g_{xl3} + \Delta g_{s3} + \Delta g_{w3} + \Delta g_{x3} + \Delta g_{b3} + \Delta g_{T3} + \Delta g_{0T3} + \Delta g_{м.д.3}$ .

В табл. 3 сравнивается удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме со среднеэксплуатационным удельным эффективным расходом топлива. Из таблицы видно, что общее ухудшение расхода топлива с учетом условий эксплуатации со-

ставляет 5,16 г/кВт·ч. Действительно, ряд факторов ( $\Delta g_w$ ,  $\Delta g_x$ ,  $\Delta g_b$ ,  $\Delta g_{от}$ ) ухудшает топливную экономичность на 9,35 г/кВт·ч. Однако другая группа факторов ( $\Delta g_n$ ,  $\Delta g_{хл}$ ,  $\Delta g_s$ ,  $\Delta g_T$ ,  $\Delta g_{м.д}$ ) улучшает топливную экономичность и несколько замедляет ухудшение топливной экономичности комбинированного дизеля.

Таблица 3

Сравнение  $g_e$  и  $g_{eэ}$

Номинальный режим		Среднеэксплуатационный расход топлива		Разница	
обозначение	величина, г/кВт·ч	обозначение	величина г/кВт·ч	+	-
$g_e$	212,70	$g_{eэ}$	217,80	5,148	—
$\Delta g_n$	4,28	$\Delta g_{нэ}$	2,215	—	2,060
$\Delta g_{хл}$	2,31	$\Delta g_{хлэ}$	1,638	—	0,672
$\Delta g_s$	1,903	$\Delta g_{sэ}$	1,564	—	0,339
$\Delta g_w$	17,26	$\Delta g_{wэ}$	21,04	3,777	—
$\Delta g_x$	45,66	$\Delta g_{xэ}$	47,16	1,497	—
$\Delta g_b$	6,25	$\Delta g_{bэ}$	7,07	0,817	—
$\Delta g_T$	2,94	$\Delta g_{Tэ}$	2,64	—	0,30
$\Delta g_{от}$	32,10	$\Delta g_{отэ}$	35,30	3,230	—
$\Delta g_{м.д}$	15,98	$\Delta g_{м.дэ}$	15,07	—	0,91
			$\Sigma$	9,35	4,259

Определение  $g_{eэ}$  и его составляющих позволит объективно оценить эффективность вводимых для улучшения цикла комбинированного дизеля мероприятий и дать научное объяснение причин такого улучшения. Изложенная методика в принципе пригодна также для двигателей, имеющих иную рабочую характеристику — винтовую, нагрузочную или экономическую.

## 7. Схема оптимизации определяющих параметров цикла комбинированного транспортного дизеля

Предложенные различными исследователями методы математического моделирования режимов работы двигателей внутреннего сгорания базируются на статистическом или термодинамическом методе описания явлений в двигателе или на их сочетании.

В статистическом, более раннем методе, используются обобщенные эмпирические зависимости вида

$$p_e = p_h \eta_e; \quad \eta_e = f(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n), \quad (118)$$

где  $p_h = BQ_h/V_h$  — условное среднее располагаемое давление;  $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$  — определяющие к. п. д. параметры.

Достоинство математической модели в форме (118) — возможность отыскать сравнительно простыми средствами, например методом перебора, оптимальное с точки зрения топливной экономичности сочетание  $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ . Однако математическая модель непригодна для оптимизации рабочего процесса другого двигателя или даже данного двигателя за пределами опыта.

Позже, в работах А. И. Толстова, Т. М. Мелькумова, И. И. Гаврилюка, Д. А. Портнова, Г. Ю. Степанова, И. И. Котляра, Б. И. Иванова, А. С. Эпштейна и других были заложены основы математического моделирования переменных режимов турбопоршневых двигателей. При определении составляющих среднего эффективного давления  $p_{ey} = p_i + p_{н.х} - p_{м.д} + (p_{г.т} - p_n) \eta_p^{\pm 1}$  ими используются эмпирические или полуэмпирические зависимости вида  $p_i = p_h \eta_i$ ;  $p_{н.х} = p_a \mu_{вс} - p_r \mu_{выт}$ ;  $p_{м.д} = a + b C_m^r$ ;  $p_{г.т} = p_{г.т.ад} \eta_T$ ;  $p_n = p_{н.ад} \eta_n$ , где  $\eta_i$  — эмпирическая зависимость для индикаторного к. п. д.;  $\mu_{вс}$ ,  $\mu_{выт}$  — эмпирические коэффициенты для работы наполнения и выталкивания;  $a, b, r$  — эмпирические коэффициенты и показатель степени при средней скорости поршня  $C_m$ ;  $\eta_T = f(U/c)$  — эмпирическая зависимость для к. п. д. турбины;  $\eta_n$  — к. п. д. нагнетателя на его универсальной характеристике.

При нахождении переменных режимов двигателя использовались также теоретические, полуэмпирические или эмпирические зависимости для пропускной способности поршневого двигателя и газовой турбины, а также локальные тепловые балансы элементов комбинированного дизеля. Задачей моделирования являлось отыскание режимов совместной работы поршневого двигателя и смежных систем — газовой турбины, нагнетателя, воздухоохладителя — графоаналитическим методом.

В настоящее время при математическом моделировании режимов работы двигателя используется ЭЦВМ. Однако по мере совершенствования математического описания рабочих процессов в элементах комбинированного дизеля поиск оптимального сочетания определяющих к. п. д. параметров становится все более затруднительным или даже невозможным.

Рассмотрим принципиальную схему оптимизации процессов в комбинированном дизеле (рис. 17). После выбора исходных его параметров можно получить соответствующие варианты номинальных режимов путем их математического или физического модели-

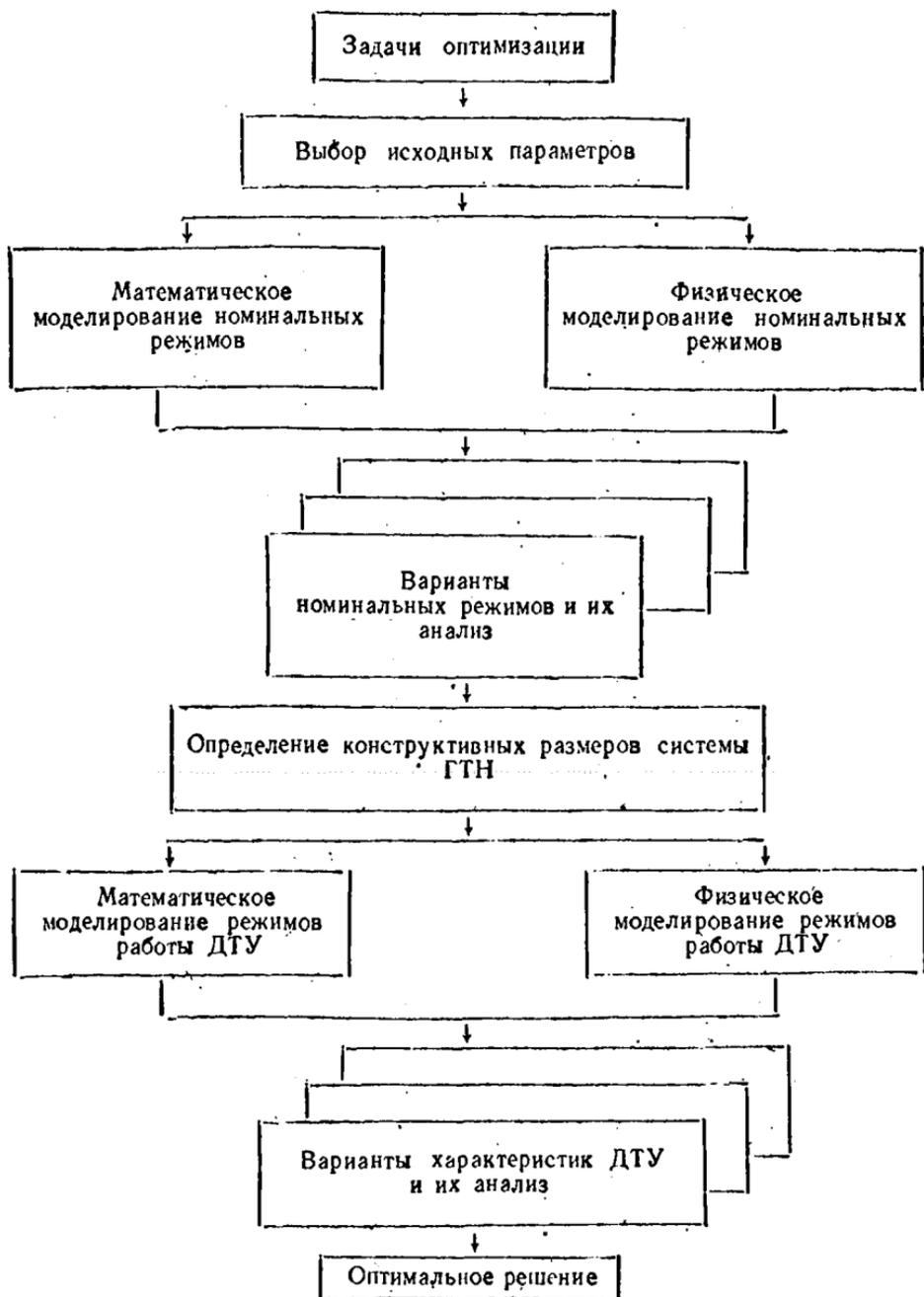


Рис. 17. Принципиальная схема оптимизации термодинамических и конструктивных параметров ДТУ.

рования (например, по методике ХПИ). Для отыскания оптимального решения применяем метод последовательного перебора исходных параметров. Получение оптимального решения на номинальном режиме в этом случае — вопрос времени.

Сложность состоит в том, что оптимальное решение для номинального режима является только предварительным. Чтобы получить окончательное суждение, необходим анализ данных о средне-эксплуатационном расходе топлива в зависимости от исходных параметров. Поэтому следует иметь методики математического или физического моделирования переменных режимов комбинированного дизеля. Однако современный тепловозный двигатель может работать по ограничительной по температуре газов перед турбиной, экономической или даже нагрузочной характеристике, судовой — по винтовой, экономической или даже внешней. Поэтому требуется предварительное построение универсальной характеристики двигателя и отыскание на ней его оптимальной рабочей характеристики. Задача оптимизации определяющих параметров, естественно, становится невыполнимой даже при использовании ЭЦВМ.

Вернуться по форме к уравнению (118) и получить практическую возможность вести термодинамическую оптимизацию цикла комбинированного дизеля позволяет схема, апробированная в ХПИ. Она содержит три последовательных этапа математического планирования исследования.

Как показано на рис. 18, на номинальном режиме проводится первое математическое планирование исследования и моделирование (математическое или физическое) опорных режимов, необходимых в соответствии с планом-матрицей для получения уравнения регрессии [6]

$$y = a_0 + \sum_{i=1}^k a_i x_i + \sum_{i < j} a_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k a_{ii} x_i^2, \quad (119)$$

где, например, при трехфакторном эксперименте  $(\alpha, \beta, \gamma)$   $x_1 = (\alpha - \alpha_0)/\Delta\alpha$ ,  $x_2 = (\beta - \beta_0)/\Delta\beta$ ,  $x_3 = (\gamma - \gamma_0)/\Delta\gamma$ .

В результате исследования уравнения (119) можно получить оптимальные значения определяющих параметров  $\alpha_N$ ,  $\beta_N$ ,  $\gamma_N$ , которые дадут наилучший результат по топливной экономичности на номинальном режиме, если  $y = g_e$ . Попутно как функцию от  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  получим эмпирические зависимости для  $f_k$ ,  $(k_x \bar{F}_x)$ ,  $(k_m \bar{F}_m)$ ,  $f_1$ ,  $f_2$ , которые необходимы при моделировании характеристик двигателя.

На втором этапе оптимизации проводим математическое планирование опорных режимов универсальной характеристики. К уже принятым ранее факторам номинального режима  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  добавляется два новых: мощность двигателя  $N_e$  и частота вращения



Рис. 18. Схема оптимизации определяющих параметров цикла ДТУ.

коленчатого вала  $n$  по характеристике  $x_4 = (N_e - N_{e0})/\Delta N_e$ ,  $x_5 = (n - n_0)/\Delta n$ .

Практика показывает, что вместо мощности  $N_e$  удобнее взять температуру газов после дизеля  $t_T$ : одновременное сочетание требуемых при планировании максимальной мощности и минимальной частоты вращения коленчатого вала невозможно реализовать в случае физического моделирования.

По результатам моделирования опорных режимов универсальной характеристики получим уравнения регрессии вида (119) для

$$N_e = f(\alpha, \beta, \gamma, t_T, n); \quad (120)$$

$$g_e = f(\alpha, \beta, \gamma, t_T, n). \quad (121)$$

Исключив из уравнений (120), (121) параметр  $t_T$ , найдем зависимость

$$g_e = f(\alpha, \beta, \gamma, N_e, n). \quad (122)$$

Уравнение (122) содержит в себе в аналитической форме информацию о семействе универсальных характеристик, которые отличаются друг от друга независимыми параметрами номинального режима  $\alpha, \beta, \gamma$ . Поэтому равенство (122) представляет собой обобщенную универсальную характеристику данного двигателя.

На третьем этапе проводится математическое планирование исследования эксплуатационной экономичности по выбранной рабочей характеристике (122) с учетом времени загрузки двигателя  $\bar{\tau}$  в эксплуатации в зависимости от определяющих параметров  $\alpha, \beta, \gamma$  на номинальном режиме.

По результатам моделирования опорных режимов, соответствующих плану-матрице для номинальных режимов, получим уравнение регрессии

$$g_{e3} = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (123)$$

т. е.  $g_{e3} = f(\alpha, \beta, \gamma)$ .

Зависимость (123), как и (118), позволяет вести исследование на экстремум [6] и найти такое сочетание  $\alpha_3, \beta_3, \gamma_3$ , которое обеспечит наилучший результат по топливной экономичности с учетом условий эксплуатации.

Учитывая оптимальные значения  $\alpha_3, \beta_3, \gamma_3$ , в целях анализа можно воспроизвести при помощи прямого моделирования номинальный режим и рабочую характеристику.

Таковы основные этапы в схеме оптимизации определяющих параметров цикла, позволяющие при использовании ЭЦВМ найти оптимальный рабочий процесс комбинированного дизеля с учетом условий его эксплуатации.

## 8. Энергоэкономический метод анализа эффективности транспортных силовых установок

Решение о целесообразности создания и внедрения новой техники должно приниматься на основании оценки годового экономического эффекта [21]. Поэтому в задачах оптимизации в качестве функции цели может приниматься годовой экономический эффект создания и внедрения нового дизеля в сравнении с базовым.

В целях анализа придадим формуле оценки годового экономического эффекта создания и внедрения одного комбинированного дизеля вид

$$\begin{aligned} \mathcal{E} &= 3_1 \frac{B_2 P_1 + E_n}{B_1 P_2 + E_n} + \frac{(I'_1 - I'_2) - E_n (K'_2 - K'_1)}{P_2 + E_n} - 3_2 = \\ &= \left( 3_1 \frac{B_2 P_1 + E_n}{B_1 P_2 + E_n} - 3_2 \right) + \frac{I'_1 - I'_2}{P_2 + E_n} + \frac{E_n (K'_1 - K'_2)}{P_2 + E_n} = \Delta \mathcal{E}_{\text{изг}} + \Delta \mathcal{E}_{\text{И}} + \Delta \mathcal{E}_{\text{К}}, \end{aligned} \quad (124)$$

где  $3_1$ ,  $3_2$ ,  $B_1$ ,  $B_2$ ,  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $I'_1$ ,  $I'_2$ ,  $K'_1$ ,  $K'_2$ ,  $E_n$ ,  $\Delta \mathcal{E}_{\text{изг}}$ ,  $\Delta \mathcal{E}_{\text{И}}$ ,  $\Delta \mathcal{E}_{\text{К}}$  — по базовому и новому дизелю приведенные затраты, годовые объемы работы, доли отчислений от балансовых стоимостей на полное восстановление (реновацию), годовые эксплуатационные издержки потребителя, сопутствующие в эксплуатации капитальные вложения потребителя, нормативный коэффициент эффективности и соответственно экономия по новому дизелю в сравнении с базовым при изготовлении, текущих издержках эксплуатации и отчислениях от сопутствующих капитальных вложений.

Издержки в эксплуатации по дизелю можно представить, например, как сумму затрат на топливо, масло, текущий и капитальный ремонты:

$$И = 3_{\text{топ}} + 3_{\text{м}} + 3_{\text{тр}} + 3_{\text{кр}}. \quad (125)$$

Затраты на топливо

$$3_{\text{топ}} = B_{\text{чз}} t \text{Ц}_{\text{T}}, \quad (126)$$

где  $B_{\text{чз}}$ ,  $t$ ,  $\text{Ц}_{\text{T}}$  — среднеэксплуатационный часовой расход топлива, время эксплуатации силовой установки за год, цена единицы топлива.

С учетом поузловых потерь работоспособности в комбинированном дизеле

$$B_{\text{чз}} = \sum N_e \bar{\tau} g_e / \sum \bar{\tau} = [\sum N_e \bar{\tau} (g_e + \Delta g_n + \dots + \Delta g_{\text{м.д}})] / \sum \bar{\tau} =$$

$$= B_э + B_n + B_{хл} + B_s + B_w + B_x + B_v + B_T + B_{0T} + B_{м.д}, \quad (127)$$

где  $B_э, B_n, B_{хл}, B_s, B_w, B_x, B_v, B_T, B_{0T}, B_{м.д}$  — доли средне-эксплуатационного часового расхода топлива, эквивалентные мощности комбинированного дизеля и соответствующим поузловым потерям эксергии.

Уравнения (125), (126), (127) позволяют получить следующую структуру издержек в эксплуатации, учитывающую особенности рабочего процесса исследуемого комбинированного дизеля:

$$И = З_э + З_n + З_{хл} + З_s + З_w + З_x + З_v + З_T + З_{0T} + \\ + З_{м.д} + З_m + З_{тр} + З_{кр}. \quad (128)$$

Имея составляющие издержек в эксплуатации для базового и нового дизеля (128), можно раскрыть причины экономии потребителя на текущих издержках в эксплуатации:

$$\Delta Э_{И} = \Delta Э_э + \Delta Э_n + \Delta Э_{хл} + \Delta Э_s + \Delta Э_w + \Delta Э_x + \Delta Э_v + \Delta Э_T + \\ + \Delta Э_{0T} + \Delta Э_{м.д} + \Delta Э_m + \Delta Э_{тр} + \Delta Э_{кр}. \quad (129)$$

Уравнения (124), (129) в целях анализа дают такую структуру годового экономического эффекта создания и внедрения одного нового комбинированного дизеля по сравнению с базовым:

$$\mathcal{E} = \Delta Э_{изг} + \Delta Э_э + \Delta Э_n + \Delta Э_{хл} + \Delta Э_s + \Delta Э_w + \Delta Э_x + \Delta Э_v + \\ + \Delta Э_T + \Delta Э_{0T} + \Delta Э_{м.д} + \Delta Э_m + \Delta Э_{тр} + \Delta Э_{кр} + \Delta Э_{к}. \quad (130)$$

В уравнении (130) соединились энергетические и стоимостные категории в одном методе сравнительного анализа комбинированных транспортных дизелей с учетом особенностей их рабочих процессов и условий эксплуатации.

В ряде стран — СССР, США, ГДР, ФРГ, Польше — получает распространение термозкономический метод, объединяющий в себе возможности термодинамического и технико-экономического методов анализа [4]. В термозкономическом методе в основе лежит баланс эксергии, а затраты относятся к единице, вводимой в силовую установку эксергии. Поэтому, чтобы отличить рассмотренный нами метод от термозкономического, он назван энергоэкономическим.

Использование в качестве функции цели уравнения (130) имеет ряд преимуществ: во-первых, это наиболее общий критерий оптимизации, во-вторых, составляющие годового экономического эффекта позволяют дать научное объяснение причин экономии или убытка от замены базового двигателя новым; в-третьих, составляющие годового экономического эффекта позволяют вскрыть резервы дальнейшего улучшения показателей создаваемого дизеля, указать в технологической цепочке создания и эксплуатации нового дизеля конкретное их место, а значит, наметить конкретную программу реализации вскрытых резервов.

### Глава 3. ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОМЫШЛЕННЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ

#### 1. Оптимизация определяющих параметров номинального режима перспективных судовых дизелей\*

В табл. 4 приведены основные показатели семейства судовых дизелей типа ЧН 26/34: главных судовых (ГС) с цилиндровой мощностью 147 и 184 кВт при частоте вращения коленчатого вала 600 об/мин и двигателя для дизель-генератора (ДГ) с цилиндровой мощностью 147 кВт при частоте вращения коленчатого вала 750 об/мин.

