

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ СО СВОБОДНО-ПОРШНЕВЫМ ГЕНЕРАТОРОМ ГАЗА

Г. Ф. Подольский

Из решений XX съезда Коммунистической партии Советского Союза вытекает задача создания более совершенных силовых установок для народного хозяйства.

Для выполнения поставленных задач целесообразно работать над созданием комбинированных силовых установок, состоящих из свободно-поршневого генератора газа и расширительного агрегата.

Хотя схема комбинированной силовой установки со свободно-поршневым генератором газа известна давно (1), но до настоящего времени отсутствует достаточно подробный анализ влияния различных факторов на экономичность, мощность и термонапряженность такой установки. Поэтому для создания более совершенного двигателя назрела необходимость в выполнении термодинамического анализа комбинированной силовой установки со свободно-поршневым генератором газа.

Схема работы силовой установки

Комбинированные силовые установки, состоящие из двухтактного свободно-поршневого генератора газа и расширительной машины, могут быть выполнены по разнообразным схемам. Но для определения наиболее выгоднейших параметров рабочего процесса достаточно произвести термодинамический анализ комбинированного двигателя, выполненного по схеме, представленной на рисунке 1.

Принцип работы силовой установки заключается в следующем.

При непрерывном возвратно-поступательном движении рабочих поршней 3 атмосферный воздух через впускные клапаны 4 поступает в цилиндры компрессора 2. После сжатия до давления P_2 происходит выталкивание через выпускные клапаны 5 в продувочный ресивер 6.

Протекание процессов в цилиндрах компрессора можно изобразить диаграммой в координатах PV (рис. 1).

На участке 4—1 осуществляется наполнение цилиндра компрессора, а по линии 1—2 — сжатие воздуха до давления P_2 . От точки 2 до точки 3 происходит выталкивание рабочего тела в продувочный ресивер 6 и по линии 3—4 осуществляется расширение воздуха вредного пространства.

Из продувочного ресивера 6 через окна 7 воздух поступает для продувки и зарядки рабочего цилиндра 1. Продукты сгорания и продувочный воздух вытекают через окна 8 в выхлопной ресивер 9.

Тепловые процессы, проходящие в рабочем цилиндре, схематически можно изобразить индикаторной диаграммой в координатах PV (рис. 1б).

По линии $a \div c$ осуществляется процесс сжатия, а в точке c — впрыск топлива. Топливо после самовоспаления сгорает на участке $C_1 \div C \div Z' \div Z$. От точки Z до точки ν происходит расширение продуктов сгорания, а на участке $\nu \div b \div 7 \div a$ осуществляется очистка и зарядка рабочего цилиндра.

Движение оппозитивных поршней от внутренней мертвой точки к внешней происходит за счет работы расширения в рабочем цилиндре. Обратное движение поршней, то есть сжатие в рабочем цилиндре и нагнетание продувочного воздуха осуществляется энергией, аккумулированной в воздушном буфере 10.

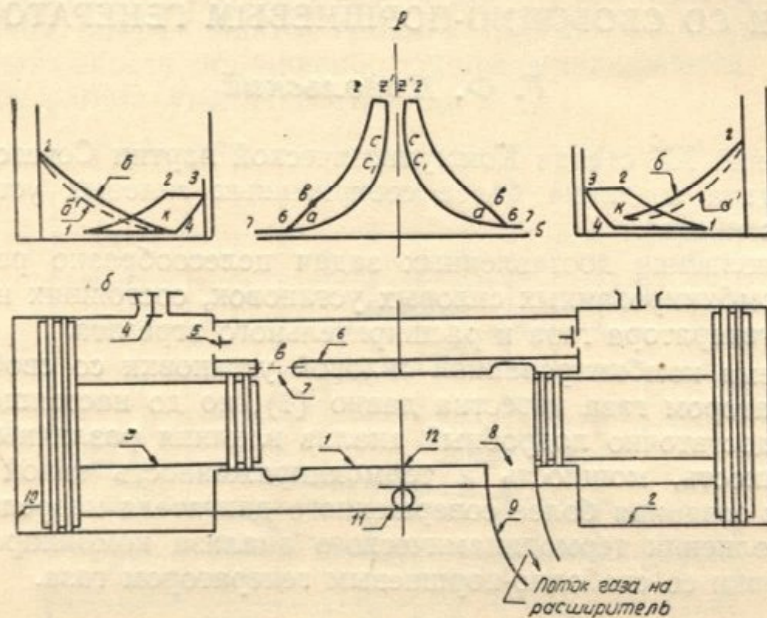


Рис. 1, а, б, в.

1 — рабочий цилиндр; 2 — цилиндр компрессора, 3 — рабочий поршень; 4 — впускные клапаны; 5 — выпускные клапаны; 6 — продувочный ресивер; 7 — продувочные окна; 8 — выхлопные окна; 9 — выхлопной ресивер; 10 — воздушный буфер; 11 — синхронизирующий элемент; 12 — форсунка.

Сжатие буферного воздуха происходит по линии $\kappa \div b \div 2$, а расширение (вследствие потери энергии) — по линии $2 \div b \div \kappa$ (рис. 1в).

Из рисунка 1 видно, что в начале расширения, то есть в начальный момент движения поршней от внутренней мертвой точки к внешней сумма давлений газа в рабочем цилиндре и давления воздуха во вредном пространстве компрессора (активные силы) значительно превышает силы трения и силы давления в воздушном буфере (силы сопротивления), вследствие чего происходит увеличение скорости поршней, то есть избыток энергии рабочего цилиндра и мертвого пространства над энергией сопротивления трансформируется в кинетическую энергию поршневых масс. С увеличением хода поршня давление в рабочем цилиндре и в цилиндре компрессора уменьшается, а давление воздуха в буфере растет. В некоторый момент времени устанавливается равенство между силами сопротивления и активными силами. При дальнейшем движении поршней силы сопротивления больше активных сил и перемещение происходит за счет уменьшения кинетической энергии поршней, то есть скорость движения поршней уменьшается.

Синхронность движения оппозитивных поршней обеспечивается механической связью, схема которой показана на рисунке 1. Из выхлопного

ресивера 9 рабочее тело поступает на расширительный агрегат, с вала которого снимается полезная мощность.

Следовательно, с помощью свободно-поршневого генератора газа осуществляется сжатие воздуха, поступающего на расширительный агрегат и подогрев его выхлопными газами рабочего цилиндра. Поэтому протекание теплового процесса в рассматриваемой комбинированной силовой установке можно схематически изобразить следующей диаграммой в координатах PV (рис. 2).

По линии $1 \div \kappa$ происходит сжатие воздуха, а на интервале $\kappa \div p$ осуществляется подвод тепла путем смешивания газов с продувочным воздухом, и от точки p до точки 2 осуществляется расширение рабочего тела в расширительном аппарате.

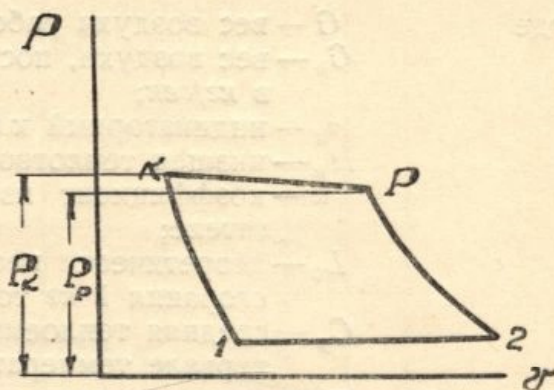


Рис. 2.