Таблица 4

Исходные параметры семейства судовых дизелей

Параметр	$p_e 10^2$ кПа			Параметр	$p_e 10^2$ кПа		
	13,0	16,3	20,4		13,0	16,3	20,4
$N_{ед}$ кВт	147	147	184	$\eta_{v_s}$	0,974	0,979	0,972
$n$ об/мин	750	600	600	$\sigma$	0,073	0,082	0,129
$p_s 10^2$ кПа	2,45	2,75	3,14	$p_a 10^2$ кПа	80,4	88,5	91,1
$t_s$ °C	60	60	60	$p_z 10^2$ кПа	113,0	118	123
$\varepsilon$	12,5	12,5	11,7	$\lambda$	1,4	1,33	1,35
$p_T 10^2$ кПа	2,16	2,45	2,65	$\eta_i$	0,486	0,476	0,462
$t_T$ °C	511	515	562	$p_i 10^2$ кПа	16,0	19,0	23,3
$\alpha_v$	45	45	45	$p_{н. х} 10^2$ кПа	-0,253	-0,098	-0,013
$\psi^\circ$	100	100	100	$p_{мд} 10^2$ кПа	2,7	2,59	2,85
$\alpha_e$	45	45	45	$\eta_m$	0,818	0,858	0,876
$\alpha$	2,24	2,08	1,87	$\eta_e$	0,398	0,409	0,405
$\alpha_e$	2,41	2,26	2,14	$g_e$ г/кВт·ч	212,0	206,6	207,9

Над созданием этих двигателей работают специалисты машиностроительного завода им. 25 Октября, ЦНИДИ и ХПИ имени В. И. Ленина. Приводимые в таблице исходные показатели являются оптимальными, так как при выбранных ограничениях они обеспечивают наименьшие удельные эффективные расходы топлива.

\* Работа выполнена совместно с инж. Б. Л. Гоцкало.

При поиске оптимального решения использован графоаналитический метод, состоящий из следующих этапов:

1) физическое моделирование опорных режимов комбинированного дизеля на опытном одноцилиндровом двигателе 1СН26/34 в соответствии с планом-матрицей математического планирования исследования;

2) определение коэффициентов уравнения регрессии и данных, необходимых для построения линий равных удельных эффективных расходов топлива и ограничивающих параметров;

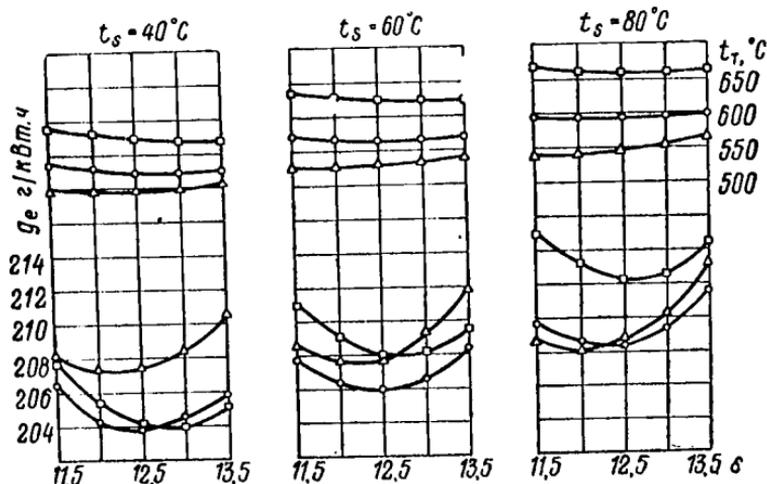


Рис. 19. Выбор оптимальных значений  $\epsilon$ ,  $p_s$ :

—□—□—  $p_s = 2,35 \cdot 10^2$  кПа; —○—○—  $p_s = 2,75 \cdot 10^2$  кПа; —△—△—  
 $p_s = 3,14 \cdot 10^2$  кПа;  $p_l = 16,3 \cdot 10^2$  кПа;  $n = 600$  об/мин;  $\psi = 100^\circ$  п. к. в.;  
 $p_z = 118 \cdot 10^2$  кПа;  $N_{e\mu} = 147$  кВт.

3) анализ графического материала и определение оптимальных или рациональных взаимосвязанных исходных термодинамических и конструктивных параметров.

Как отмечалось, для двигателя с автономным турбокомпрессором  $\eta_e = f(\epsilon, p_s, t_s, \psi, \alpha_v^0, \alpha_e^0)$ . При неизменных фазах газораспределения и ограничении по максимальному давлению цикла требуется найти оптимальное сочетание  $\epsilon$ ,  $p_s$ ,  $t_s$ .

Практика исследования показывает, что для поиска наилучшего сочетания трех факторов удобно провести графическое сопоставление результатов, например, по удельному эффективному расходу  $g_e$  и температуре газов перед турбиной  $t_T$ , как показано на рис. 19. Из рисунка видно, что минимальные удельные эффективные расходы топлива при минимальных температурах газов перед турбиной можно получить в случае, если  $t_s = 40^\circ\text{C}$ . Обеспе-

чить такие низкие значения  $t_s$  в случае промежуточного охлаждения воздуха, сжатого в нагнетателе до  $p_s = (2,35 \div 2,75) \cdot 10^2$  кПа, трудно даже на судовом двигателе. При реальных значениях  $t_s = 60^\circ\text{C}$  оптимальными являются степень сжатия (12,5) и давление перед впускными клапанами ( $2,75 \cdot 10^2$  кПа). Рис. 20, а подтверждает этот вывод, а рис. 20, б позволяет отметить в качестве оптимального коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 2,0 \div 2,08$ .

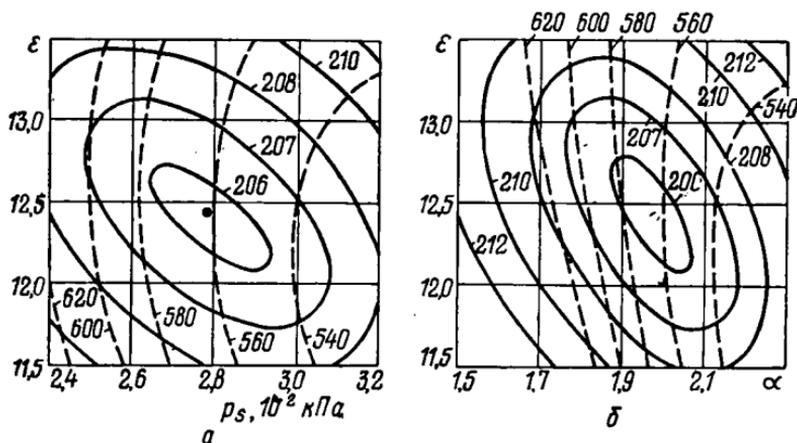


Рис. 20. К выбору оптимальных  $\epsilon$ ,  $p_s$ .

На рис. 21 даны основные показатели двигателя при  $p_s = 2,75 \cdot 10^2$  кПа,  $t_s = 60^\circ\text{C}$  и изменении степени сжатия  $\epsilon$ .

С повышением  $\epsilon$  растет термодинамический к. п. д. цикла, повышается индикаторный к. п. д.  $\eta_i$ . Однако в случае  $p_z = \text{const}$  с повышением  $\epsilon$  уменьшается степень повышения давления при сгорании  $\lambda$ . Это уменьшает  $\eta_i$ . Противоположный характер влияния  $\epsilon$ ,  $\lambda$  на  $\eta_i$  обеспечивает максимум индикаторного к. п. д. при  $\epsilon = 12,5$ . Максимальное значение  $\eta_i$  обеспечивает максимальное значение эффективного к. п. д.  $\eta_e$ . Такова качественная картина явления.

На рис. 22 показаны поузловые потери эксергии для рассматриваемого случая. Характер изменения эффективного к. п. д. определяет в основном относительное изменение анергии  $\delta_x$  теплоты, подводимой к рабочему телу при горении, так как  $\eta_e = 1 - q_2 = 1 - \delta_H - \delta_{xл} - \delta_s - \delta_{\omega} - \delta_x - \delta_B - \delta_T - \delta_{OT} - \delta_{м.д.}$

Итак, при различных степенях сжатия качество подводимой к рабочему телу теплоты различно. Это объясняется следующим. Постоянство максимального давления цикла  $p_z$  при повышении  $\epsilon$  достигалось уменьшением угла опережения подачи топлива. Однако «перемещение» закона сгорания на линию расширения было

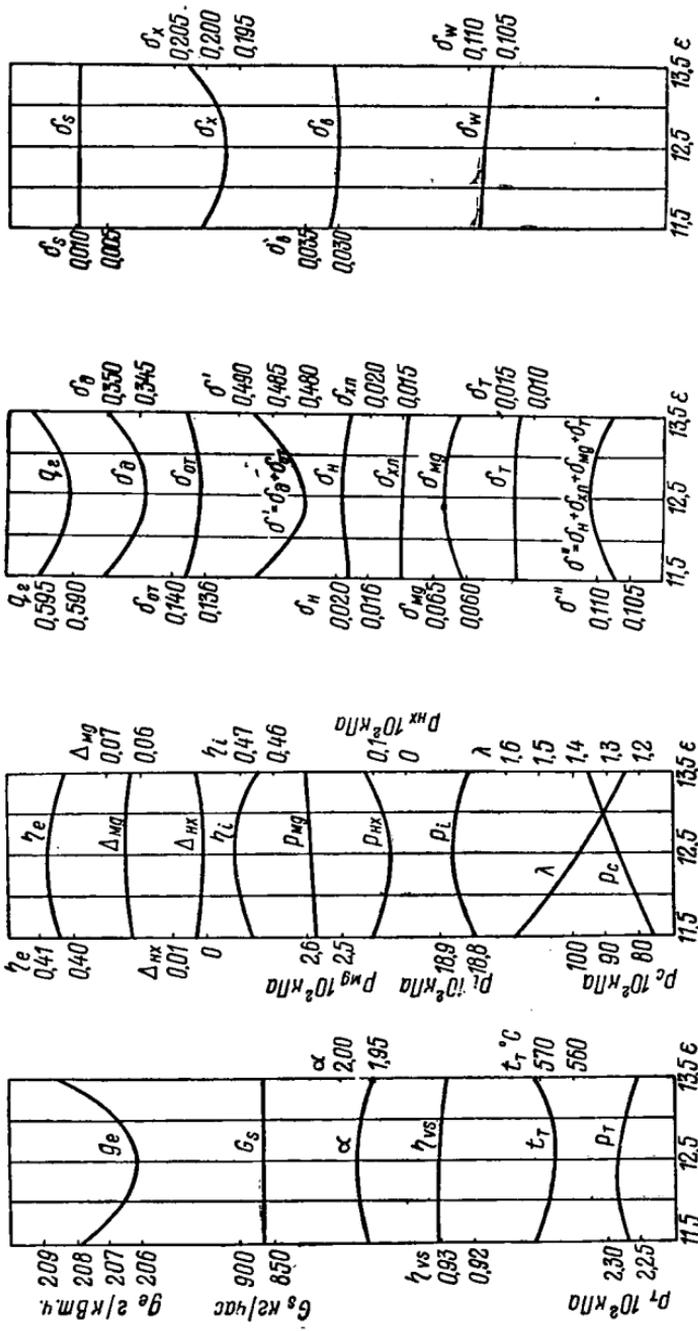


Рис. 21. Основные показатели цикла в зависимости от  $\epsilon$  при  $p_s = 2,75 \cdot 10^2$  кПа,  $t_s = 60^\circ\text{C}$ ,  
 Рис. 22. Поузловые потери эксергии в зависимости от  $\epsilon$ .

полезным только до определенного, оптимального значения  $\epsilon$ , пока «перемещение» сопровождалось повышением текущей температуры цикла. Последнее вызывало повышение температуры в конце сжатия с ростом  $\epsilon$  и уменьшением энергии теплоты топлива  $\delta_x$ . После  $\epsilon = 12,5$  «перемещение» закона сгорания на линию расширения уже сопровождается уменьшением текущих

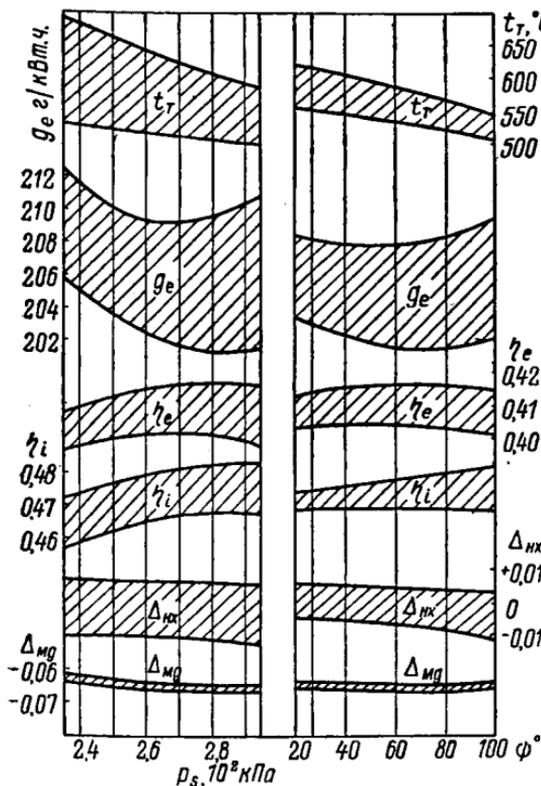


Рис. 23. Изменение основных показателей судового дизеля 1 ЧН 26/34 в зависимости: а — от  $p_s$  при изменении  $\psi^a$ ,  $\alpha_e^a$ ,  $\alpha_v^a$ ; б — от  $\psi^b$  при  $p_s = 2,75 \cdot 10^2$  кПа и изменении  $\alpha_e^b$ ,  $\alpha_v^b$ .

панов  $\alpha_e^0 = \text{var}$ , момент закрытия впускных клапанов  $\alpha_v^0 = \text{var}$ . Если имеем уравнение регрессии, например для  $g_e = f(p_s, \psi, \alpha_e^0, \alpha_v^0)$ , можно применить в случае отыскания оптимальных значений варьируемых параметров метод последовательного исключения факторов.

температур цикла на участке сгорания при существенно увеличенных объемах цилиндра и увеличением энергии теплоты топлива  $\delta_x$ .

Потери эксергии  $\delta_n$ ,  $\delta_{хл}$ ,  $\delta_{м.д.}$ ,  $\delta_T$  действуют в сторону ухудшения к. п. д. при оптимальной степени сжатия, но их влияние незначительно. Потери эксергии  $\delta_s$ ,  $\delta_b$ ,  $\delta_w$  при изменении  $\epsilon$  не влияют на к. п. д. Такова количественная картина явления.

Описанный графоаналитический метод отыскания наилучшего сочетания трех факторов путем сопоставления на трех графиках критериев оптимизации не пригоден, если число факторов четыре или более.

На рис. 23, 24 показан графоаналитический прием определения оптимальных исходных параметров при четырехфакторном эксперименте: давление  $p_s = \text{var}$ , перекрытие клапанов  $\psi = \text{var}$ , момент открытия выпускных кла-

Если последовательно фиксировать  $p_s$  и варьировать остальные исходные параметры  $\psi$ ,  $\alpha_e^0$  и  $\alpha_V^0$  в заданном диапазоне их изменения, получим поле значений  $g_e$  или других величин (рис. 23, а). Принимая во внимание тенденции поля результатов, зафиксируем в качестве оптимального  $p_s = 2,75 \cdot 10^2$  кПа. Это первый шаг оптимизации.

На втором шаге (рис. 23, б) при  $p_s = 2,75 \cdot 10^2$  кПа исследуем поле  $g_e$  в зависимости от  $\psi$  ( $\alpha_e^0 = \text{var}$ ,  $\alpha_V^0 = \text{var}$ ). По наблюдаемым тенденциям в изменении  $g_e$  оптимальным является перекрытие клапанов  $\psi = 40 \div 60^\circ$  п. к. в. Для дальнейшего исследования выбираем  $\psi = 100^\circ$  п. к. в., которое обеспечит интенсивную продувку, пониженные температуры газов перед турбиной при практически неизменном  $g_e$ .

На третьем шаге (рис. 24, а) при  $p_s = 2,75 \cdot 10^2$  кПа  $\psi = 100^\circ$  п. к. в.,  $\alpha_V^0 = \text{var}$  в качестве оптимального можно зафиксировать  $\alpha_e^0 = 45^\circ$  п. к. в. до н. м. т.

На четвертом шаге при зафиксированных значениях  $p_s$ ,  $\psi$ ,  $\alpha_e^0$  строим графики основных показателей дизеля в зависимости от  $\alpha_V^0$ . В этом случае оптимум по  $g_e$  не обнаруживается, даже если  $\alpha_V^0 = 80-90^\circ$  п. к. в. после н. м. т. (эффект Миллера). Однако выигрыш по  $g_e$  незначителен, и с учетом технологических преимуществ для кулачков газораспределения выбираем  $\alpha_V^0 = 45^\circ$  п. к. в. после н. м. т.

Аналогичным образом определяем оптимальное сочетание исходных параметров номинального режима других модификаций рассматриваемого судового дизеля.

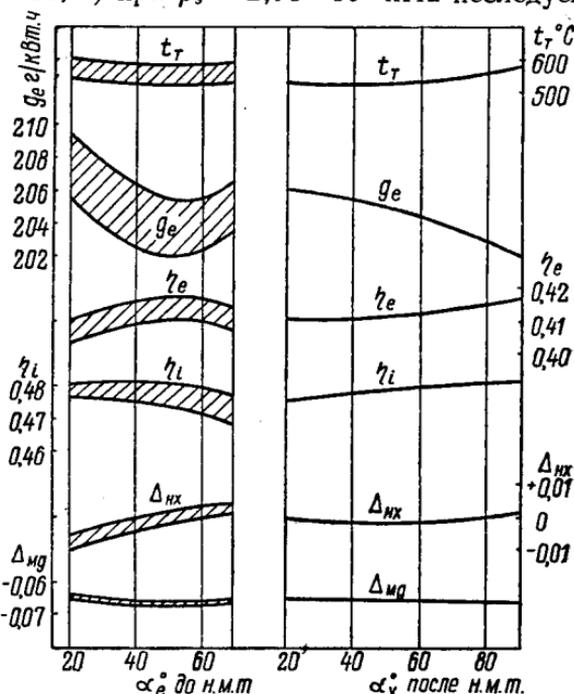


Рис. 24. Изменение основных показателей судового дизеля 14Н 26/34 в зависимости: а — от  $\alpha_e^0$  при  $p_s = 2,75 \cdot 10^2$  кПа,  $\psi^0 = 100^\circ$  п. к. в. и изменении  $\alpha_V^0$ ; б — от  $\alpha_V^0$  при  $p_s = 2,75 \cdot 10^2$  кПа,  $\psi^0 = 100^\circ$  п. к. в.,  $\alpha_e^0 = 45^\circ$  до н. м. т.

Для объяснения результатов минимизации относительной теплоты топлива  $q_2$ , отдаваемой в окружающую среду от теплового двигателя, и эффективного к. п. д.  $\eta_e$ , зависящего от среднего эффективного давления  $p_e$ , необходимо определить поузловые потери эксергии в комбинированных судовых дизелях (рис. 25).

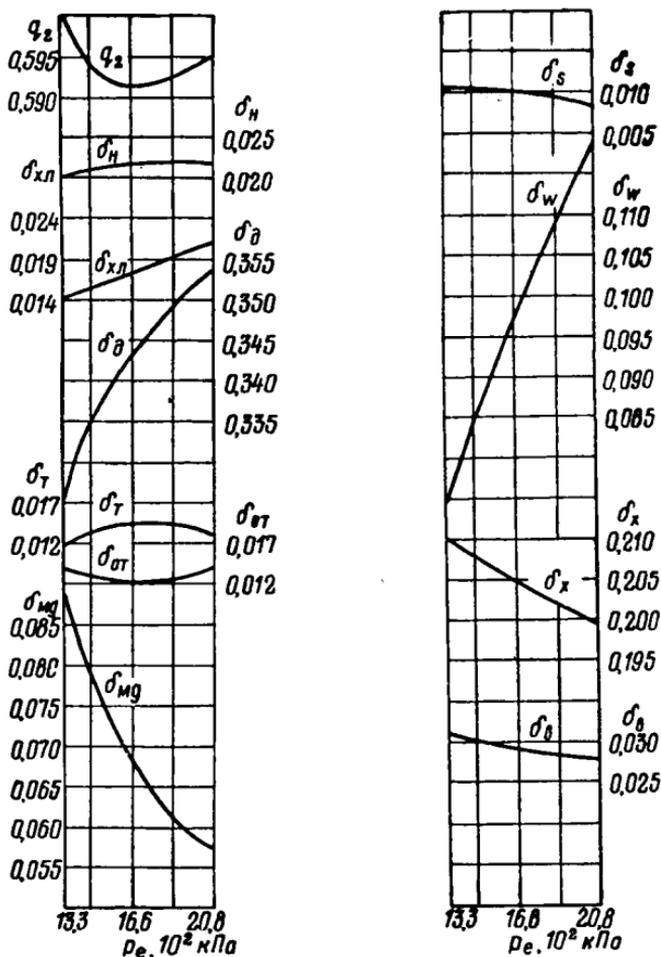


Рис. 25. Основные тенденции к изменению составляющих к. п. д. при форсировании комбинированного дизеля по  $p_e$ .