Составление основных соотношений

В данной работе расчет параметров газового потока производится только методом условного полного торможения. Поэтому в обозначениях не вводится обычно применяемое обозначение условно заторможенного потока.

$$\text{Отношение } \frac{G_{\kappa}}{G} = Z.$$

Из анализа схемы работы бескривошипного генератора газа видно, что индикаторная работа, развиваемая газом в рабочем цилиндре, расходуется на индикаторную работу цилиндра поршневого компрессора, на преодоление сил трения и на потерю энергии в буферном цилиндре, то есть для свободно-поршневого генератора газа можно написать равенство:

$$L_{ik} = L_{ip} \eta_m \eta_6, \quad (1)$$

где L_{ip} — индикаторная работа рабочего цилиндра в $кгм$,
 L_{ik} — индикаторная работа цилиндра компрессора в $кгм$,
 $\eta_m = 1 - \frac{L_m}{L_{ip}}$ — механический к.п.д. СПГ,
 L_m — работа трения,
 $\eta_6 = 1 - \frac{L_3}{L_{ip}}$ — коэффициент, учитывающий потерю энергии в воздушном буфере;
 L_3 — работа, эквивалентная потере энергии в буферном цилиндре в $кгм$.

Величину L_{ip} можно определить из уравнения

$$L_{ip} = GL_i = G \frac{\eta_{li} H_u}{A \alpha L_0}; \quad (2)$$

а значение L_{ik} определяется из соотношения

$$L_{ik} = G_k L'_{ik} = G_k \frac{C_p}{A \eta_n} (T_2 - T_1) = G \frac{C_p}{A \eta_n} T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right], \quad (3)$$

где

- G — вес воздуха рабочего цилиндра в $кг/сек$;
 G_k — вес воздуха, поступившего в цилиндр компрессора, в $кг/сек$;
 η_i — индикаторный к.п.д. поршневого двигателя;
 H_u — низшая теплотворность топлива в $ккал/кг$;
 α — коэффициент избытка воздуха в поршневом двигателе;
 L_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 $кг$ топлива в $кг$;
 C_p — средняя теплоемкость воздуха при $P = \text{пост.}$ в интервале температур $T_1 - T_2$ в $ккал/кг/град$;
 T_1 и T_2 — абсолютная температура в начале и в конце сжатия в поршневом компрессоре, в $град.$;
 $P_1 = \sigma_1 P_0$ и $P_2 = \frac{P_k}{\sigma_2}$ — давление в начале и в конце сжатия в цилиндре компрессора, в $кг/см^2$;
 P_0 — давление окружающей среды в $кг/см^2$;
 P_k — давление в продувочном ресивере в $кг/см^2$;
 σ_1 и σ_2 — коэффициенты потерь в системе впуска и выпуска цилиндра компрессора;
 K — средний показатель адиабаты сжатия в интервале температур от T_1 до T_2 ;
 η_n — политропический к.п.д. поршневого компрессора, учитывающий изменение работы компрессора вследствие теплообмена с внешней средой и утечек воздуха.

Подставляя в равенство (1) значение L_{ip} и L_{ik} , получаем

$$Z = \frac{G_k}{G} = \frac{\eta_i H_u \eta_m \eta_b \eta_n}{\alpha L_0 C_p T_1 \left[\left(\frac{P_k}{\sigma_1 \sigma_2 P_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}. \quad (4)$$

Из выражения (4) видно, что отношения $Z = \frac{G_k}{G}$ изменяется прямо пропорционально $\eta_i/\alpha \cdot H_u/L_0$; η_m ; η_n ; η_b и обратно пропорционально T_1 ; $(P_k/\sigma_1 \sigma_2 P_0)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$.

Для углеводородных топлив $H_u/L_0 \approx \text{пост.}$, а характер изменения η_i и η_i/α виден из рисунка 3, построенного по данным [2], то есть при увеличении α η_i растет, а отношение η_i/α уменьшается.

Количественное изменение Z в зависимости от P_k показано на рисунке 4.

Из рисунка 4 видно, что величина Z значительно превышает существующий в двухтактных быстроходных двигателях коэффициент продувки (φ).

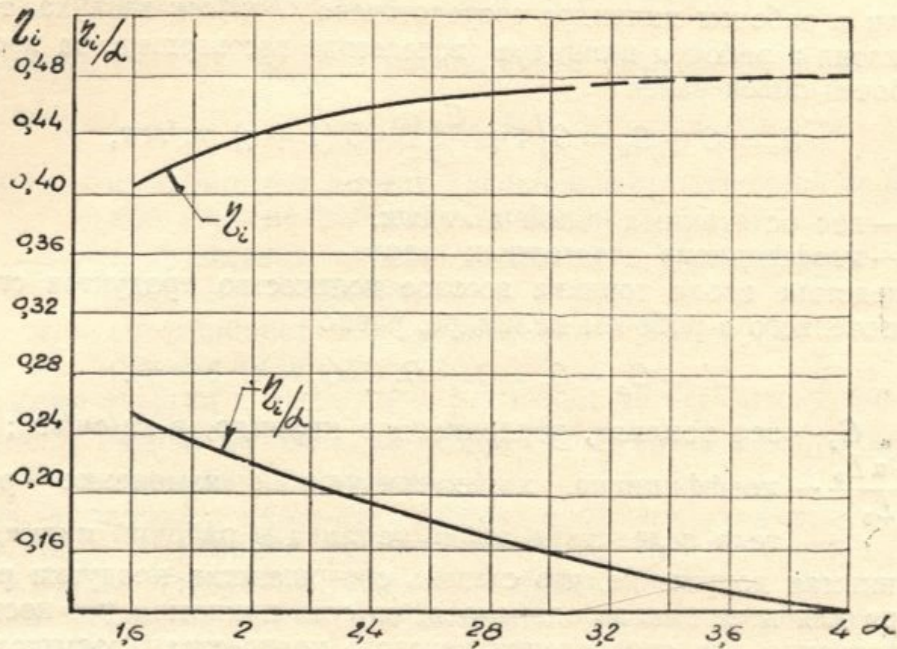


Рис. 3. Изменение η_i и η_i/α Ef (α).

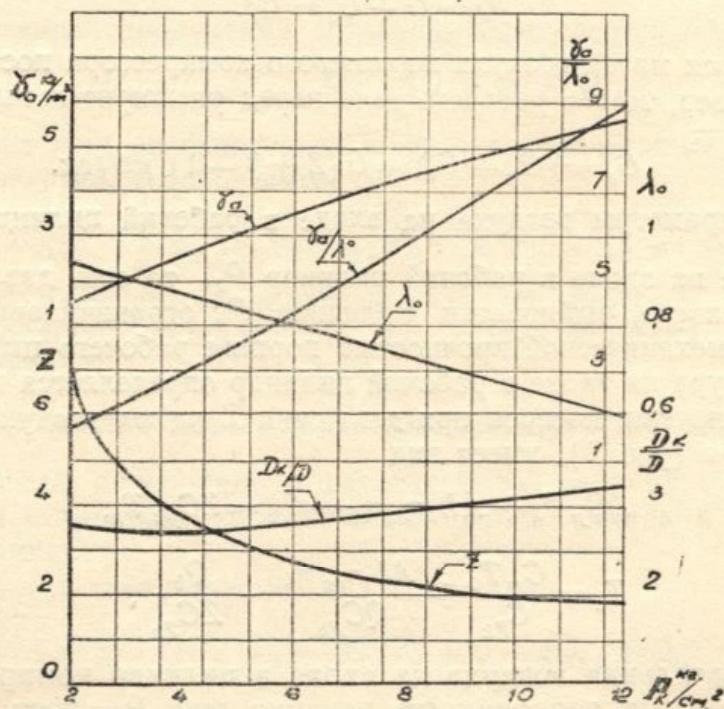


Рис. 4. Изменение λ_0 ; γ_a ; Z ; γ_a/λ_a ; D_k/D — в зависимости от P_k (при $\eta_i = 0,435$; $\alpha = 2$; $\sigma_1 = \sigma_2 = 0,9$; $P_0 = 1,033$ кг/см²; $\lambda_2 = 1$; $E_0 = 0,06$; $\varepsilon = 10$; $\psi = 0,4$; $\Delta t = 10^\circ$; $T_2 = 1000^\circ\text{K}$; $T_1 = 288^\circ\text{K}$; $\eta_{п} = 1$; $\eta_{и} \eta_{б} = 0,95$; $K = 1,4$; $C_p = 0,24$; $Q_k = 0$; $n_3 = 1,35$).