Уменьшение  $q_2$  (и повышение  $\eta_e$ ) при форсировании дизеля по  $p_e$  от  $13 \cdot 10^2$  до  $16,3 \cdot 10^2$  кПа — результат в основном уменьшения доли потерь в механизмах двигателя  $\delta_{м.д.}$ . Происходит это вследствие уменьшения быстроходности от  $n = 750$  до  $n = 600$  об/мин.

Уменьшение  $q_2$  при этом менее интенсивное, чем падение  $\delta_{м.д.}$ , так как растут одновременно потери эксергии по дизелю  $\delta_d$  вследствие значительного увеличения отвода эксергии  $\delta_w$  с теплотой, передаваемой от газов в стенки с понижением быстроходности.

Дальнейшее форсирование дизеля по среднему эффективному давлению сопровождается некоторым ухудшением топливной экономичности в связи с интенсивным ростом потерь эксергии по дизелю  $\delta_d$ , обусловленным увеличением  $\delta_w$ . Рост потерь эксергии при теплообмене между рабочим телом и стенками обусловлен значительным ростом текущих температур цикла из-за понижения коэффициента избытка воздуха от  $\alpha = 2,08$  до  $\alpha = 1,87$ .

Выбор оптимальных определяющих параметров перспективных судовых дизелей на номинальной режиме является предварительным. До принятия окончательного решения необходимо учесть условия эксплуатации этих дизелей.

## 2. Энергоэкономический анализ показателей судовых дизелей

На рис. 26 показаны совмещенные универсальные характеристики перспективного судового дизеля 6ЧН26/34 с цилиндровой мощностью 147 кВт при различных исходных углах перекрытия клапанов  $\psi$ . Универсальные характеристики получены по результатам физического моделирования нагрузочных характеристик этого двигателя на одноцилиндровом опытном отсеке.

При рассмотрении совмещенных характеристик можно отметить следующее: 1) от  $n = 600$  до  $n = 400$  об/мин по уровню топливной экономичности перекрытие клапанов  $\psi = 100^\circ$  п. к. в. выгоднее перекрытия  $\psi = 20^\circ$  п. к. в.; 2) при  $\psi = 100^\circ$  п. к. в. граница предельной температуры газов перед турбиной  $t_7$  отстоит дальше; 3) винтовая характеристика создаваемого дизеля лежит практически в зоне экономической характеристики.

Исследование показало, что введение продувки снижает температуру поршня. Ее уровень в зоне верхнего поршневого кольца составляет  $140^\circ\text{C}$ . Продувка существенно снижает также температуру выпускных газов. Температура выпускных клапанов при этом понижается на  $40\text{--}60^\circ\text{C}$ .

Наличие винтовых характеристик позволяет провести технико-экономический анализ показателей создаваемого судового дизеля в зависимости от определяющих параметров цикла.

На рис. 28 показана зависимость среднеэксплуатационного удельного эффективного расхода топлива на установившихся режимах от угла перекрытия клапанов и коэффициента использования мощности  $g_{es} = f(\psi, k_N)$ . При определении  $k_N$  реальные

законы загрузки судовых дизелей подобного класса  $N_e = f(\tau)$  заимствованы из работы [1]. Зависимость  $g_{e3} = f(\psi, k_N)$  показывает, что нет необходимости в дальнейшем технико-экономическом анализе. Выбор же в качестве рационального  $\psi = 100^\circ$  п. к. в. с учетом температурного состояния деталей является оправданным.

На рисунке приведена зависимость  $g_{e3} = f(p_s, k_N)$ . При высоких  $k_N$ , как и для номинального режима, оптимальным является давление  $p_s = 2,75 \cdot 10^2$  кПа. При малых  $k_N$  диа-

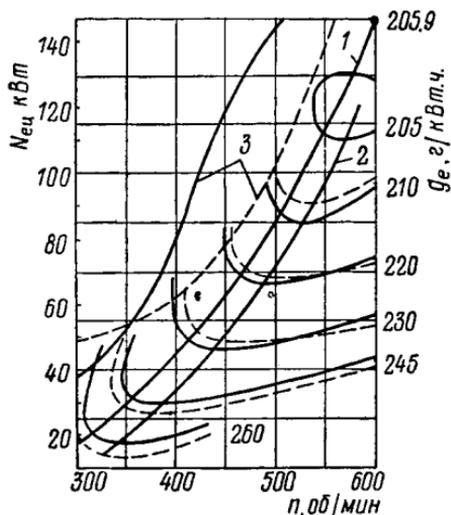


Рис. 26. Совмещенные универсальные характеристики нового судового дизеля: —  $\psi^\circ = 100^\circ$  п. к. в.; - - -  $\psi^\circ = 20^\circ$  п. к. в.:

1 — винтовая характеристика; 2 — экономическая характеристика; 3 — ограничительная по температуре фазов перед турбиной характеристик.

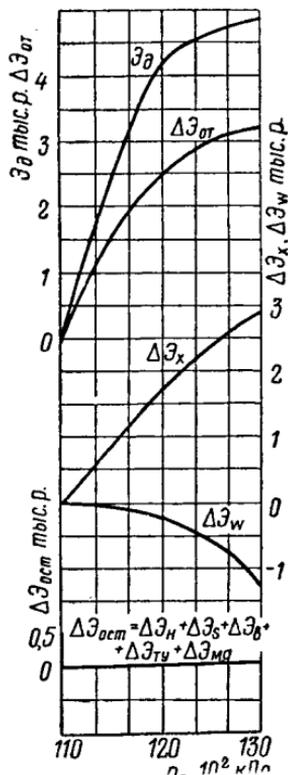


Рис. 27. Зависимость экономического эффекта и его составляющих от рабочего процесса комбинированного дизеля.

пазон исходных давлений наддува  $p_s = (2,75 \div 2,94) \cdot 10^2$  кПа является практически равноценным. На рис. 28 показана также зависимость  $g_{e3} = f(p_s, K_N)$ . Величина  $K_N$  не влияет на выбор рациональной исходной величины максимального давления цикла практически. Попробуем оценить экономический эффект создания и внедрения в народное хозяйство нового дизеля в зависимости от максимального давления цикла.

В табл. 5 приведены данные технико-экономического анализа влияния исходного максимального давления цикла в дизеле 6ЧН26/34. Как видно из таблицы, повышение максимального давления цикла уменьшает среднеэксплуатационный удельный эффективный расход топлива, уменьшает издержки в эксплуатации. Экономический эффект от внедрения такого двигателя на транспорте возрастает с увеличением максимального давления

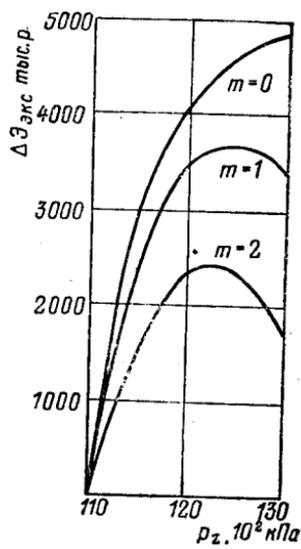
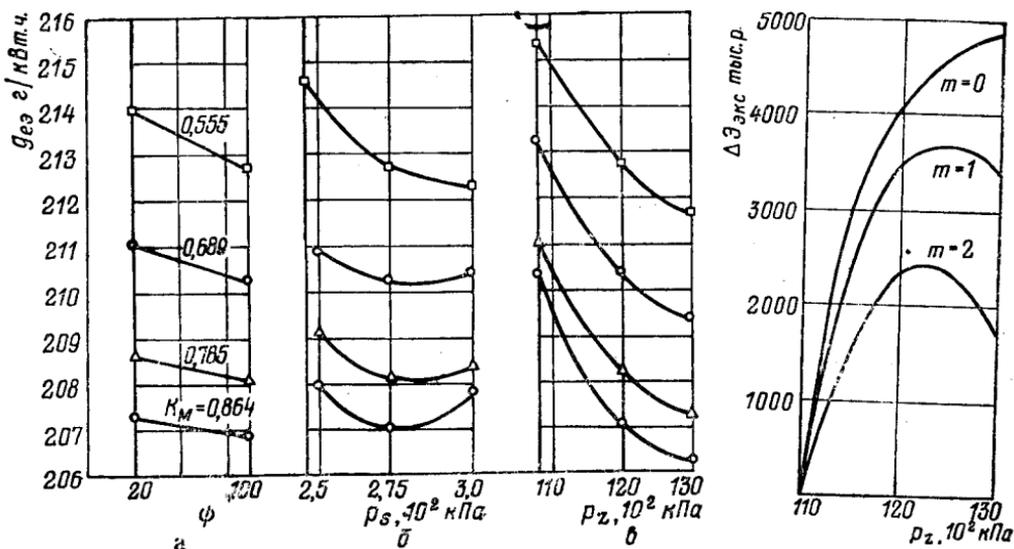


Рис. 28. Зависимости  $g_{ez} = f(\psi, k_N)$ ,  $g_{ez} = f(p_s, k_N)$ ,  $g_{ez} = f(p_z, k_N)$  для судового дизеля 6ЧН26/34.

Рис. 29. Зависимость экономического эффекта в эксплуатации от максимального давления цикла.

цикла. Табл. 6 позволяет раскрыть причины этого через рабочий процесс судового дизеля и поузловые потери эксергии. Из таблицы видно, что с повышением максимального давления цикла потери эксергии по нагнетателю, воздухоохладителю, при наполнении, при выпуске, по турбине и в механизмах двигателя практически не изменяются, процесс сгорания идет ближе к верхней мертвой точке. Последнее является причиной увеличения температуры цикла и, естественно, уменьшения доли теплоты топлива, переходящей в энергию на участке сгорания, и ее топливного эквивалента  $\Delta g_x$ . С повышением максимального давления цикла и улучшением процессов преобразования теплоты топлива в работу уменьшается температура газов за

дизелем и соответственно за турбиной. Это уменьшает эксергию, уносимую отработавшими в турбине газами, и ее топливный эквивалент  $\Delta g_{от}$ . Однако с повышением максимального давления

Таблица 5  
Технико-экономический анализ влияния исходного максимального давления цикла дизеля 6ЧН26/34

Показатели	$p_2 \cdot 10^2$ кПа		
	108	118	128
Номинальная мощность $N_e$ , кВт	883	883	883
Частота вращения вала $n$ , об/мин	600	600	600
Коэффициент загрузки дизеля $k_N$	0,864	0,864	0,864
Среднеэксплуатационная мощность $N_{es}$ , кВт	763	763	763
Среднеэксплуатационный удельный эффективный расход топлива $\rho_{es}$ , г/кВт·ч	210,4	207,0	206,4
Годовые затраты на топливо $Z_T$ , руб.	60 186	59 214	59 059
Годовые затраты на масло $Z_m$ , руб.	3110	3110	3110
Годовые затраты на текущий ремонт $Z_{тр}$ , руб.	990	990	990
Годовые затраты на капитальный ремонт $Z_{кр}$ , руб.	868	868	868
Суммарные издержки в эксплуатации $\bar{u}$ , руб.	65 154	64 182	64 027
Экономия потребителя в эксплуатации $\Delta H$ , руб.	—	972	1127
Народнохозяйственный эффект по дизелю $\Delta_d$ , руб.	—	4166	4831

цикла увеличиваются потери теплоты топлива от газов в стенки, увеличивается отвод эксергии этой теплоты, растет ее топливный эквивалент  $\Delta g_w$ , что снижает экономический эффект от повышения максимального давления цикла. Описанные тенденции отражаются в соответствующих стоимостных эквивалентах потерь эксергии (табл. 6) и составляющих экономического эффекта (рис. 27).

Для получения топливной экономичности максимальное давление цикла выгодно повышать от  $108 \cdot 10^2$  до  $128 \cdot 10^2$  кПа. Затраты на текущие и капитальные ремонты при всех  $p_2$  приняты неизменными так как их зависимость от максимального давления цикла отсутствует (см. табл. 5). Видимо, с повышением максимального давления цикла затраты на ремонты все же должны расти. Это может повлиять на выбор целесообразной величины

максимального давления цикла. Нами проведены оценочные расчеты, в которых для определения затрат на текущие и капитальные ремонты использована зависимость  $Z_{тр} = Z_{тр.о} (p_z/p_{z0})^m$ ,  $Z_{кр} = Z_{кр.о} (p_z/p_{z0})^m$ , где  $Z_{тр.о}$ ,  $Z_{кр.о}$  — затраты на исходном режиме. Показатель степени  $m$  при оценке последовательно принимается равным 0; 1; 2.

Таблица 6

Топливные и стоимостные эквиваленты потерь эксергии  
в зависимости от  $p_z$

Показатели	$p_z \cdot 10^2$ кПа		
	108	118	128
<b>Топливный эквивалент, г/кВт·ч</b>			
по нагнетателю $\Delta g_n$	3,57	3,53	3,53
по воздухоохладителю $\Delta g_{хл}$	2,68	2,65	2,65
при наполнении $\Delta g_s$	2,01	2,01	2,00
при выпуске $\Delta g_b$	6,26	6,17	6,14
при горении топлива $\Delta g_x$	41,8	40,4	39,4
при отводе теплоты в стенки $\Delta g_w$	25,1	25,3	26,2
при расширении в турбине $\Delta g_T$	2,47	2,49	2,5
при отводе теплоты с отработавшими газами $\Delta g_{ог}$	28,3	24,9	25,7
в механизмах двигателя $\Delta g_{м.д}$	13,97	14,0	14,0
<b>Стоимостный эквивалент, руб.</b>			
по нагнетателю $Z_n$	1022,5	1010,9	1010,9
по воздухоохладителю $Z_{хл}$	765,9	758,2	758,2
при наполнении $Z_s$	575,4	575,4	572,0
при выпуске $Z_b$	1792,4	1765,2	1757,4
при горении топлива $Z_x$	11971	11 555	11 283
при отводе теплоты в стенки $Z_w$	7192,8	7243,3	7484,4
при расширении в турбине $Z_T$	707,6	711,5	715,4
при отводе теплоты с отработавшими газами $Z_{ог}$	8102,6	7515,5	7355,1
в механизмах двигателя $Z_{м.д}$	3996,9	4004,6	4004,6

В табл. 7 и на рис. 29 приведены результаты оценки экономического эффекта. Видно, что достоверность вывода зависит от достоверности зависимости для  $Z_{тр}$ ,  $Z_{кр}$ .

С повышением максимального давления цикла, возможно, потребуются также проведение мероприятий по повышению надеж-

ности конструкции двигателя, которые вызовут изменение стоимости двигателя. Таким образом, если в качестве критерия оптимизации выбрать экономический эффект от создания и внедрения нового дизеля, необходимо при этом располагать не только данными об изменении топливной экономичности в зависимости от определяющих параметров цикла, но и достоверными данными по всем другим составляющим  $\Delta \mathcal{E}_{\text{изг}}$ ,  $\Delta \mathcal{E}_{\text{экс}}$ .

Таблица 7

Экономический эффект в эксплуатации в зависимости от максимального давления цикла и затрат на ремонты двигателя

Затраты и эффект, руб.	$p_2 = 108$ $10^3$ кПа	$(p_{22}/p_{21})^0$		$(p_{22}/p_{21})^1$		$(p_{22}/p_{21})^2$	
		118	128	118	128	118	128
$Z_T$	60 186	59 214	59 059	59 214	59 059	59 214	59 059
$Z_M$	3 110	3 110	3 110	3 110	3 110	3 110	3 110
$Z_{\text{тр}}$	990	990	990	1 079	1 170	1 176	1 383
$Z_{\text{кр}}$	868	868	868	946	1 026	1 124	1 213
И	65 154	64 182	64 027	64 349	64 365	64 624	64 765
$\Delta \text{И}$	—	972	1 127	805	789	530	389
$\mathcal{E}_{\text{экс}}$		4 166	4 831	3 450	3 382	2 272	1 667

Для среднеоборотных судовых дизелей с автономным турбокомпрессором при учете загрузки дизеля в эксплуатации оптимизация исходных параметров цикла на номинальном режиме является определяющей.

### 3. Оптимальное отношение мощности силовой турбины к мощности дизеля в тепловозном двигателе с форсажной камерой \*

Рассмотрим особенности рабочего процесса тепловозного дизеля 16ЧН25/27 (заводская марка ДТУ-70) при его форсировании по среднему эффективному давлению до  $p_e = 23,8 \cdot 10^2$  кПа в целях обеспечения агрегатной мощности 4416 кВт. Попытка решить задачу в этом двигателе с автономным турбокомпрессором путем соответствующего повышения давления наддува к цели не приводила в связи со значительным ухудшением всех показателей его эксплуатационной характеристики.

\* Работа выполнена совместно с аспирантом А. И. Губиным.

Улучшения топливной экономичности можно достичь путем установки приводного турбоагрегата с силовой турбиной. В табл. 8 приведены результаты оценки показателей перспективного дизеля с силовой турбиной. Из таблицы видно, что при  $\alpha = 2,1$ ;  $p_T/p_s = 1,2$ ;  $N_{ст}/N_{ед} = 0,21$  и выше достигается приемлемая топливная экономичность, однако уровень необходимых давлений наддува — выше освоенных промышленностью.

Таблица 8  
Оценка показателей перспективного дизеля с силовой турбиной  
(математическое моделирование)

Показатели	$p_T/p_s$							
	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
$N_{ey}$ , кВт	4404	4420	4418	4423	4419	4417	4413	4417
$N_{ед}$ , кВт	4085	3934	3827	3720	3663	3528	3450	3255
$N_{ст}$ , кВт	319	488	591	704	800	888	967	1070
$\eta_{ey}$	0,3787	0,3880	0,4028	0,4099	0,4160	0,4200	0,4226	0,4237
$\eta_{ед}$	0,3512	0,3454	0,3490	0,3449	0,3406	0,3358	0,3298	0,3212
$\Delta_{ст}$	0,0274	0,0426	0,0538	0,0650	0,0755	0,0842	0,0928	0,1025
$g_p$	208,7	208,5	202,9	201,4	199,6	198,4	197,6	197,6
г/кВт·ч								
$g_{ey}$	224,5	219,2	211,2	207,5	204,4	201,1	201,3	200,7
г/кВт·ч								
$p_s 10^2$ кПа	4,398	4,323	4,197	4,152	4,118	4,104	4,105	4,12
$p_T 10^2$ кПа	3,514	3,894	4,198	4,571	4,944	5,336	5,748	6,177
$t_T$ °C	718	722	713	715	715	717	721	727
$B$ г	1,792	1,756	1,691	1,663	1,637	1,621	1,611	1,605
$p_c 10^2$ кПа	135,7	133,6	129,6	128,1	126,9	126,4	126,4	126,6
$p_z 10^2$ кПа	143,2	141,3	141,0	140,8	141,1	141,7	142,3	142,5
$\lambda$	1,056	1,056	1,087	1,098	1,111	1,121	1,126	1,125
$N_{ст}/N_{ед}$	0,0780	0,1240	0,1544	0,1892	0,2184	0,2518	0,2803	0,3201

Специалисты завода им. В. А. Малышева предложили идею — поставить после поршневого двигателя в его выпускном коллекторе форсажную камеру, которая позволит поднять температуру выпускных газов за счет дополнительной порции топлива от  $t_T = 650^\circ\text{C}$  до  $t_\phi = 900^\circ\text{C}$ . При этом повысится мощность силовой турбины, разгрузится поршневой двигатель и можно будет понизить давление наддува на номинальном режиме.

В табл. 9 приведены основные показатели вариантов рабочих процессов дизель-турбинной установки, полученных физическим моделированием циклов комбинированного дизеля на одноцилиндровом двигателе 1ЧН 25/27 при частоте вращения коленчатого вала  $n = 1050$  об/мин. Из таблицы видно, что при перекрытии клапанов  $\psi = 110^\circ$  п. к. в. давление рабочего тела перед выпуском

ными клапанами  $p_s = 3,53 \cdot 10^2$  кПа, противодействие за поршневым двигателем  $p_T = 3,14 \cdot 10^2$  кПа. В этом случае обеспечивается продувка цилиндра, но удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме составляет  $224 \div 227$  г/кВт·ч. При  $\psi = 42^\circ$  п. к. в. давление наддува равно  $3,86 \cdot 10^2$  кПа, противодействие за дизелем составляет  $4,85 \cdot 10^2$  кПа. Продувка цилиндра отсутствует, но удельный эффективный расход топлива по комбинированному дизелю понижается до 216 г/кВт. ч. В опыте в обоих случаях  $t_s = 65^\circ\text{C}$ ,  $t_T = 650^\circ\text{C}$ ,  $p_z = 137,3 \cdot 10^2$  кПа,  $\eta_n = 0,76$ ,  $\eta_T = 0,8$ .

Таблица 9

Оценка показателей перспективного дизеля с форсажной камерой физическим моделированием цикла ДТУ на одноцилиндровом двигателе

Показатели	$N_{ед}/N_{ст}$				
	$\frac{3680}{736}$	$\frac{3533}{883}$	$\frac{3312}{1104}$	$\frac{3680}{736}$	$\frac{3827}{589}$
$\psi^\circ$	42	42	42	110	110
$t_\phi^\circ\text{C}$	900	900	900	900	840
$p_s 10^2$ кПа	3,801	3,757	3,850	3,512	3,532
$p_T 10^2$ кПа	3,628	4,008	4,849	3,375	3,139
$\alpha$	2,05	2,08	2,09	2,04	2,11
$B_\phi$ кг/ч	805,2	786,4	770,0	808,3	839,2
$B_\phi$ кг/ч	186,0	185,3	183,0	186,5	155,0
$p_{ey} 10^2$ кПа	23,87	23,78	23,77	23,74	23,76
$p_{ед} 10^2$ кПа	19,86	19,02	17,85	19,82	20,65
$p_{ст} 10^2$ кПа	4,00	4,762	5,9	4,022	3,09
$p_i 10^2$ кПа	23,86	23,28	22,79	23,95	24,62
$p_{н. х} 10^2$ кПа	-0,905	-1,195	-1,86	-0,844	-0,795
$p_{м. д} 10^2$ кПа	3,108	3,065	3,076	2,997	3,040
$g_i$ г/кВт·ч	181,7	181,8	182,1	181,8	182,8
$g_{ey}$ г/кВт·ч	223,6	220,0	216,1	225,7	226,7
$N_{ст}$ кВт	747	885	1101	726	573
$N_{ст}/N_{ед}$	-0,2026	0,2504	0,3323	0,1975	0,1492

На рис. 30 приведены значения эффективного к. п. д. комбинированного дизеля и его составляющих по балансу работ (слева) и тепловому балансу по внешнему контуру дизель-турбинной установки (справа) в зависимости от отношения мощности силовой турбины  $N_{ст}$  к мощности поршневого двигателя  $N_{ед}$ :  $\eta_{ey} = \Delta_i + \Delta_{н. х} - \Delta_{м. д} + \Delta_T - \Delta_n = \Delta_{ед} + \Delta_{ст}$ ;  $\eta_{ey} = 1 - q_{у. х} - q_{х. л} - q_w - q_{м. д}$ , где  $\Delta_i$ ,  $\Delta_{н. х}$ ,  $\Delta_{м. д}$ ,  $\Delta_T$ ,  $\Delta_n$ ,  $\Delta_{ед}$ ,  $\Delta_{ст}$  — соответственно доли от суммарной теплоты топлива, поданного в поршневой двигатель и форсажную камеру, индикаторной работы, работы

насосных ходов, работы на преодоление сопротивлений в механизмах двигателя, работы турбины, нагнетателя, поршневого двигателя и силовой турбины;  $q_{ух.у}$ ,  $q_{хл}$ ,  $q_w$ ,  $q_{м.д}$  — доли потерь теплоты топлива с уходящими после турбины газами, при охлаждении воздуха в воздухоохладителе, при теплообмене рабочего тела

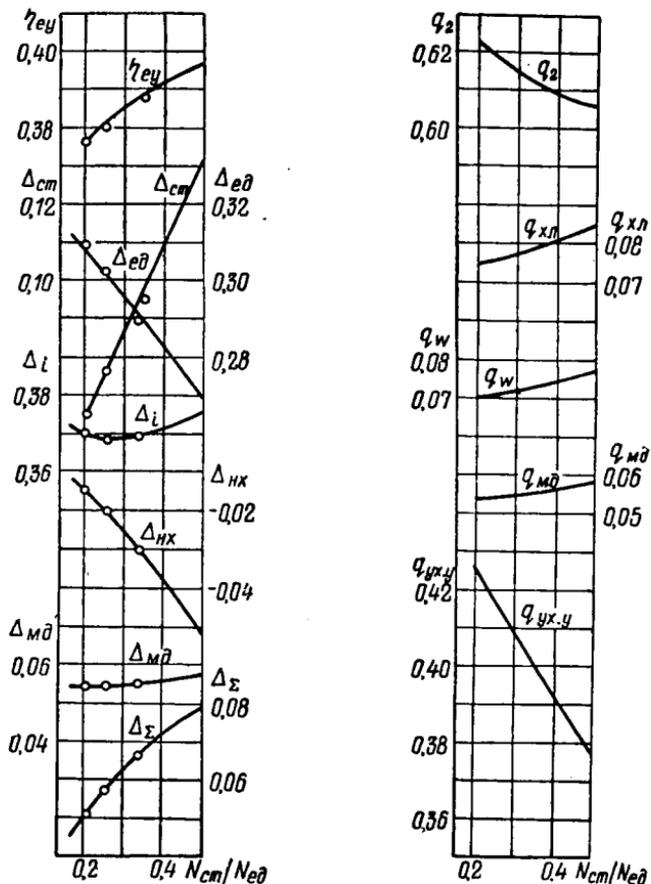


Рис. 30. Эффективный к. п. д. дизель-турбинной установки с форсажной камерой и его составляющие в зависимости от  $N_{ст}/N_{ед}$ .

со стенками и эквивалентные работе на преодоление сопротивлений в механизмах двигателя.

С повышением отношения  $N_{ст}/N_{ед}$  эффективный к. п. д. установки растет, а суммарная относительная теплота, отдаваемая в окружающую среду, уменьшается:  $\eta_{еу} = 1 - q_2$ . Повышение

эффективного к. п. д. является следствием более интенсивного повышения доли работы силовой турбины  $\Delta_{ст}$  по сравнению с падением доли работы поршневого двигателя  $\Delta_{ед}$  (до определенного давления газов перед турбиной  $p_T$ ). Уменьшение  $\Delta_{ед}$  вызывается ростом отрицательной доли насосных ходов  $\Delta_{н.х}$  при повышении противодавления за дизелем  $p_T$ .

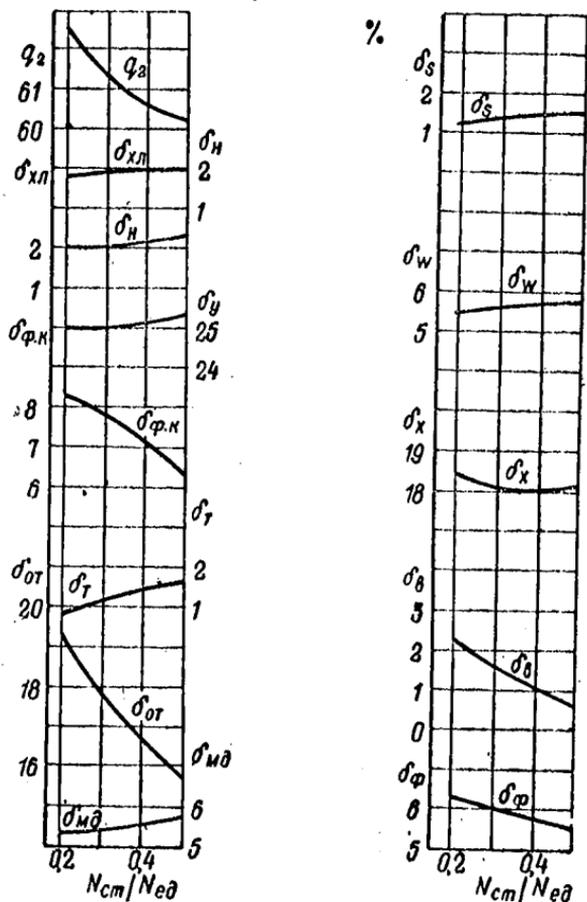


Рис. 31. Теплота  $q_2$  и ее составляющие в зависимости от  $N_{ст}/N_{ед}$ .

Из рассмотрения теплового баланса видно, что с ростом  $N_{ст}/N_{ед}$  потери теплоты топлива с уходящими после турбины газами  $q_{ух.у}$  уменьшаются настолько интенсивно, что это не только компенсирует некоторое увеличение суммы потерь ( $q_{хл} + q_w + q_{м.д}$ ), но и приводит к уменьшению  $q_2$ , а также росту  $\eta_{еу}$ .

Внутреннюю картину явления можно понять, изучив тенденции к изменению поузловых потерь эксергии (рис. 31). Как отмеча-

лось, рост отношения  $N_{ст}/N_{ед}$  обеспечивается увеличением давления газов перед турбиной  $p_T$ . При этом уменьшается значимость потерь давления в форсажной камере  $\delta_{ф.к.}$  В связи с увеличением перепада давления на турбине уменьшается температура газов после турбины и потери эксергии  $\delta_{от}$ . При уменьшении перепада давления в цилиндре и выпускном коллекторе уменьшаются дросселирование при выпуске и потери эксергии  $\delta_{в.}$  Падение  $\delta_{ф.к.}$ ,

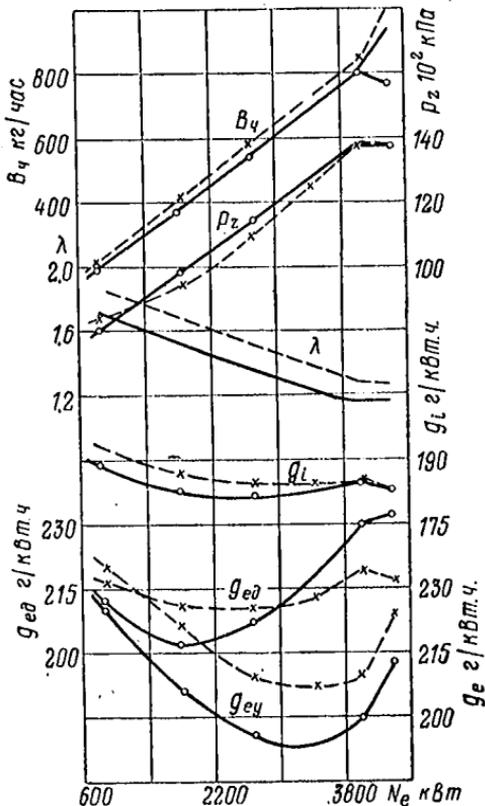
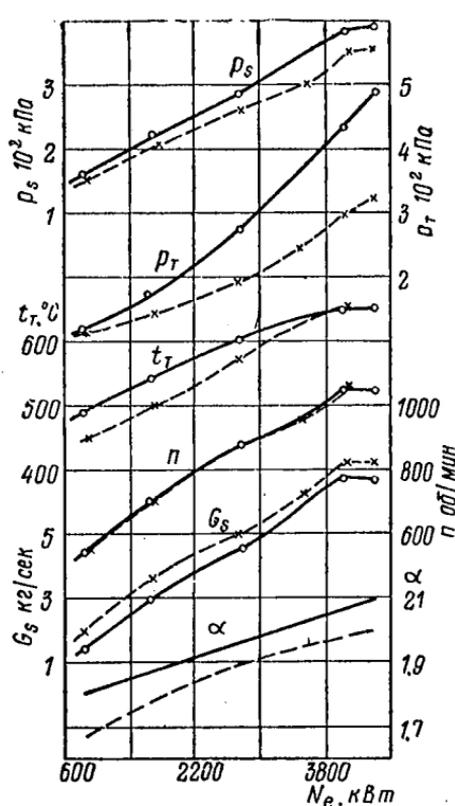


Рис. 32. Экономическая характеристика при различных исходных соотношениях мощностей дизеля и силовой турбины:

-----  $N_{ед}/N_{ст} = 3827/589$ ; ———  $N_{ед}/N_{ст} = 3312/1100$ .

Рис. 33. Экономичность дизель-турбинной установки по характеристике в зависимости от отношения:

-----  $N_{ед}/N_{ст} = 3827/589$ ; ———  $N_{ед}/N_{ст} = 3312/1100$ .

$\delta_{от}$ ,  $\delta_{в}$  обеспечивает уменьшение  $q_2$  и повышение  $\eta_{ey}$  на номинальном режиме.

На рис. 32, 33 приведены основные показатели тепловозной силовой установки по экономическим характеристикам ДТУ-70

при мощности силовой турбины на номинале соответственно 589 и 1100 кВт. Характеристики получены физическим моделированием режимов работы дизель-турбинной установки на одноцилиндровом двигателе. Из рисунков видно, что по уровню топливной экономичности лучше характеристика комбинированного дизеля с исход-

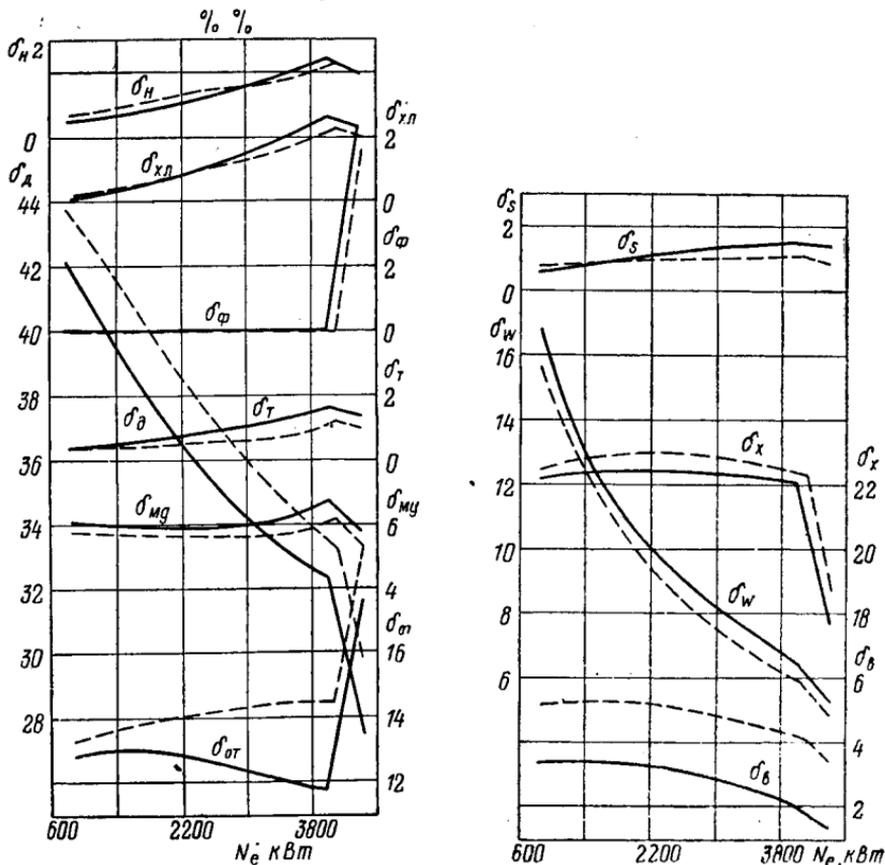


Рис. 34. Статьи энергоэксергетического баланса по экономической характеристике:

-----  $N_{ед}/N_{ст} = 3827/589$ ; ———  $N_{ед}/N_{ст} = 3312/1100$ .

Рис. 35. Статьи энергоэксергетического баланса по цилиндру дизеля по экономической характеристике:

∠-----  $N_{ед}/N_{ст} = 3827/589$ ; ———  $N_{ед}/N_{ст} = 3312/1100$ .

ной мощностью силовой турбины  $N_{ст} = 1100$  кВт. Это объясняется следующим. Повышенная мощность силовой турбины на номинальном режиме требует более высокого исходного давления газов перед турбиной  $p_T$  и меньшего проходного сечения турбины.

Поэтому по всей характеристике такого комбинированного дизеля давление газов перед турбиной проходит на соответствующих режимах выше, чем у комбинированного дизеля с исходной мощностью силовой турбины  $N_{ст} = 589$  кВт. Как результат этого (рис. 34), у варианта комбинированного дизеля с исходной мощностью силовой турбины  $N_{ст} = 1100$  кВт потери эксергии по поршневому двигателю  $\delta_d$  и с газами, отработавшими в турбине  $\delta_{от}$ , существенно меньше. Уменьшение  $\delta_d$  обеспечивается меньшими потерями эксергии в выпускном коллекторе  $\delta_v$  (рис. 35).

Таким образом, на всех режимах характеристики лишь повторялись выявленные на номинальном режиме закономерности. Выбор оптимального по топливной экономичности отношения  $N_{ст}/N_{ед}$  (или  $p_T/p_s$ ) на номинальном режиме в схеме комбинированного дизеля с приводным турбоагрегатом обеспечивает более высокий уровень эффективного к. п. д. не только на номинальном режиме, но и на всех режимах эксплуатационной характеристики.

Тепловозные дизели с автономным турбокомпрессором 2Д70 мощностью 2200 кВт и 3Д70 мощностью 2944 кВт [15] имеют среднеэксплуатационный удельный эффективный расход топлива на установившихся режимах соответственно 207 и 208 г/кВт·ч. В табл. 10 даны результаты определения  $g_{ез}$  для ДТУ-70. Как следует из таблицы, этот тепловозный дизель имеет среднеэксплуатационный удельный эффективный расход топлива 212 и 200 г/кВт·ч: соответственно при исходной мощности силовой турбины 589 и 1100 кВт.

#### 4. Энергоэкономический анализ показателей перспективного тепловозного двигателя

Наличие данных о среднеэксплуатационном расходе топлива позволяет провести технико-экономический анализ эффективности локомотивов с перспективными дизелями. Сравнение будем вести по отраслевой методике. В качестве базового двигателя прием тепловозный дизель 2Д70 мощностью 2200 кВт. Его тепловозная (генераторная) характеристика заимствована нами из работы [15].

Ниже приведены основные показатели сравниваемых дизелей.

Избыточная мощность турбины $N_{ст}$ кВт	0	1100 кВт
Среднее эффективное давление $p_e$ , $10^2$ кПа	13,5	23,8
Частота вращения вала $n$ , об/мин	1000	1050
Число цилиндров $z$	16	16
Степень сжатия $\epsilon$	12,8	12,5
Давление наддува $p_s$ , $10^2$ кПа	2,43	3,86
Температура воздуха $t_s$ , °C	70	66

Давление газов перед турбиной $p_T$ , $10^2$ кПа	1,86	4,85
Максимальное давление цикла $p_z$ , $10^2$ кПа	113	137
Эффективная мощность $N_e$ , кВт	2200	4416
Удельный эффективный расход топлива $g_e$ , г/кВт·ч	212,7	216,1
Среднеэксплуатационная мощность $N_{e3}$ , кВт	1550	3100
Среднеэксплуатационный удельный эффективный расход топлива $g_{e3}$ г/кВт·ч	218	201

Приведем также исходные данные к расчету экономической эффективности локомотивов.

$N_e$ кВт	$2 \times 2200$	$2 \times 4416$	$2 \times 4416$
$N_{ст}$ кВт	0	589	1100
$P$ т	258,6	200	200
$Q$ т	3651	3716	3716
$g_{e3}$ г/кВт·ч	206,8	211,3	200,2
$n_T$	9,967	9,792	9,792
$B_{дв}$ кг	29 000	29 700	28 239
$B_{р.з.}$ кг	725	742,6	706,0
$B_{ст}$ кг	870,0	891,0	847,0
$B_{\Sigma}$ кг	30 595	31 339	29 792
$B_{год}$ т	11 167	11 438	10 874
$m \Sigma NS$	1 455 182	714 816	714 816
$M_T$	12,9	6,32	6,32
$C_d$ тыс. руб.	$2 \times 159$	229	228

По топливной экономичности ДТУ70 с  $N_{ст} = 589$  кВт уступает базовому дизелю (212 против 206,6 г/кВт·ч), а вариант ДТУ70 с  $N_{ст} = 1100$  кВт лучше базового (200 против 206,6 г/кВт·ч). Изменение исходной  $N_{ст}$  увеличивает или уменьшает суточный расход топлива в движении  $B_{дв}$ , при разгонах и замедлениях состава  $B_{р.з.}$ , на стоянках  $B_{ст}$ , суммарный  $B_{\Sigma}$  и годовой расход топлива  $B_{год}$  [29]. Характеристики ДТУ70 получены физическим моделированием режимов комбинированного дизеля на одноцилиндровом двигателе, имеющем повышенные механические потери.

У односекционных локомотивов той же мощности годовой пробег колесных пар локомотивов ( $m \Sigma NS$ ) меньше. При их эксплуатации требуется меньший инвентарный парк тепловозов  $M_T$  по сравнению с двухсекционными локомотивами, оборудованными дизелями 2Д70. Стоимость двух секций с дизелями 2Д70 выше стоимости односекционных локомотивов, оборудованных перспективными дизелями.

Если принять за 100% удельные приведенные затраты в эксплуатации двухсекционного локомотива с дизелями 2Д70, то с переходом на ДТУ70 при  $N_{ст} = 589$  кВт годовые издержки в эксплу-

атации уменьшаются до 94,3%; при  $N_{ст} = 1100$  кВт — до 88,6%. В дальнейшем рассматриваем только ДТУ70 с  $N_{ст} = 1100$  кВт.

Таблица 10  
Среднеэксплуатационная топливная экономичность в зависимости от  $N_{ст}$

$N_{ey},$ кВт	$\bar{\tau},$ %	$N_{e\bar{\tau}}$	$N_{ст} = 589$ кВт $n = 1050$ $t_{\phi} = 840^{\circ}C$		$N_{ст} = 110$ кВт $n = 1050$ $t_{\phi} = 900^{\circ}C$	
			$g_{e},$ г/кВт·ч	$N_{e\bar{\tau}}g_e$	$g_{e},$ г/кВт·ч	$N_{e\bar{\tau}}g_e$
4416	5,0	22 080	225,6	4980	215,8	4764
4269	3,4	14 514	218,8	3180	210,2	3055
4048	4,2	17 002	208,7	3548	201,5	3426
3827	9,8	37 507	207,9	7803	198,5	7451
3606	10,3	37 146	207,5	7711	197,1	7323
3459	24,0	83 021	207,7	17 266	196,5	16 340
3238	11,4	36 918	208,2	7675	195,8	7219
2944	6,4	18 842	209,7	3950	195,8	3689
2723	5,2	14 161	211,3	2986	196,2	2773
2429	3,2	7772	214,0	1670	198,1	1546
2134	3,0	6403	217,2	1390	201,4	1289
1619	3,1	5020	224,2	1125	210,9	1059
1178	4,0	4710	216,6	1084	219,9	1036
662	7,0	4697	237,4	1101	230,8	1070
$N_{e\bar{\tau}}$		3099				
$g_{e\bar{\tau}}$			211,3		200,2	
$B_{ч\bar{\tau}}$				654,7		620,4

В табл. 11 в столбцах 2,6 даны значения  $g_{e\bar{\tau}}$  сравниваемых дизелей и их составляющие. Различие  $g_{e\bar{\tau}}$  в 16,3 г/кВт·ч образовалось в результате повышенных значений  $\Delta g_w, \Delta g_x, \Delta g_b, \Delta g_T, \Delta g_{OT}, \Delta g_{м.д}$  в ДТ70, несмотря на более высокие значения  $\Delta g_n, \Delta g_{хл}, \Delta g_s, \Delta g_{\phi}$  в ДТУ70.

Годовая экономия в эксплуатации ДТУ70 составляет 61,2 тыс. р. на локомотив. Этот выигрыш складывается из уменьшения затрат на топливо  $Z_T$ , содержание  $Z_c$ , ремонт  $Z_p$  и обслуживание локомотива  $Z_0$ , а также на содержание путевого хозяйства  $Z_{п}$  и капитальные вложения потребителя  $Z_K$ .

Доля экономии по топливу составляет 19,2 тыс. р. в год на один локомотив. Формируется этот эффект сложно:  $Z_T = Z_N + Z_n + Z_{хл} + Z_s + Z_w + Z_x + Z_b + Z_{\phi} + Z_{T_y} + Z_{OT} + Z_{м.д}$ .

Основной выигрыш связан со значительным уменьшением потерь эксергии с уходящими после турбины газами при повыше-

нии давления газов перед турбиной от  $1,86 \cdot 10^2$  кПа (у базового двигателя) до  $4,85 \cdot 10^2$  кПа (у ДТУ70 с  $N_{ст} = 1100$  кВт). Это уменьшение потерь эксергии (см. табл. 11) эквивалентно уменьшению среднеэксплуатационного удельного эффективного расхода топлива на  $35,3 - 26,9 = 8,4$  г/кВт·ч., снижению себестоимости 10 ткм перевозочной работы в доле эксплуатационных расходов на  $0,0904 - 0,0688 = 0,0216$  к./10 ткм, экономии в эксплуатационных расходах на  $7,6\% - 5,8\% = 1,8\%$ , или на  $257,6 - 196,0 = 61,6$  тыс. р. в год на весь парк локомотивов и  $9,74$  тыс. р. в год на один локомотив. Уменьшение потерь эксергии при перетекании газов из цилиндра в коллектор сокращает издержки в эксплуатации еще на  $2,7$  тыс. р. в год на один локомотив.

Таблица 11  
Формирование затрат и экономического эффекта в эксплуатации

Затра- ты	2×2200 кВт				4416 кВт ( $N_{ст} = 1100$ кВт)				Эффектив- ность тыс. руб./ 1 ЛОКО- МОТИВ
	г/кВт·ч	к./10 ткм	%	тыс. руб.	г/кВт·ч	к./10 ткм	%	тыс. руб.	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
З		1,189	100,0	3386	—	1,053	88,56	2999	+61,23
З <sub>Т</sub>	218,0	0,5579	46,92	1589	201,4	0,5154	43,35	1468	+19,15
З <sub>В</sub>	84,3	0,2156	18,14	614,1	84,3	0,2156	18,14	614,1	0,0
З <sub>н</sub>	2,22	0,0057	0,477	16,15	3,455	0,0088	0,744	25,18	-1,429
З <sub>хл</sub>	1,64	0,0042	0,352	11,94	3,65	0,0093	0,785	26,6	-2,32
З <sub>с</sub>	1,564	0,0040	0,337	11,40	2,37	0,0061	0,509	17,25	-0,925
З <sub>ш</sub>	21,0	0,0538	4,527	153,3	16,0	0,0410	3,45	116,8	+5,784
З <sub>х</sub>	47,1	0,1205	10,14	343,3	44,2	0,1130	9,50	322,0	+3,385
З <sub>в</sub>	7,06	0,0181	1,52	51,47	4,73	0,0121	1,02	34,46	+2,692
З <sub>ф</sub>	—	—	—	—	1,8	0,0046	0,387	13,12	-2,075
З <sub>ту</sub>	2,66	0,0068	0,572	19,38	2,16	0,0055	0,464	15,73	+0,577
З <sub>от</sub>	35,3	0,0904	7,6	257,6	26,9	0,0688	5,79	196,0	+9,74
З <sub>мд</sub>	15,1	0,0386	3,24	109,9	11,9	0,0304	2,56	86,64	+3,674
З <sub>с</sub>	—	0,0874	7,35	249	—	0,0683	5,74	194,5	+8,62
З <sub>р</sub>	—	0,197	16,6	561,3	—	0,151	12,70	430,1	+20,76
З <sub>о</sub>	—	0,050	4,2	142,5	—	0,0492	4,13	140,0	+0,39
З <sub>п</sub>	—	0,1593	13,4	453,8	—	0,1568	13,20	446,6	+1,14
З <sub>к</sub>	—	0,1376	11,6	391,9	—	0,1123	9,4	319,8	+11,41

Постановка форсажной камеры позволила перераспределить мощность силовой установки между поршневым двигателем и газовой турбиной, что создает более благоприятные условия для процессов, происходящих в цилиндре. Однако наличие форсажной

камеры ведет к дополнительным потерям эксергии и уменьшает эффект в эксплуатации нового дизеля на 2,1 тыс. р. в год на один локомотив ( $Z_{\phi}$ ).

Рассмотрим особенности процессов, имеющих место в нагнетателе, воздухоохладителе, при наполнении, и их влияние на экономику ( $Z_n, Z_{xl}, Z_s$ ). Повышение давления наддува с  $2,43 \cdot 10^2$  до  $3,86 \cdot 10^2$  кПа, снижение температуры воздуха после компрессора до  $66^\circ\text{C}$ , повышение максимального давления цикла до  $137 \cdot 10^2$  кПа создало благоприятные условия для сгорания, привело к уменьшению относительных потерь теплоты от газов в стенки. Уменьшение потерь эксергии в процессе сгорания и при теплообмене уменьшает затраты в эксплуатации соответственно на 3,4 и 5,8 тыс. р. в год на один локомотив. Вместе с тем в нагнетателе, воздухоохладителе и при наполнении потери эксергии несколько возросли, что приводит к некоторому снижению экономического эффекта от эксплуатации нового дизеля.

Энергоэкономический анализ позволил не только зафиксировать величину экономического эффекта в народном хозяйстве, получаемого в результате эксплуатации локомотива с новым дизелем, но и дать научное объяснение через рабочий процесс комбинированного дизеля причин возникновения этого эффекта в единой цепи технико-экономического анализа.

Говоря о роли давления газов перед турбиной  $p_T$  в оптимизации рабочего процесса комбинированного дизеля, необходимо отметить следующее. Изучение особенностей цикла комбинированного дизеля с силовой турбиной показало, что положительный эффект от повышения давления газов перед турбиной до определенного его уровня наблюдается при к. п. д. турбины  $0,75 \div 0,8$ . Чем он выше, тем эффект заметнее. Для реализации повышенных противодавлений за дизелем необходимо уменьшить перекрытие клапанов, отказаться от продувки цилиндра. На рис. 36 показано температурное состояние крышки цилиндров при наличии и отсутствии продувки цилиндра и различных отношениях  $N_{ст}/N_{ед}$ .

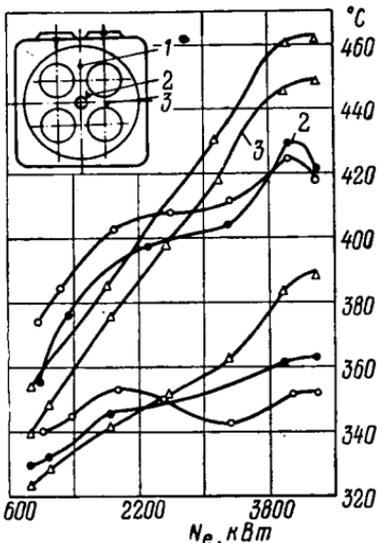


Рис. 36. Температурное состояние крышки:

- $N_{ст}/N_{ед} = 3680/736$   
(с продувкой);
- $N_{ст}/N_{ед} = 3680/736$   
(без продувки);
- △—△—  $N_{ст}/N_{ед} = 3312/1100$   
(без продувки);
- 1, 2, 3 — номера термопар.

На номинальном режиме температуры максимальны. При  $N_{ст} = 736$  кВт и отсутствии продувки температура крышки на  $12^\circ$  выше по сравнению с тем же вариантом с продувкой. При  $N_{ст} = 1100$  кВт температура крышки выше на  $40^\circ$ С.

В реализации цикла комбинированного тепловозного дизеля с приводным турбоагрегатом и силовой турбиной для существенного улучшения его эксплуатационной характеристики и уменьшения среднеэксплуатационного удельного эффективного расхода топлива необходимо обеспечить требуемый уровень к. п. д. турбины и надежную работу деталей цилиндро-поршневой группы.

## 5. Оптимизация определяющих параметров тепловозного дизеля с учетом условий эксплуатации \*

Если дизель-турбинную установку с форсажной камерой 16ЧН25/27 дефорсировать по агрегатной мощности от 4416 кВт соответственно до 3680, 2944 и 2200 кВт, можно получить унифицированное семейство тепловозных дизелей с силовой турбиной и улучшенной топливной экономичностью по сравнению с базовыми моделями тепловозных дизелей с автономным турбокомпрессором 3Д70 мощностью 2944 кВт и 2Д70 мощностью 2200 кВт.

Далее излагаются результаты оптимизации определяющих параметров цикла дизель-турбинных установок: температуры газов перед турбиной  $t_{ТН}$  и отношения мощности силовой турбины к мощности всей установки  $N_{вт}/N_{ey}$  на номинальном режиме. В качестве критерия оптимизации выбран среднеэксплуатационный удельный эффективный расход топлива дизеля под нагрузкой на установившемся режиме  $g_{ey}$ . Блок-схема решения задачи на ЭЦВМ соответствует схеме оптимизации, описанной в разделе 2.7.

В качестве примера рассмотрим основные этапы и результаты оптимизации определяющих параметров дизель-турбинной установки мощностью 2200 кВт. В программу оптимизации вводятся массивы  $N_e \bar{\tau}$ ,  $N_e$  по позициям контроллера, где  $\bar{\tau}$  — относительное время работы двигателя при данной  $N_e$ . Пример загрузки теплового двигателя мощностью 2200 кВт показан ниже.

В программу введены зависимости [26], позволяющие определить коэффициенты уравнений регрессии, когда число параметров оптимизации  $n = 2$ , а число переменных равно  $n + 2$ . Послед-

---

\* Работа выполнена совместно с аспирантом В. И. Морозом.

нее необходимо для построения обобщенной универсальной характеристики

$$g_e = f(t_{ТН}, N_{сг}/N_{ey}, N_e, n),$$

где  $N_e, n$  — текущие значения мощности и частоты вращения коленчатого вала на универсальной характеристике.

Как отмечалось, для построения универсальных характеристик с применением математического планирования исследования в качестве промежуточных целесообразно получить уравнения регрессии в зависимости не от  $N_e$ , а от температуры газов перед турбиной  $t_T$ :  $N_e = f(t_{ТН}, N_{сг}/N_{ey}, t_T, n)$ ;  $g_e = f(t_{ТН}, N_{сг}/N_{ey}, t_T, n)$ .

В табл. 12 показан пример определения  $N_e, g_e$  на опорных режимах обобщенной универсальной характеристики по ортогональному плану второго порядка для четырех переменных [26]. Данные таблицы позволили получить для дизель-турбинной установки мощностью 2200 кВт коэффициенты следующих уравнений регрессии:

Закон загрузки тепловозного дизеля по позициям контроллера

Позиции контроллера	$N_e$ , кВт	$\bar{\tau}$ , %	$N_e \bar{\tau}$
15	2200	5,5	12 100
14	2134	6,9	14 727
13	2024	9,0	18 216
12	1914	13,3	25 451
11	1803	9,4	16 950
10	1730	17,4	30 095
9	1619	7,1	11 496
8	1472	13,1	19 283
7	1362	4,5	6 127
6	1214	5,3	6 436
5	1067	2,3	2 455
4	810	3,7	2 996
3	589	1,4	824
2	331	0,7	232
1	331	0,4	132

$$N_e = 1396 - 81,04x_T + 0,736x_N + 270,5x_t + 607,3x_n + 2,332x_T^2 - 3,556x_N^2 - 15,7x_t^2 - 40,72x_n^2 - 6,164x_Tx_N - 19,23x_Tx_t - 56,67x_Tx_n + 24,1x_Nx_t - 25,12x_Nx_n + 162,9x_tx_n; \quad (131)$$

$$g_e = 200,2 + 1,57x_T - 2,121x_N - 1,956x_t - 7,489x_n + 0,5444x_T^2 + 1,564x_N^2 + 3,331x_t^2 + 11,28x_n^2 - 0,4587x_Tx_N - 0,3398x_Tx_t + 0,7814x_Tx_n - 1,648x_Nx_t - 1,924x_Nx_n - 6,897x_tx_n, \quad (132)$$

где  $x_T = (t_{ТН} - 630)/40$ ;  $x_N = (N_{сг}/N_{ey} - 0,18)/0,08$ ;  $x_t = (t_T - 570)/100$ ;  $x_n = (n - 760)/240$ .

В качестве рабочей характеристики принята экономическая характеристика дизель-турбинной установки, которая для определенных сочетаний  $t_{ТН}, N_{сг}/N_{ey}$  (опорных режимов) определяется совместным решением уравнений (131), (132) для каждой позиции

контроллера. Уровень заданной позицией контроллера мощности дизель-турбинной установки регулируется изменением температуры  $t_T$ . Приведем ортогональный план второго порядка, варьруемый на пяти уровнях.

№ режима	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$t_{TH}$	650	650	610	610	630	670	590	630	630	670	670	590	590
$N_{ст}/N_{ey}$	0,22	0,14	0,22	0,14	0,18	0,18	0,18	0,26	0,1	0,26	0,10	0,26	0,1

Таблица 12  
Опорные режимы обобщенной универсальной характеристики

№ режима	$t_{TH}^{\circ C}$	$N_{ст}/N_{ey}$	$t_T^{\circ C}$	$n$ об/мин	$N_e$ кВт	$g_e$ г/кВт·ч
1	670	0,26	670	1000	2200	198,7
2	670	0,26	670	520	840	225,6
3	670	0,26	470	1000	1331	223,8
4	670	0,26	470	520	615	217,0
5	670	0,1	670	1000	2200	206,6
6	670	0,1	670	520	797	232,8
7	670	0,1	470	1000	1478	218,8
8	670	0,1	470	520	583	224,2
9	590	0,26	670	1000	2591	196,2
10	590	0,26	670	520	899	225,2
11	590	0,26	470	1000	1533	220,8
12	590	0,26	470	520	666	214,7
13	590	0,1	670	1000	2520	201,0
14	590	0,1	670	520	843	232,1
15	590	0,1	470	1000	1681	211,7
16	590	0,1	470	520	619	222,1
17	630	0,18	570	760	1391	200,6
18	670	0,18	570	760	1316	203,0
19	590	0,18	570	760	1482	198,4
20	630	0,26	570	760	1423	196,2
21	630	0,1	570	760	1364	207,2
22	630	0,18	670	760	1616	203,4
23	630	0,18	470	760	1147	203,6
24	630	0,18	570	1000	1978	202,0
25	630	0,18	570	520	735	220,8

Перебрав все позиции контроллера, по экономическим характеристикам найдем  $g_{e\bar{e}} = \sum N_e \bar{\tau} g_{e\min} / \sum N_e \bar{\tau}$ . Перебрав все опорные режимы по  $t_{TH}$  и  $N_{ст}/N_{ey}$ , сформируем массив значений  $g_{e\bar{e}}$ , необходимый для определения коэффициентов уравнения регрессии:

$$g_{e3} = 199,1 + 0,3733x_T - 0,9128x_N + 0,1916x_T^2 + 0,3908x_N^2 - 0,2438x_Tx_N,$$

где  $x_T = (t_{TH} - 630)/20$ ;  $x_N = (N_{CT}/N_{ey} - 0,18)/0,04$ .

Для построения зависимости  $g_{e3} = f(t_{TH}, N_{CT}/N_{ey})$  в виде линий  $g_{e3} = \text{const}$  целесообразно использовать уравнение

$$0,3908x_N^2 - (0,9128 + 0,2438x_T)x_N + (199,1 + 0,1916x_T^2 + 0,3733x_T - g_{e3}) = 0.$$

При выбранных значениях  $t_{TH}$ ,  $g_{e3}$  получим  $N_{CT}/N_{ey} = 0,18 + 0,04(\pm x_N)$ .

На рис. 37, а показаны результаты оптимизации рабочего процесса дизель-турбинной установки мощностью 2200 кВт по  $t_{TH}$  и  $N_{CT}/N_{ey}$  на номинальном режиме. При  $t_{TH} = 690^\circ\text{C}$  и  $N_{CT}/N_{ey} =$

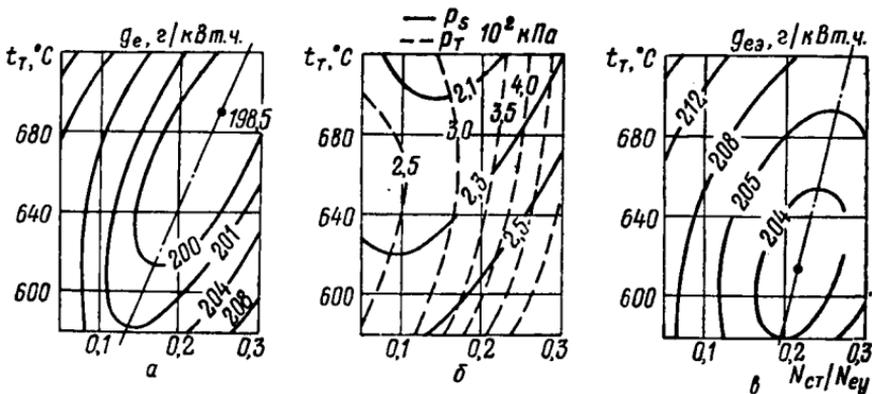


Рис. 37. Результаты оптимизации характеристики комбинированного дизеля с силовой турбиной:

$N_{ey} = 2200$ , характеристика — экономическая.  $k_N = 0,51$  (——  $p_s$ , ----  $p_T$ ).

$= 0,25$  имеем  $g_{e\min} = 198,3$  г/кВт · ч. На рис. 37, б этой точке соответствует  $p_s = 2,246 \cdot 10^2$  кПа и  $p_T = 4,022 \cdot 10^2$  кПа. На рис. 37, в приведены результаты оптимизации рабочего процесса дизель-турбинной установки с учетом условий эксплуатации. При  $t_{TH} = 616^\circ\text{C}$  и  $N_{CT}/N_{ey} = 0,222$  наблюдается  $g_{e3\min} = 203,3$  г/кВт · ч для случая, когда установка работает по экономической характеристике при коэффициенте загрузки силовой установки  $k_N = 0,51$ . На рис. 37, б этой точке соответствует  $p_s = 2,502 \cdot 10^2$  кПа и  $p_T = 4,071 \cdot 10^2$  кПа.

Если рассматриваемый двигатель настроить по  $g_{e\min}$  ( $p_s = 2,246 \cdot 10^2$  кПа,  $p_T = 4,022 \cdot 10^2$  кПа, в эксплуатации будем иметь

$g_{e3} = 205,2$  г/кВт·ч, а если дизель-турбинную установку настроить по  $g_{e3\min}$  ( $p_s = 2,502 \cdot 10^2$  кПа,  $p_T = 4,071 \cdot 10^2$  кПа), на номинальном режиме топливная экономичность ухудшится до  $g_e = 200,5$  г/кВт·ч. Таким образом, настройка по  $g_{e3\min}$  приведет к проигрышу на номинале (2,17 г/кВт·ч) и выигрышу в эксплуатации (1,77 г/кВт·ч).

При исследовании изменялись рабочие характеристики (экономическая или ограничительная по  $t_T$ ) и коэффициенты загрузки силовых установок ( $k_N = 0,51$  или 0,76). Полученные при этом результаты сведены в табл. 13.

Таблица 13

Результаты оптимизации ДТУ при  $N_{ey} = 2200$  кВт (16ЧН 25/27)

	$N_e = 2200$ кВт
	Настройка по $g_{e\min}$
$g_{e\min}$ г/кВт·ч	198,3
$p_s 10^2$ кПа	2,246
$p_T 10^2$ кПа	4,022
$p_T/p_s$	1,79
$t_{TH} \text{ } ^\circ\text{C}$	690
$N_{ст}/N_{ey}$	0,25
	Настройка по $g_{e3\min}$

	Экономическая характеристика		Ограничительная характеристика	
$N_e$ кВт	1126	1678	1126	1678
$k_N$	0,51	0,76	0,51	0,76
$g_{e3\min}$ г/кВт·ч	203,3	198,5	205,5	199,1
$p_s 10^2$ кПа	2,502	2,453	2,776	2,521
$p_T 10^2$ кПа	4,071	3,924	4,709	4,071
$p_T/p_s$	1,63	1,6	1,7	1,6
$t_{TH} \text{ } ^\circ\text{C}$	616	624	570	612
$N_{ст}/N_{ey}$	0,222	0,223	0,217	0,22
$g_e$ г/кВт·ч	200,5	199,9	205,1	200,7
$g_{e3}$ г/кВт·ч	205,1	200,3	211,3	202,2
$\Delta g_{e3} = g_{e3} - g_{e3\min}$	1,77	1,77	5,84	3,13
$\Delta g_e = g_e - g_{e\min}$	2,17	1,63	6,80	2,45

Если работа по экономической характеристике менее чувствительна к точке настройки двигателя — по  $g_{e\min}$  или по  $g_{e3\min}$  — то при работе по ограничительной характеристике и низком коэффициенте загрузки силовой установки следует ее настраивать только по  $g_{e3\min}$ . При проигрыше на номинале  $\Delta g_e = 6,8$  г/кВт·ч, это даст выигрыш в эксплуатации  $\Delta g_{e3} = 5,84$  г/кВт·ч.

Результаты оптимизации рабочего процесса дизель-турбинных установок мощностью 2944 и 3680 кВт приведены в табл. 14. По топливной экономичности эти результаты аналогичны рассмотренным для установки мощностью 2200 кВт: ограничительная характеристика более чувствительна к выбору точки настройки двигателя. Из сопоставления данных табл. 13, 14 видно, что

Т а б л и ц а 14

Результаты оптимизации ДТУ мощностью 2944 и 3680 кВт  
(16ЧН25/27)

$N_e = 2944$ кВт		$N_e = 3680$ кВт						
Настройка по $g_{e \min}$								
$g_{e \min}$ г/кВт·ч	193,1	189,4						
$p_s 10^2$ кПа	2,815	3,434						
$p_T 10^2$ кПа	4,905	6,867						
$p_T/p_s$	1,74	2,0						
$t_{TH} ^\circ\text{C}$	715	748						
$N_{ст}/N_{ey}$	0,25	0,285						
Настройка по $g_{e3 \min}$								
	Экономическая характеристика	Ограничительная характеристика	Экономическая характеристика	Ограничительная характеристика				
$N_e$	1500	2237	1500	2237	1877	2797	1877	2797
$k_N$	0,51	0,76	0,51	0,76	0,51	0,76	0,51	0,76
$g_{e3 \min}$	197,2	193,1	199,4	194,1	192,8	188,5	197,3	190,7
$p_s$	3,11	3,05	3,60	3,26	3,72	3,61	4,06	3,74
$p_T$	5,22	5,13	5,89	5,40	6,09	6,00	6,45	6,18
$p_T/p_s$	1,68	1,68	1,63	1,66	1,64	1,66	1,6	1,65
$t_{TH}$	646	653	580	627	668	685	620	666
$N_{ст}/N_{ey}$	0,227	0,225	0,21	0,219	0,228	0,235	0,213	0,229
$g_e$	195,0	194,5	199,6	196,1	192,8	192,3	196,4	193,0
$g_{e3}$	197,7	193,7	206,6	196,6	195,7	191,1	204,9	194,1
$g_{e3} - g_{e3 \min}$	0,544	0,544	7,203	2,582	2,854	2,582	7,610	3,398
$g_e - g_{e \min}$	1,903	1,359	6,523	2,990	3,398	2,854	6,931	3,533

оптимальные отношения  $p_T/p_s$  и  $N_{ст}/N_{ey}$  по  $g_{e3 \min}$  отличаются от таковых по  $g_{e \min}$ , но при всех агрегатных мощностях, рабочих характеристиках и коэффициентах загрузки они сравнительно стабильны и могут выбираться как параметр настройки дизель-турбинных установок.

В дизель-турбинных установках мощностью 2200, 2944 и 3680 кВт отпадает необходимость в форсажной камере. Отсутствие ее обеспечивает в эксплуатации дополнительное снижение затрат по топливу.

Переход на локомотивы повышенной мощности ( $2 \times 2944$  кВт,  $2 \times 3680$  кВт) приведет к дополнительному уменьшению затрат в эксплуатации за счет ускорения перевозок полезного груза. Ожидаемый экономический эффект в эксплуатации, как показывают расчеты, составляет для локомотива  $2 \times 2200$  кВт — 13,2 тыс. р. в год на один локомотив, для  $2 \times 2944$  кВт — 22,7 тыс. р., для  $2 \times 3680$  кВт — 38,9 тыс. р. в год на один локомотив. Эффект от постановки силовой турбины для более рационального использования энергии выпускных газов можно сравнить с эффектом перехода от двухсекционного локомотива на односекционный той же мощности.

1. Алгоритм математического моделирования цикла комбинированного дизеля на номинальном режиме

Расчетная формула	Параметр
$\alpha^\circ$ $\sigma = (1 - \cos \alpha^\circ) + \lambda/4 (1 - \cos 2\alpha^\circ)$ $V = V_h (1/\varepsilon - 1 + \sigma/2)$ $dV = \pi V_h/360(\sin \alpha^\circ + \lambda/2 \sin 2\alpha^\circ) d\alpha^\circ$ $p = p_{i-1} + \Delta p$ $M = M_{i-1} + \Delta M$ $T = pV/8314M$ $r_T = M_T/M$ $a = r_T a_T + (1 - r_T) a_\alpha$ $b = r_T b_T + (1 - r_T) b_\alpha$ $mc_V = a + bT$ $k = 1 + 8,314/mc_V$	<p>Угол поворота коленчатого вала</p> <p>Относительное перемещение поршня</p> <p>Текущий объем цилиндра</p> <p>Изменение объема цилиндра за время <math>dt</math></p> <p>Текущее давление рабочего тела</p> <p>Текущее количество рабочего тела</p> <p>Текущая температура рабочего тела</p> <p>Объемная доля продуктов сгорания</p> <p>Коэффициенты при мольной теплоемкости</p> <p>Мольная теплоемкость рабочего тела</p> <p>Показатель адиабаты</p>
Условие: $p < p_s; \mu_{s'} f_s \neq 0$	
$\omega_{12} = \sqrt{2RT_s \frac{k_s}{k_s - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_s} \right)^{\frac{k_s - 1}{k_s}} \right]}$ $T_{sm} = T_s (p/p_s)^{\frac{k_s - 1}{k_s}}$ $\rho_{sm} = p/RT_{sm}$ $\delta M_{12} = \frac{(\mu_{s'} f_s) \omega_{12} \rho_{sm}}{m \delta n} d\alpha^\circ$	<p>Теоретическая скорость рабочего тела в минимальном сечении струи</p> <p>Температура рабочего тела в минимальном сечении струи</p> <p>Плотность рабочего тела в минимальном сечении струи</p> <p>Элементарное количество рабочего тела, поступившее в цилиндр за время <math>dt</math></p>
Условие: $p > p_s; \mu_{s'} f_s \neq 0$	
$\omega_{21} = \sqrt{2RT \frac{k}{k - 1} \left[ 1 - (p_s/p)^{\frac{k - 1}{k}} \right]}$ $T_{sm} = T (p_s/p)^{\frac{k - 1}{k}}$	<p>Теоретическая скорость рабочего тела в минимальном сечении струи</p> <p>Температура рабочего тела в минимальном сечении струи</p>

Расчетная формула	Параметр
$\rho_{sm} = \rho_s / RT_{sm}$ $\delta M_{21} = \frac{(\mu_s f_s) \omega_{21} \rho_{sm}}{m \delta n} d\alpha^{\circ}$ $\delta M_s = \delta M_{12} - \delta M_{21}$ $M_s = \sum \delta M_{21} f_{\gamma}$ $M_s = \sum \delta M_s$ $T_s = \sum \delta M_{21} f_{\gamma} T / M_s$ $mc_{pm12} = a_{\alpha} + 8,314 + (b_{\alpha}/2)T_s$ $mc_{pm21} = a + 8,314 + (b/2)T$ $\delta I_{12} = \delta M_{12} mc_{pm12} T_{12}$ $\delta I_{21} = \delta M_{21} mc_{pm21} T$ $\delta I_s = \delta I_{12} - \delta I_{21}$ $I_s = \sum \delta I_s$	<p>Плотность рабочего тела в минимальном сечении струи</p> <p>Элементарное количество рабочего тела, вышедшее во впускной коллектор за время <math>dt</math></p> <p>Элементарное количество рабочего тела, прошедшее через впускные клапаны</p> <p>Количество продуктов сгорания, заброшенных во впускной коллектор</p> <p>Количество рабочего тела, прошедшего через впускные клапаны</p> <p>Температура заброшенных во впускной коллектор продуктов сгорания</p> <p>Мольная средняя теплоемкость при постоянном давлении воздуха и рабочего тела</p> <p>Элементарные энтальпии рабочего тела в переходе <math>\delta M_{12}</math> или <math>\delta M_{21}</math></p> <p>Элементарная энтальпия в переходе через впускные клапаны</p> <p>Энтальпия рабочего тела, прошедшего через впускные клапаны</p>
<p>Условие: <math>\rho &gt; \rho_T</math>; <math>\mu_s f_s \neq 0</math>; <math>\beta = \left[ \frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}} &gt; \frac{\rho_T}{\rho}</math></p> $\omega_{23} = \sqrt{2RT \frac{k}{k+1}}$ $\rho_{vm} = \frac{\rho}{RT} \beta^{\frac{1}{k}}$	<p>Критическая скорость рабочего тела в минимальном сечении струи</p> <p>Плотность рабочего тела в минимальном сечении струи</p>
<p>Условие: <math>\rho &gt; \rho_T</math>; <math>\mu_s f_s \neq 0</math>; <math>\beta = \left[ \frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}} &lt; \frac{\rho_T}{\rho}</math></p> $\omega_{23} = \sqrt{2RT \left[ 1 - (\rho_T/\rho)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$	<p>Скорость рабочего тела в минимальном сечении струи</p>

Расчетная формула	Параметр
$T_{вм} = T \left( \frac{p_T}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}}$ $\rho_{вм} = \rho_T / RT_{вм}$ $\delta M_{23} = \frac{(\mu_{в}^f) \omega_{23} \rho_{вм}}{m \delta n} da^\circ$	<p>Температура рабочего тела в минимальном сечении струи</p> <p>Плотность рабочего тела в минимальном сечении струи</p> <p>Элементарное количество рабочего тела, вытекающее из цилиндра через выпускные клапаны</p>
Условие: $p < p_T$ ; $\mu_{в}^f \neq 0$	
$\omega_{32} = \sqrt{2RT_T \frac{k_T}{k_T-1} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_T} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right]}$ $T_{вм} = T_T \left( \frac{p}{p_T} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}}$ $\rho_{вм} = p / RT_{вм}$ $\delta M_{32} = \frac{(\mu_{в}^f) \omega_{32} \rho_{вм}}{m \delta n} da^\circ$ $\delta M_{ут} = (1 - r_{\gamma}) \delta M_{23} - (1 - r_{\gamma T}) \delta M_{32}$ $M_{ут} = \sum \delta M_{ут}$	<p>Скорость рабочего тела в минимальном сечении струи</p> <p>Температура рабочего тела в минимальном сечении струи</p> <p>Плотность рабочего тела в минимальном сечении струи</p> <p>Элементарное количество рабочего тела, заброшенное из выпускного коллектора в цилиндр</p> <p>Элементарная утечка воздуха из цилиндра в выпускной коллектор</p> <p>Утечка воздуха из цилиндра в выпускной коллектор</p> <p>Заряд воздуха, поступивший в цилиндр (свежая рабочая смесь)</p>
$M_{см} = \sum [(1 - r_{\gamma s}) \delta M_{12} - (1 - r_{\gamma}) \delta M_{21} - (1 - r_{\gamma}) \delta M_{23} + (1 - r_{\gamma T}) \delta M_{32}]$ $\delta M_{в} = \delta M_{23} - \delta M_{32}$ $M_{в} = \sum \delta M_{в}$ $mc_{pm23} = a + 8,314 + (b/2) T$ $mc_{pm32} = a_T + 8,314 + (b_T/2) T_T$ $\delta I_{23} = \delta M_{23} mc_{pm23} T$ $\delta I_{32} = \delta M_{32} mc_{pm32} T_T$ $\delta I_{в} = \delta I_{23} - \delta I_{32}$	<p>Элементарное количество рабочего тела, прошедшего через выпускные клапаны</p> <p>Количество рабочего тела, вышедшее из цилиндра</p> <p>Мольная средняя теплоемкость рабочего тела, вытекающего и втекающего в цилиндр через выпускные клапаны</p> <p>Элементарные энтальпии рабочего тела в переходе <math>\delta M_{23}</math>, <math>\delta M_{32}</math></p> <p>Элементарная энтальпия в переходе через выпускные клапаны</p>

Расчетная формула	Параметр
$I_B = \sum \delta I_B$	Энтальпия рабочего тела, прошедшего через выпускные клапаны
<p>Условие: при <math>\alpha &gt; \alpha_n</math> считать <math>\alpha = \varphi</math></p>	
$x = 1 - e^{-6.908 (\varphi/\varphi_2)^{m+1}}$	Характеристика выгорания топлива
$dx/d\varphi = \frac{m+1}{\varphi} 6.908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_2}\right)^{m+1} (1-x)$	Скорость выгорания топлива
$\delta Q_x = B Q_n \frac{dx}{d\varphi} d\varphi$	Элементарное количество теплоты, выделяющееся при горении за время $d\tau$
$Q_x = \sum \delta Q_x$	Количество теплоты, выделившееся при сгорании единицы топлива
$\delta M_x = M_n \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma} \frac{dx}{d\varphi} d\varphi$	Элементарное количество рабочего тела, образующееся при сгорании за время $d\tau$
$dM = \delta M_s + \delta M_x - \delta M_B$	Полное изменение количества рабочего тела в цилиндре
$dM_a = r_{a_n} \delta M_{12} - r_a \delta M_{21} - r_a \delta M_{22} +$	Изменение количества воздуха в цилиндре двигателя за время $d\tau$
$+ r_{a_T} \delta M_{32} - M_{a_n} \frac{dx}{d\varphi} d\varphi$	
$M_a = \int dM_a$	Текущее количество воздуха в цилиндре
$M_\gamma = M - M_a$	Текущее количество продуктов сгорания в цилиндре
$\alpha_\Gamma = h \sqrt[3]{S n / 30} \sqrt{p T}$	Коэффициент теплоотдачи от газов в стенке
$F = \pi D \left[ D/2 + S \left( \frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{\sigma}{2} \right) \right]$	Поверхность цилиндра, омываемая газом
$\delta Q_w = \alpha_\Gamma F (T - T_c) \frac{d\alpha^\circ}{3600 \cdot 6n}$	Элементарное количество теплоты, отдаваемое газами стенкам цилиндра за время $d\tau$
$\delta U_m = dM \left( \frac{b}{2} T \right) T$	Поправка, учитывающая отличие истинной теплоемкости от средней
$dr_\gamma = \frac{dM_\gamma M - M_\gamma dM}{M^2}$	Изменение доли продуктов сгорания в цилиндре за время $d\tau$
$da = (a_\gamma - a_a) dr_\gamma$	Изменение коэффициентов при мольной теплоемкости
$db = (b_\gamma - b_a) dr_\gamma$	

Расчетная формула	Параметр
$\delta U_c = M [da + Td(b/2)] T$ $\delta \mathcal{E}^* = \delta Q_x + \delta I_s - \delta I_b - \delta Q_w + \delta U_m - \delta U_c$	<p>Поправка, учитывающая изменение качества рабочего тела</p> <p>Внешний энергообмен с поправками, определяющий изменение давления</p>
$dp = \frac{8314}{Vmc_V} \delta \mathcal{E}^* - \frac{kp}{V} dV$ $\Delta p$	<p>Изменение давления в цилиндре за время <math>\Delta t</math></p>
$\eta_V = \frac{M_{cm}}{M_h}; \gamma = \frac{M_{\gamma V}}{M_{cm}}$ $v = M_{yt}/M_s$ $B = \eta_V M_h / \alpha M_0$ $\varphi_s = M_s / M_h$ $\rho_s = \rho_s' / RT_s$	<p>Кoeffициент наполнения</p> <p>Кoeffициент утечки</p> <p>Цикловая подача топлива</p> <p>Кoeffициент избытка продувочного воздуха</p>
$\eta_{Vs} = \eta_V \rho_{V0} / \rho_s RT_0$ $L_i = \int_{\alpha=180^\circ}^{\alpha=540^\circ} p dV$	<p>Плотность воздуха во впускном коллекторе</p> <p>Кoeffициент наполнения по параметрам рабочего тела на впуске</p> <p>Индикаторная работа</p>
$p_i = L_i / V_h$ $\eta_i = L_i / BQ_h$	<p>Среднее индикаторное давление</p> <p>Индикаторный к. п. д.</p>
$L_{nx} = \int_{\alpha=540^\circ}^{\alpha=180^\circ} p dV$ $p_{nx} = L_{nx} / V_h$ $\Delta_{nx} = L_{nx} / BQ_h$	<p>Работа насосных ходов</p> <p>Среднее давление насосных ходов</p> <p>Доля работы насосных ходов</p>
$p_{md}' = a + b \left( \frac{Sn}{30} \right) + c \left( \frac{Sn}{30} \right)^2 \left[ d (p_s - p_0) + \right. \\ \left. + \frac{p_i}{2} \right]^2$	<p>Среднее давление в механизмах двигателя</p>
$\Delta_{md} = \frac{p_{md} V_h}{BQ_h}$	<p>Доля потерь в механизмах двигателя</p>

Расчетная формула	Параметр
$i_T = \frac{\Sigma \delta I_B - 0,03 B Q_H}{M_B}$ $a_T = a/(1 - v)$ $a_T = 19,86 + 1,634/a_T$ $b_T = (427,3 + 184,3/a_T) 10^{-5}$ $T_T = \frac{- (a_T + 8,314) + \sqrt{(a_T + 8,314)^2 + 2b_T i_T}}{b_T}$	<p>Удельная энтальпия газов в выпускном коллекторе</p> <p>Коэффициент избытка воздуха в выпускном коллекторе</p> <p>Коэффициент при мольной теплоемкости</p> <p>Температура газов перед турбиной</p>
$k_T = 1 + 8,314/(a_T + b_T T_T)$ $\beta_{OT} = 1 + 0,064/a_T$	<p>Показатель адиабаты</p> <p>Коэффициент молекулярного изменения в выпускном коллекторе</p>
$\pi_H = (p_s + \Delta p_{хл})/(p_0 - \Delta p_{ф})$	<p>Степень повышения давления в нагнетателе</p>
$p_T = p_1 \left[ \frac{T_0 k_s (k_T - 1)}{1 - \beta_{OT} T_T k_T (k_s - 1)} \times \right. \\ \left. \times \left( \frac{\pi_H \frac{k_s - 1}{k_s} - 1}{\eta_T \eta_H} \right)^{\frac{k_T}{k_T - 1}} \right]$	<p>Давление газов перед турбиной в схеме дизеля с автономным турбокомпрессором</p>
$l_{ад. T} = RT_T \frac{k_T}{k_T - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_{\gamma T}}{p_T} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}} \right]$	<p>Адиабатическая работа расширения единицы рабочего тела в турбине</p>
$l_{ад. H} = RT_0 \frac{k_s}{k_s - 1} \left[ \pi_H \frac{k_s - 1}{k_s} - 1 \right]$	<p>Адиабатическая работа сжатия единицы рабочего тела в нагнетателе</p>
$p_{г. T} = \beta_0 p_0 \varphi_s l_{ад. T} \eta_T$	<p>Среднее давление, соответствующее работе на валу газовой турбины</p>
$p_H = p_0 \varphi_s l_{ад. H} / \eta_H$	<p>Среднее давление, соответствующее работе на привод нагнетателя</p>
$p_{ед} = p_i + p_{Hx} - p_{м. д}$	<p>Среднее эффективное давление собственно дизеля</p>

Расчетная формула	Параметр
$\eta_{ед} = \eta_i + \Delta_{нх} - \Delta_{м.д}$ $\Delta p_{ит} = (p_{гг} - p_n) \eta_p \pm 1$ $\Delta_{ит} = \frac{\Delta p_{ит} V_h}{B Q_n}$ $\eta_{еу} = \eta_{ед} + \Delta_{ит}$ $p_{еу} = p_{ед} + \Delta p_{ит}$ $g_i = 3600 / Q_n \eta_i$ $g_{еу} = 3600 / Q_n \eta_{еу}$ $Q_x + I_s = L_i + L_{нх} + I_v + Q_w$ $N_{еу} = p_{еу} V_h n z / 30i$ $B_q = g_{еу} N_{еу}$	<p>Эффективный к. п. д. собственно дизеля Среднее давление, соответствующее избыточной работе газовой турбины Доля избыточной работы турбины</p> <p>Эффективный к. п. д. комбинированного дизеля Среднее эффективное давление комбинированного дизеля Удельный индикаторный расход топлива Удельный эффективный расход топлива по комбинированному дизелю Контрольный индикаторный энергетический баланс Эффективная мощность комбинированного дизеля Часовой расход топлива</p>

*Примечание.*

Исходные данные:  $R, L, D, S, \epsilon, n, \mu_s f_s, \mu_v f_v, T_s, m, \varphi_z, T_c, \Delta p_{хл}, \Delta p_{ф}, \eta_T, \eta_n, p_{от}, \eta_p, z, \alpha, a_\alpha, b_\alpha, k_s, Q_n, p_0, T_0, a, b, c, d, i.$

Предварительно вычисленные величины:  $\lambda = R/L; V_h = \pi D^3 S / 4; a_1 = 19,86 + 1,634/\alpha; b_1 = (427,3 + 184,3/\alpha) 10^{-5}; \beta_0 = 1 + 0,064/\alpha; M_h = p_0 \times V_h / 8,314 T_0.$

**2. Алгоритм математического моделирования режимов характеристики комбинированного дизеля\***

Расчетная формула	Параметр
<b>Нагнетатель</b>	
$\kappa = (k_s - 1) / k_s$	Показатель степени

\* Алгоритм составлен и реализован на ЭЦВМ в соавторстве со ст. науч. сотр. С. Л. Левковичем.

Расчетная формула	Параметр
$p_1 = p_0 - \Delta p_{10} (G_s/G_{s0})^2$ $p_1 = p_1/RT_0$ $u_2 = \pi D_2 n_k / 60$ $L_k = \mu^1 u_2^2$ $T_2 = T_0 \left[ 1 + \left( \mu^1 - \frac{\mu^2}{2} \right) \alpha u_2^2 / RT_0 \right]$ $p_2 = p_1 (T_2/T_0)^{\frac{1}{m-1}}$ $c_{2r} = G_k / f_k p_2$ $\varphi_{2r} = c_{2r} / u_2$ $\nu_2 = 36,47 T_2^{0,69} 10^{-8} / p_2$ $Re = u_2 D_2 / \nu_2$ $\alpha_D = 0,88 \cdot 10^{-2} D_2 / Re^{0,2} \varphi_{2r} b_2$ $Ma = c_{2r} / \sqrt{kRT_2}$ $\mu = \mu_0 + \Delta\mu$ $\mu' = \mu + \alpha_D$ $\Delta_{уд} = \frac{\xi_{уд} c}{2\mu'} (1 - \varphi_{2r} / \varphi_{2r0})^2$ $\Delta_{тр} = \mu'_0 (1 - \eta_{к0}) (\varphi_{2r} / \varphi_{2r0})^2 / \mu'$ $\eta_{к} = 1 - \Delta_{уд} - \Delta_{тр}$ $L_{ад.к} = L_k \eta_{к}$ $\pi_{к} = (1 + \alpha L_{ад.к} / RT_0)^{1/\alpha}$ $p_{к} = p_1 \pi_{к}$ $N_{к} = G_{к} L_{к}$ $T_{к} = T_0 + \alpha L_{к} / R$ $T_{ср} = (T_{к} + T_s) / 2$ $p_{ср} = p_{к} / RT_{ср}$ $p_s = p_{к} - \Delta p_{к0} (G_s / G_{s0})^2 \rho_{ср.0} / \rho_{ср}$	<p>Давление воздуха перед компрессором</p> <p>Плотность воздуха</p> <p>Окружная скорость колеса</p> <p>Работа, потребляемая компрессором</p> <p>Температура воздуха за колесом</p> <p>Плотность воздуха за колесом</p> <p>Радиальная составляющая выходной скорости воздуха из колеса</p> <p>Коэффициент расхода</p> <p>Кинематическая вязкость воздуха</p> <p>Число Рейнольдса</p> <p>Коэффициент дискового трения</p> <p>Число Маха; если <math>Ma &gt; 0,2</math>, приращение коэффициента циркуляции <math>\Delta\mu = 0</math>, иначе <math>\Delta\mu = 1,9(1 - Ma)^{1,5}</math></p> <p>Коэффициент циркуляции</p> <p>Коэффициент работы</p> <p>Доля потерь на удар; если <math>\varphi_{2r} &lt; \varphi_{2r0}</math>, то <math>\xi_{уд} = 1,2</math>, иначе <math>\xi_{уд} = 0,7</math></p> <p>Доля потерь на трение</p> <p>К. п. д. компрессора</p> <p>Адиабатическая работа</p> <p>Степень повышения давления</p> <p>Давление воздуха после компрессора</p> <p>Мощность, потребная на привод компрессора</p> <p>Температура воздуха после компрессора</p> <p>Средняя температура в воздухоохладителе</p> <p>Средняя плотность воздуха в воздухоохладителе</p> <p>Давление воздуха перед клапанами дизеля</p>

Расчетная формула	Параметр
<b>Воздухоохладитель</b>	
$G_{BT} = G_{BT0} n/n_0$	Расход охлаждающего воздуха
$G_B = G_{B0} n/n_0$	Расход охлаждающей воды
$G_M = G_{M0} n/n_0$	Расход масла
$k_c = k_{c0} (n/n_0)^{0,695}$	Коэффициент теплопередачи секций
$Q_M = 3,6 x_M N_{MD}$	Количество теплоты, отдаваемое в масло
$k = (2/k_c F_c z_c + 1/G_{BT} c_p - 1/G_{B} c_{pB})/2$	Комплекс
$k_x F_x = (k_x F_x)_0 (G_s T_{cp}/G_{s0} T_{cp0})^{0,46}$	Удельный теплосъем в воздухоохладителе
$k_M F_M = (k_M F_M)_0 (T_M n/T_{M0} n_0)^{0,5}$	Удельный теплосъем в маслоохладителе
$N_x = k_x F_x (1/3600 G_s c_p - 1/G_{B} c_{pB})$	Характеристическое число воздухоохладителя
$N_M = k_M F_M (1/G_{M} c_{pM} - 1/G_{B} c_{pB})$	Характеристическое число маслоохладителя
$k_1 = 1/3600 G_s c_p + (1/3600 G_s c_p - 1/G_{B} c_{pB})/(e^{N_x} - 1)$	Комплекс
$k_2 = (1/G_{M} c_{pM} - 1/G_{B} c_{pB})/(e^{N_M} - 1)$	Комплекс
$Q_{xл} = (T_k - T_0 - k Q_M)/(k_1 + k_2)$	Теплоотвод в воздухоохладителе
$T_M = T_k - (k_1 - 1/G_{B} c_{pB}) Q_{xл} + k_2 Q_M$	Температура масла на выходе из маслоохладителя
$Q_{xл} = (T_k - T_M + k_2 Q_M)/(k_1 - 1/G_{B} c_{pB})$	Теплоотвод в воздухоохладителе, если
$T_s = T_k - Q_{xл}/3600 G_s c_p$	$T_M < T_{min}$ , тогда $T_M = T_{min}$
$T_{cp} = (T_k + T_s)/2$	Температура воздуха после воздухоохладителя
	Средняя температура воздуха в воздухоохладителе
<b>Турбина компрессора</b>	
$\alpha_c = M_0/BM_0$	Суммарный коэффициент избытка воздуха
$\beta_T = 1 + 0,064/\alpha_c$	Коэффициент молекулярного изменения
$G_T = \beta_T m M_s 2nz/60i$	Расход газа через турбину
$p_2 = p_0 + \Delta p_{20} (G_T \sqrt{T_T}/G_{T0} \sqrt{T_{T0}})^2$	Давление газов за турбиной; первое приближение
$\tau_{TM} = 1/[1 + (N_{M0}/N_{K0}) (G_{K0}/G_K)^{1,5}]$	Механический к. п. д.

Расчетная формула	Параметр
$v = 2 / (1 + 2\mu' G_K D_2 x_{\text{опт}}^2 / \eta_M G_T D_T \eta_{iT})$	Относительное изменение $u/c_0$
$x = vx_{\text{опт}}$	Отношение $u/c_0$
$k_\varphi = (G_T \sqrt{T_T} / G_{T0} \sqrt{T_{T0}})^{0,1}$	Поправка на изменение коэффициентов скорости
$\varphi = k_\varphi \varphi_0$	Коэффициент скорости сопловой решетки
$\psi = k_\psi \psi_0$	Коэффициент скорости рабочей решетки
$\bar{c}_1 = \varphi \sqrt{1 - \rho}$	Относительная скорость на выходе из сопловой решетки
$\bar{\omega}_1 = \sqrt{x^2 - 2x\bar{c}_1 \cos \alpha_1 + \bar{c}_1^2}$	Относительная скорость входа потока на рабочие лопатки
$\Delta\omega = \bar{c}_1 \cos \alpha_1 - x - \bar{c}_1 \sin \alpha_1 \cos \beta_{10}$	Относительная величина потерянной на удар скорости
$\xi_{\text{уд}} = k_i \Delta\omega^2$	Доля потерь на удар
$\bar{\omega}_2 = \sqrt{\psi^2 (\bar{\omega}_1^2 + \rho) - \xi_{\text{уд}}}$	Относительная скорость выхода из рабочей решетки
$\xi_1 = (1 - \varphi^2) (1 - \rho)$	Доля потерь в сопловой решетке
$\xi_2 = (1 - \psi^2) (\bar{\omega}_1^2 + \rho)$	Доля потерь в рабочей решетке
$\eta_{\text{ад}} = 1 - \xi_1 - \xi_2 - \xi_{\text{уд}}$	Адиабатический к. п. д.
$B = G_T \sqrt{RT_T} / (1 + \xi_{\text{YT}}) f_2 \bar{\omega}_2 \rho_2$	Параметр расхода
$c_0 = \sqrt{RT_T} (\sqrt{1 + 2\chi \eta_{\text{ад}} B^2} - 1) / \chi \eta_{\text{ад}} B$	Теоретическая скорость
$T_2 = T_T - \chi \eta_{\text{ад}} c_0^2 / 2R$	Температура газов за рабочей решеткой
$T_{\text{ср}} = (T_T + T_2) / 2$	Средняя температура
$k_T = 1 + 8,314 / (a_T + b_T T_{\text{ср}})$	Показатель адиабаты расширения
$\chi = (k_T - 1) / k_T$	Показатель степени; уточнение
$L_{\text{ад. T}} = c_0^2 / 2$	Адиабатическая работа расширения
$\rho_2 = \rho_0 + \Delta\rho_{20} (L_{\text{ад. T}} / L_{\text{ад. T0}})$	Давление за турбиной; уточнение
$\pi_T = \{1 / [1 - \chi (L_{\text{ад. T}} / RT_T)]\}^{1/\chi}$	Перепад давления на турбине
$\rho_T = \pi_T \rho_2$	Давление газов перед турбиной
$T_1 = T_T - [\chi (\bar{c}_1 c_0)^2 / 2R]$	Температура газов за сопловой решеткой
$\rho_1 = \rho_T [1 - (1 - \rho) (1 - \pi_T^\chi)]^{1/\chi}$	Давление газов за сопловой решеткой

Расчетная формула	Параметр
$\rho_1 = p_1/RT_1$	Плотность газа
$G_T = \int_1^2 \bar{c}_1 c_0 \rho_1$	Расход газа (проверка); при несовпадении изменить степень реактивности $\rho$
$\eta_{iT} = \eta_{iTm}^\nu (2 - \nu)$	Внутренний к. п. д.
$\eta_T = \eta_{iT} \eta_m$	Эффективный к. п. д. турбин
$N_T = G_T L_{ад. T} \eta_T$	Мощность турбины
$u_2 = x c_0$	Окружная скорость колеса
$n_T = 60 u_2 / \pi D_T$	Обороты турбины
<b>Дизель</b>	
Участок газообмена от точки <i>e</i> до точки <i>V</i>	
$\alpha^\circ$	Угол поворота коленчатого вала
$dp = 83146 \frac{p}{V} mc_V - k p dV/V$	Расчетное уравнение на участке газообмена; см. расчет номинального режима
<i>Процессы сжатия, горения, расширения заменены расчетом непосредственного перехода от точки V до точки e</i>	
$U_V = M_V (\alpha + b T_V/2) T_V$	Внутренняя энергия рабочего тела в точке V
$\omega_e = \omega_{ог.0} (M_{s0} T_s / M_s T_{s0})^{2/3} - 0,045$	Относительный тепловод от газов в стенку к началу выпуска
$\eta_i = A_0 + A_1 n + A_2 p_s + A_3 \alpha + A_{12} n p_s +$ $+ A_{13} n \alpha + A_{23} p_s \alpha + A_{11} n^2 +$ $+ A_{22} p_s^2 + A_{33} \alpha^2$	Индикаторный к. п. д.
$L_i = Q_H B \eta_i$	Индикаторная работа
$L^* = \int_{\alpha_e}^{\alpha=540} p dV - \int_{\alpha=180}^{\alpha_V} p dV$	Часть индикаторной работы на участке газообмена
$\psi = 1 - L^*/L_i$	Коэффициент
$U_e = U_V + B Q_H (1 - \psi \eta_i - \omega_e)$	Внутренняя энергия рабочего тела в точке <i>e</i>
$\beta_0 = 1 + 0,064/\alpha$	Химический коэффициент молекулярного изменения

Расчетная формула	Параметр
$\beta = 1 + (\beta_0 - 1)/(1 + \gamma)$	Полный коэффициент молекулярного изменения
$M_e = \beta M_V$	Количество рабочего тела в точке $e$
$u_e = U_e/M_e$	Удельная внутренняя энергия
$T_e = (-a_e + \sqrt{a_e^2 + 2b_e u_e})/b_e$	Температура рабочего тела в момент начала выпуска
$p_e = 8314 M_e T_e / V_e$	Давление рабочего тела в момент начала выпуска
$\eta_V = M_{cm}/M_h$	Коэффициент наполнения
$v = M_{yt}/M_s$	Коэффициент утечки
$\alpha = \eta_V M_h / M_0 B$	Коэффициент избытка воздуха
$\varphi_s = M_s / M_h$	Коэффициент избытка продувочного воздуха
$\rho_s = p_s / RT_s$	Плотность воздуха во впускном коллекторе
$\eta_{Vs} = \eta_V \rho_0 / \rho_s RT_0$	Коэффициент наполнения по параметрам рабочего тела на впуске
$p_i = L_i / V_h$	Среднее индикаторное давление
$\alpha^\circ = 180$	Работа насосных ходов
$L_{н.к} = \int_{\alpha^\circ=540}^{\alpha^\circ=180} p dV$	Среднее давление насосных ходов
$p_{н.х} = L_{н.х} / V_h$	Доля насосных ходов
$\Delta_{н.х} = L_{н.х} / BQ_h$	Среднее давление потерь в механизмах двигателя
$p_{м.д} = a + b(Sn/30) + c(Sn/30)^2 \times$	Доля потерь в механизмах двигателя
$\times [d(p_s - p_0) + p_i/2]^2$	Удельная энтальпия газов в впускном коллекторе
$\Delta_{мд} = p_{мд} V_h / BQ_h$	Коэффициент избытка воздуха в впускном коллекторе
$i_T = (\sum \delta I_B - 0,03 BQ_h) / M_B$	Коэффициенты при мольной теплоемкости
$a_T = a/(1 - v)$	Температура газов перед турбиной
$a_T = 19,86 + 1,634/a_T$	
$b_T = (427,3 + 184,3/a_T) 10^{-5}$	
$T_T = [-(a_T + 8,314) +$	
$+ \sqrt{(a_T + 8,314)^2 + 2b_T i_T}] / b_T$	

Расчетная формула	Параметр
$p_e = p_i + p_{н.х} - p_{м.д}$	Среднее эффективное давление
$\eta_e = \eta_i + \Delta_{н.х} - \Delta_{м.д}$	Эффективный к. п. д.
$g_i = 3600/Q_H \eta_i$	Удельный индикаторный расход топлива
$g_e = 3600/Q_H \eta_e$	Удельный эффективный расход топлива
$N_e = p_e V_h n z / 30i$	Эффективная мощность
$B_ч = g_e N_e$	Часовой расход топлива
$\gamma = M_{\gamma V} / M_{см}$	Коэффициент остаточных газов
$N_{м.д} = p_{м.д} V_h n z / 30i$	Мощность, затрачиваемая на преодоление потерь в механизмах двигателя

Постоянные величины:  $p_0, T_0, k_s, R, m, x_m, c_p, c_{pв}, M_0, k_i, A_0, A_1, A_2, A_3, A_{12}, A_{13}, A_{23}, A_{11}, A_{22}, A_{33}, Q_H, a, b, c, d$ .

Величины, характеризующие дизель:  $n, i, z, M_h, V_h, S$ .

Данные номинального режима:  $\Delta p_{10}, G_{s0}, D_2, f_k, b_2, \varphi_{2r0}, \mu_0, \eta_{к0}, p_{ср.0}, p_0, G_{вТ0}, G_{в0}, G_{м0}, k_{с0}, F_e, z_c, (k_x F_x)_0, T_{ср.0}, (k_m, F_m)_0, T_{м0}, \Delta p_{20}, G_{Т0}, T_{Т0}, N_{м0}, N_{к0}, G_{к0}, D_T, x_{опт}, \varphi_0, \psi_0, \alpha_1, \beta_{10}, f_2, L_{ад.Т0}, f_1, \eta_{iТм}, M_{s0}, T_{s0}, \omega_{ог.0}$ .

### 3. Алгоритм анализа цикла комбинированного дизеля

Расчетная формула	Параметр
<b>Нагнетатель</b>	
$nc_{pm0} = a_a + 8,314 + \frac{b_a}{2} T_0$	Мольная средняя теплоемкость при постоянном давлении
$i_0 = mc_{pm0} T_0$	Удельная энтальпия
$I_0 = M_s i_0$	Энтальпия воздуха, поступившего в нагнетатель
$\pi_n = \frac{p_s + \Delta p_{хл}}{p_0 - \Delta p_{ф}} = \frac{p_H}{p_0}$	Степень повышения давления в нагнетателе

Расчетная формула	Параметр
$T_H = T_0 \left( 1 + \frac{\frac{k_s - 1}{\pi} \frac{k_s - 1}{\eta_H}}{\eta_H} \right)$	Температура рабочего тела после нагнетателя
$mc_{p_{mH}} = a_\alpha + 8,314 + \frac{b_\alpha}{2} T_H$	Мольная средняя теплоемкость при постоянном давлении
$I_H = M_s mc_{p_{mH}} T_H = M_s i_H$	Энтальпия воздуха после нагнетателя
$L_H = I_H - I_0$	Работа нагнетателя
$mc_p = a_\alpha + 8,314 + b_\alpha \frac{T_0 + T_H}{2}$	Истинная мольная теплоемкость
$s_H - s_0 = mc_p \ln \frac{T_H}{T_0} - 8,314 \ln \frac{p_H}{p_0}$	Изменение энтропии при сжатии рабочего тела в нагнетателе
$e_H = (i_H - i_0) - T_0 (s_H - s_0)$	Удельная эксергия рабочего тела после нагнетателя
$E_H = M_s e_H$	Эксергия рабочего тела после нагнетателя
$A_H = I_H - E_H$	Анергия рабочего тела после нагнетателя
$\Pi_H = M_s T_0 (s_H - s_0)$	Потери эксергии при сжатии рабочего тела в нагнетателе
$\delta_{\cdot H} = \frac{\Pi_H}{Q_x}$	Доля потерь эксергии в нагнетателе
<b>Воздухоохладитель</b>	
$mc_{p_{ms}} = a_\alpha + 8,314 + \frac{b_\alpha}{2} T_s$	Мольная средняя теплоемкость при постоянном давлении
$i_s = mc_{p_{ms}} T_s$	Удельная энтальпия
$I_s = M_s i_s$	Энтальгия рабочего тела, поступившего в цилиндр двигателя
$Q_{xл} = I_H - I_s$	Количество теплоты, отведенной от рабочего тела, в воздухоохладителе
$mc_p = a_\alpha + 8,314 + b_\alpha \frac{T_0 + T_s}{2}$	Истинная мольная теплоемкость
$s_s - s_0 = mc_p \ln \frac{T_s}{T_0} - 8,314 \ln \frac{p_s}{p_0}$	Изменение энтропии при изменении параметров рабочего тела от $p_0, T_0$ до $p_s, T_s$

Расчетная формула	Параметр
$e_s = (i_s - i_0) - T_0 (s_s - s_0)$ $E_s = M_s e_s$ $E_{хл} = E_n - E_s = \Pi_{хл}$ $A_{хл} = Q_{хл} - E_{хл}$ $A_s = I_s - E_s$ $\delta_{хл} = \frac{\Pi_{хл}}{Q_x}$	<p>Удельная эксергия рабочего тела после воздухоохладителя</p> <p>Эксергия рабочего тела после воздухоохладителя</p> <p>Эксергия, отведенная с теплотой при промежуточном охлаждении воздуха</p> <p>Анергия теплоты <math>Q_{хл}</math></p> <p>Анергия энтальпии <math>I_s</math></p> <p>Доля эксергии, отведенной с теплотой <math>Q_{хл}</math></p>
<p>Цилиндр двигателя</p> <p>Наполнение</p>	
$\alpha^\circ$ $mc_p = a + 8,314 + b \frac{T + T_0}{2}$ $s - s_0 = mc_p \ln \frac{T}{T_0} - 8,314 \ln \frac{p}{p_0}$ $\delta E_{12} = \delta I_{12} \left( 1 - \frac{T_0}{T_s} \right) - \delta M_{12} T_0 (s_s - s_0)$ $\delta E_{12\alpha} = \delta I_{12} \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) - \delta M_{12} T_0 (s - s_0)$ $\delta E_{21} = \delta I_{21} \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) - \delta M_{21} T_0 (s - s_0)$ $\delta E_{21s} = \delta I_{21} \left( 1 - \frac{T_0}{T_s} \right) - \delta M_{21} T_0 (s_s - s_0)$ $\delta \Pi_{12} = \delta E_{12} - \delta E_{12\alpha}$ $\delta \Pi_{21} = \delta E_{21} - \delta E_{21s}$ $\delta \Pi_s = \delta \Pi_{12} + \delta \Pi_{21}$ $\Pi_s = \Sigma \delta \Pi_s$	<p>Угол поворота коленчатого вала</p> <p>Истинная молярная теплоемкость при <math>p = \text{const}</math></p> <p>Изменение энтропии рабочего тела при изменении его параметров от <math>p_0, T_0</math> до <math>p, T</math></p> <p>Элементарная эксергия рабочего тела <math>\delta M_{12}</math>, поступившего в цилиндр двигателя</p> <p>Элементарная эксергия рабочего тела <math>\delta M_{12}</math>, поступившего в цилиндр двигателя</p> <p>Элементарная эксергия рабочего тела <math>\delta M_{21}</math>, выходящего из цилиндра во впускной коллектор</p> <p>Элементарная эксергия рабочего тела <math>\delta M_{21}</math>, вышедшего из цилиндра во впускной коллектор</p> <p>Элементарные потери эксергии при наполнении</p> <p>Потери эксергии при наполнении</p>

Расчетная формула	Параметр
$\delta_s = \frac{\Pi_s}{Q_x}$	Доля потерь эксергии при наполнении
<i>Теплообмен со стенками</i>	
$\delta E_w = \delta Q_w \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$	Элементарная эксергия теплоты $\delta Q_w$
$\delta A_w = \delta Q_w - \delta E_w$	Элементарная анергия теплоты $\delta Q_w$
$E_w = \Sigma \delta E_w$	Эксергия теплоты $Q_w$
$A_w = Q_w - E_w$	Анергия теплоты $Q_w$
$\delta_w = \frac{E_w}{Q_x}$	Доля эксергии, отведенной от газов в стенки
<i>Тепловыделение при горении</i>	
$\delta E_x = \delta Q_x \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \delta M_x T_0 (s - s_0)$	Элементарная эксергия теплоты $\delta Q_x$
$E_x = \Sigma \delta E_x$	Эксергия теплоты $Q_x$
$A_x = Q_x - E_x$	Анергия теплоты $Q_x$
$\delta A_x = \delta Q_x - \delta E_x$	Элементарная анергия теплоты $\delta Q_x$
$\delta_x = \frac{A_x}{Q_x}$	Доля анергии теплоты $Q_x$
<i>Выпуск</i>	
$\delta E_{23} = \delta I_{23} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \delta M_{23} T_0 (s - s_0)$	Элементарная эксергия рабочего тела $\delta M_{23}$ , вытекающего из цилиндра в выпускной коллектор
$m c_p = a_T + 8,314 + b_T \frac{T_T + T_0}{2}$	Истинная мольная теплоемкость при $p = \text{const}$
$s_T - s_0 = m c_p \ln \frac{T_T}{T_0} - 8,314 \ln \frac{p_T}{p_0}$	Изменение энтропии рабочего тела при изменении его параметров от $p_0, T_0$ до $p_T, T_T$

Расчетная формула	Параметр
$\delta E_{23T} = \delta I_{23} \left( 1 - \frac{T_0}{T_T} \right) - \delta M_{23} T_0 (s_T - s_0)$ $\delta \Pi_{23} = \delta E_{23} - \delta E_{23T}$	<p>Элементарная эксергия рабочего тела <math>\delta M_{23}</math> при параметрах рабочего тела в выпускном коллекторе</p> <p>Потери эксергии при перетекании элемента рабочего тела <math>\delta M_{23}</math> из цилиндра в коллектор</p>
$\delta E_{32} = \delta I_{32} \left( 1 - \frac{T_0}{T_T} \right) - \delta M_{32} T_0 (s_T - s_0)$	<p>Элементарная эксергия рабочего тела <math>\delta M_{32}</math>, поступающего из коллектора в цилиндр</p>
$\delta E_{32y} = \delta I_{32} \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) - \delta M_{32} T_0 (s - s_0)$ $\delta \Pi_{32} = \delta E_{32} - \delta E_{32y}$ $\delta \Pi_B = \delta \Pi_{23} + \delta \Pi_{32}$	<p>Элементарная эксергия рабочего тела <math>\delta M_{32}</math> при параметрах газа в цилиндре</p> <p>Потери эксергии при перетекании элемента рабочего тела <math>\delta M_{32}</math> из коллектора в цилиндр</p>
$\Pi_B = \Sigma \delta \Pi_B$	<p>Элементарные потери эксергии при газообмене цилиндра с выпускным коллектором</p> <p>Потери эксергии при газообмене цилиндра с выпускным коллектором</p>
$\delta E_B = \delta E_{23} - \delta E_{32}$	<p>Элементарная эксергия выпускных газов за время <math>dt</math></p>
$E_B = \Sigma \delta E_B$	<p>Эксергия выпускных газов</p>
$\delta A_B = \delta I_B - \delta E_B$	<p>Элементарная анергия выпускных газов</p>
$A_B = I_B - E_B$	<p>Анергия выпускных газов, покидающих цилиндр</p>
$\delta_B = \frac{\Pi_B}{Q_x}$	<p>Доля потерь эксергии при газообмене цилиндра с выпускным коллектором</p>
<i>Контрольное уравнение</i>	
$mc_{pMT} = a_T + 8,314 + \frac{b_T}{2} T_T$	<p>Мольная средняя теплоемкость при <math>p = \text{const}</math></p>
$i_T = mc_{pMT} T_T$	<p>Удельная энтальпия</p>
$\alpha_a = \frac{M_s}{M_0 B}$	<p>Суммарный коэффициент избытка воздуха</p>
$\beta_T = 1 + \frac{0,064}{\alpha_a}$	<p>Коэффициент молекулярного изменения</p>
$M_T = \beta_T M_s$	<p>Количество газов при выпуске</p>

Расчетная формула	Параметр
$e_T = (i_T - i_0) - T_0 (s_T - s_0)$ $E_T = M_T e_T$ $\Pi_D = (Q_x + E_s) - (L_i + L_{нх}) - E_T$ $\Pi_D = \Pi_s + E_w + A_x + \Pi_b$ $A_T = M_T i_T - E_T$	<p>Удельная эксергия газов, поступающих на турбину  Эксергия газов, поступающих на турбину  Потери эксергии по дизелю</p> <p>Анергия газов, поступающих на турбину</p>
Газовая турбина	
$mc_V = a_T + b_T T_T$ $k_T = 1 + \frac{8,314}{mc_V}$	<p>Мольная теплоемкость при <math>V = \text{const}</math>  Показатели адиабаты</p>
$T_{OT} = T_T \left\{ 1 - \left[ 1 - \left( \frac{p_{OT}}{p_T} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}} \right] \eta_{iT} \right\}$	<p>Температура газов после турбины</p>
$mc_p = a_T + 8,314 + b_T \frac{T_T + T_{OT}}{2}$	<p>Истинная мольная теплоемкость при <math>p = \text{const}</math></p>
$s_{OT} - s_T = mc_p \ln \frac{T_{OT}}{T_T} - 8,314 \ln \frac{p_{OT}}{p_T}$	<p>Изменение энтропии рабочего тела при изменении его параметров от <math>p_T, T_T</math> до <math>p_{OT}, T_{OT}</math></p>
$\Pi_T = M_T T_0 (s_{OT} - s_T)$	<p>Потери эксергии по турбине</p>
$mc_{pm} = a_T + 8,314 + \frac{b_T}{2} T_{OT}$	<p>Мольная средняя теплоемкость при <math>p = \text{const}</math></p>
$i_{OT} = mc_{pm} T_{OT}$	<p>Удельная энтальпия</p>
$mc_p = a_T + 8,314 + b_T \frac{T_{OT} + T_0}{2}$	<p>Истинная мольная теплоемкость при <math>p = \text{const}</math></p>
$s_{OT} - s_0 = mc_p \ln \frac{T_{OT}}{T_0} - 8,314 \ln \frac{p_{OT}}{p_0}$	<p>Изменение энтропии рабочего тела при изменении его параметров от <math>p_0, T_0</math> до <math>p_{OT}, T_{OT}</math></p>
$e_{OT} = (i_{OT} - i_0) - T_0 (s_{OT} - s_0)$	<p>Удельная эксергия</p>
$E_{OT} = M_T e_{OT}$	<p>Эксергия рабочего тела, покидающего турбину</p>

Расчетная формула	Параметр
$A_{OT} = M_T i_{OT} - E_{OT}$ $\delta_T = \frac{P_T}{Q_x}$ $\delta_{OT} = \frac{E_{OT}}{Q_x}$ $\delta_{мд} = \frac{P_{мд} \cdot V_h}{Q_x}$	<p>Анергия рабочего тела, покидающего турбину</p> <p>Доля потерь эксергии по турбине</p> <p>Доля эксергии рабочего тела, покидающего турбину</p> <p>Доля потерь в механизмах двигателя</p>
<i>Контрольное уравнение</i>	
$\eta_{cy} = 1 - \delta_n - \delta_{хл} - \delta_s - \delta_w - \delta_x - \delta_b - \delta_T - \delta_{OT} - \delta_{м.д.}$	Эффективный к. п. д. комбинированного дизеля и его составляющие

**Примечание.** Исходные данные берутся по результатам предшествующего математического или физического моделирования цикла:  $a_a, b_a, a_T, b_T, a, b, Q_x, L_i, L_{н.х}, \delta Q_x, \delta Q_w, \delta M_x, \delta I_{12}, \delta M_{12}, \delta I_{21}, \delta M_{21}, \delta I_{23}, \delta M_{23}, \delta I_{32}, \delta M_{32}, M_s, M_T, M_0, V, p_0, p_s, p_T, p_{OT}, p, p_{м.д.}, \Delta p_{хл}, \Delta p_{ср}, T_0, T_s, T_T, T, k_s, V_h, \eta_n, \eta_{iT}$ .

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Алексеев Г. Д., Карпович В. А.** Энергетические установки промышленных судов.—Л.: Судостроение, 1972.—175 с. 2. **Андрющенко А. И.** Основы технической термодинамики реальных процессов.—М.: Высшая школа, 1975.—264 с. 3. **Брилинг Н. Р., Вихерт М. М., Гутерман И. И.** Быстроходные дизели.—М.: Машгиз, 1951.—520 с. 4. **Бродянский В. М.** Эксергетический метод термодинамического анализа.—М.: Энергия, 1973.—296 с. 5. **Бэр Г. Д.** Техническая термодинамика.—М.: Мир, 1977.—518 с. 6. **Винарский М. С., Лурье М. В.** Планирование эксперимента в технологических исследованиях.—Киев: Техніка, 1975.—168 с. 7. **Вукалович М. П., Новинов И. И.** Термодинамика.—М.: Энергия, 1968.—496 с. 8. **Глаголев Н. М.** Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания.—М.: Машгиз, 1950.—480 с. 9. **Глаголев Н. М.** Способы повышения к. п. д. тепловозных двигателей. механический и эффективный к. п. д.—В кн.: Тепловозные и судовые двигатели. М.: Машгиз, 1962, с. 5—31. 10. **Гончар Б. М.** Численное моделирование рабочего процесса дизелей. Энергомашиностроение, 1968, № 7, с. 7—8. 11. **Гохштейн П. П.** Современные методы термодинамического анализа энергетических установок.—М.: Энергия, 1969.—368 с. 12. **Жуковский В. С.** Техническая термодинамика.—М.: Гостехиздат, 1952.—212 с. 13. **Залевски К.** Феноменологическая и статистическая термодинамика.—М.: Мир, 1973.—168 с. 14. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя / **Стечкин Б. С., Генкин К. И., Золотаревский В. С.** и др.—М.: Изд-во АН СССР, 1960.—200 с. 15. Исследование и доводка тепловозных дизелей / **Синенко Н. П., Гринсберг Ф. Г., Половинкин И. Д.** и др.—М.: Машиностроение, 1975.—182 с. 16. **Калабин В. П.** Тепловые процессы двигателей внутреннего сгорания.—М.: Машгиз, 1959.—440 с. 17. **Кричевский И. Р.** Понятия и основы термодинамики.—М.: Химия, 1970.—439 с. 18. **Левкович С. Л.** Закономерности изменения характеристик центробежного компрессора на двигателе.—Двигатели внутреннего сгорания, 1973, вып. 17, с. 118—127. 19. **Левкович С. Л., Шокотов Н. К.** Сравнение и анализ систем охлаждения наддувочного воздуха и масла тепловозных двигателей на различных режимах работы.—Двигатели внутреннего сгорания, 1973, вып. 18, с. 117—124. 20. **Мамонтов М. А.** Вопросы термодинамики тела переменной массы.—М.: Оборонгиз, 1961.—56 с. 21. Методика определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений (Основные предложения).—М.: Производственно-издательский комбинат ВИНТИ, 1977.—12 с. 22. **Михайлов В. В.** Понятия о теплоте в термодинамике.—В кн.: Исследования по термодинамике.—М.: Наука, 1973, с. 11—28. 23. **Петриченко Р. М.** Рабочие процессы поршневых машин.—Л.: Машиностроение, 1972.—175 с. 24. **Путилов К. А.** Лекции по термодинамике.—М.: Изд. Всесоюз. хим. о-ва им. Менделеева, 1939.—350 с. 25. **Разлейцев Н. Ф.** Механические потери двигателя

- с высоким наддувом.—Двигатели внутреннего сгорания, 1966, вып. 3, с. 9—12.
28. Рафалес-Ламарка Э. Э., Николаев В. Г. Некоторые методы планирования и математического анализа биологических экспериментов.—К.: Наук. думка, 1971.—175 с.
29. Степанов Г. Ю. Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей.—М.: Машгиз, 1958.—350 с.
30. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей / Орлин А. С., Вырубов Д. Н., Ивин В. Н. и др.—М.: Машиностроение, 1971.—400 с.
31. Тепловозы. Под ред. Н. И. Панова.—М.: Машиностроение, 1976.—544 с.
32. Техническая термодинамика. Под ред. В. И. Крутова.—М.: Высшая школа, 1971.—472 с.
33. Эпштейн А. С., Кудряш А. П., Шеховцов А. Ф. К оценке среднеэксплуатационной экономичности тепловозных дизелей.—Двигатели внутреннего сгорания, 1974, вып. 19, с. 157—162.
34. Я. де Бур. Введение в молекулярную физику и термодинамику.—М.: Изд-во иностр. лит., 1962.—277 с.
35. Allis W. P., Herlin M. A. Thermodynamics and statistical Mechanics. N. Y., Mc. Graw.—Hill Book Co Inc., 1952, p 61.
36. Callen H. B. Thermodynamics. An Introduction to the Physical Theories of Equilibrium, Thermostatitics and Irreversible Thermodynamics. N. Y. J. Wiley and Son; Inc., 1960, p. 19.
37. Woschni G., Anisitis F. Eine Methode zur voranberechnung der Anderung des brennverlaufs mittelschnell laufender Dieselmotoren bei geräuderten Betriebsbedingungen.—MTZ, 1973, S. 16—27.

<b>ПРЕДИСЛОВИЕ</b> . . . . .	3
<b>Глава 1. ВОПРОСЫ ТЕОРИИ ТЕЛА ПЕРЕМЕННОЙ МАССЫ В ЭЛЕМЕНТАХ КОМБИНИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ</b> . . . . .	5
1. Основы энергообмена открытых термодинамических систем комбинированных дизелей . . . . .	5
2. Аналитическое выражение первого принципа термодинамики для открытой термодинамической системы . . . . .	8
3. Формы первого принципа термодинамики для рабочего тела переменного количества и качества . . . . .	12
4. Политропные процессы в закрытых и открытых термодинамических системах и возможность их описания в конечном виде . . . . .	13
5. Аналитическое выражение второго принципа термодинамики для тела переменной массы . . . . .	16
6. Элементарный эксергетический баланс для процесса в открытой термодинамической системе . . . . .	21
7. Особенности процессов в системах с постоянным объемом и переменным количеством рабочего тела . . . . .	25
8. Процессы в системах с направленной термодинамической неоднородностью . . . . .	29
<b>Глава 2. КОМБИНИРОВАННЫЙ ДИЗЕЛЬ КАК ОБЪЕКТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ</b> . . . . .	32
1. Энергоэксергетический баланс комбинированного дизеля . . . . .	32
2. Термодинамические и конструктивные параметры комбинированного дизеля, определяющие его эффективный к. п. д. . . . .	35
3. Схема изменения количества и качества рабочего тела в цилиндре двигателя . . . . .	38
4. Единая основа математического описания процессов в цилиндре двигателя в различных расчетных методах . . . . .	44
5. Схема моделирования режимов работы комбинированных дизелей, разработанная в ХПИ . . . . .	47
6. Среднеэксплуатационный расход топлива на установившемся режиме как критерий термодинамической оптимизации . . . . .	55
7. Схема оптимизации определяющих параметров цикла комбинированного транспортного дизеля . . . . .	58
8. Энергоэкономический метод анализа эффективности транспортных силовых установок . . . . .	64

**Глава 3. ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОМЫШЛЕННЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ**

- |   |    |
|---|----|
| 1. Оптимизация определяющих параметров номинального режима перспективных судовых дизелей . . . . .                        | 66 |
| 2. Энергоэкономический анализ показателей судовых дизелей . . . . .   | 73 |
| 3. Оптимальное отношение мощности силовой турбины к мощности дизеля в тепловозном двигателе с форсажной камерой . . . . . | 78 |
| 4. Энергоэкономический анализ показателей перспективного тепловозного двигателя . . . . .                                 | 85 |
| 5. Оптимизация определяющих параметров тепловозного дизеля с учетом условий эксплуатации . . . . .                        | 90 |

**ПРИЛОЖЕНИЯ . . . . . 97**

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ . . . . . 116**

Николай Константинович  
Шокотов

**ОСНОВЫ  
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ  
ОПТИМИЗАЦИИ  
ТРАНСПОРТНЫХ  
ДИЗЕЛЕЙ**

Редактор *И. И. Юркевич*  
Художественное оформление *А. И. Удовенко*  
Художественный редактор *В. Б. Мартыняк*  
Технический редактор *Г. П. Александрова*  
Корректор *Н. С. Калинина*

Информ. бланк № 4449.

Сдано в набор 17.04.79. Подп. в печать 02.10.79. БЦ 09219.  
Формат 60×84/16. Бумага типогр. № 3. Лит. гарн. Выс. печать  
6,9 усл. печ. л. 9,8 уч.-изд. л. Тираж 1000 экз. Изд. № 702.  
Зак. 9-276. Цена 1 р. 60 к.

Издательство при Харьковском государственном университете  
издательского объединения «Вища школа». 310003. Харьков-3,  
ул. Университетская, 16

Харьковская книжная фабрика «Коммунист» республиканского  
производственного объединения «Полиграфкнига» Госкомиздата  
УССР. 310012, Харьков-12, ул. Энгельса, 11.