Вес рабочего тела расширителя

Из предыдущего известно, что если в рабочем цилиндре (после продувки) помещается G кг/сек воздуха, то весовой заряд цилиндров компрессора, то есть вес воздуха, поступающего в продувочный ресивер, равен

$$G = ZG \text{ кг/сек.} \quad (5)$$

Если в рабочем цилиндре сосредоточено G кг/сек воздуха, то в начале сжатия в рабочем цилиндре (вследствие несовершенства продувки) вес рабочей смеси равен

$$G_0 = G + G_2 = G \left(1 + \frac{G_2}{G} \right) = G (1 + \gamma) \text{ кг/сек}, \quad (6)$$

где G_2 — вес остаточных газов в кг/сек,
 γ — коэффициент остаточных газов.

Вследствие ввода топлива весовое количество продуктов сгорания, сосредоточенного в рабочем цилиндре, равно

$$G'_2 = G_a + G_r = C + G_2 + G_r = G (\beta + \gamma), \quad (7)$$

где G_r — вес топлива, введенного в цилиндр, в кг/см/сек;
 $\beta = \frac{1 + \alpha L_0}{\alpha L_0}$ — коэффициент, характеризующий изменение рабочего тела вследствие ввода топлива в рабочий цилиндр.

Принимая допущение, что степень совершенства продувки рабочего цилиндра для всех циклов одинакова, то есть принимая $\gamma = \text{пост.}$, получаем уравнение для определения весового количества продуктов сгорания, поступающих в выхлопной ресивер

$$G = G + G_r = G\beta. \quad (8)$$

Так как вся масса воздуха поршневого компрессора поступает в выхлопной ресивер, то вес рабочего тела перед расширительным агрегатом равен

$$G_p = (G_k + G_r) = G (Z + \beta - 1) \text{ кг/сек}. \quad (9)$$

Параметры воздуха на входе в рабочий цилиндр

Давление на входе в рабочий цилиндр P_k , то есть давление в продувочном ресивере, выбирается. Величина P_k ограничивается жаропрочностью и механической прочностью поршня рабочего цилиндра.

Температура на входе в рабочий цилиндр определяется из уравнения сохранения энергии, которое при движении Z кг/сек воздуха от сечения b до сечения v (рис. 1), имеет вид

$$ZC_p T_0 + AL_i \eta_m \eta_b - Q_k = ZC_{pk} T_k, \quad (9a)$$

откуда

$$T_k = \frac{C_p T_0}{C_{pk}} + \frac{AL_i \eta_m \eta_b}{QC_{pk}} - \frac{Q_k}{ZC_{pk}}, \quad (10)$$

где $C_p T_0$ — энтальпия воздуха на входе в цилиндр компрессора.

C_p — средняя теплоемкость воздуха при $P = \text{пост.}$ и температуре T_0 ;

T_0 — абсолютная температура воздуха на входе в цилиндр компрессора;

$AL_i \eta_m \eta_b$ — тепло, эквивалентное эффективной работе спг;

Q_k — тепло, потерянное в окружающую среду при движении воздуха от сечения b до сечения v ;

C_{pk} — теплоемкость воздуха при $P = \text{пост.}$ и температуре T_k .

Величину Q_k можно выразить формулой

$$Q_k = ZC_p \Delta t_b; \quad (11)$$

где Δt_b — изменение температуры за счет теплообмена с внешней средой.

ПАРАМЕТРЫ ГАЗА НА ВХОДЕ В РАСШИРИТЕЛЬ

Давление газа на входе в расширитель определяется из соотношения

$$P_p = \sigma_p P_k, \quad (12)$$

где $\sigma_p = \sigma\sigma_3$ — коэффициент потерь давления в продувочной и выхлопной системе рабочего цилиндра;

σ — коэффициент потерь давления в продувочной системе рабочего цилиндра;

σ_3 — коэффициент потерь давления в выхлопной системе рабочего цилиндра.

Тепловая энергия в выхлопном ресивере, то есть перед выходом в расширитель, состоит из тепла, внесенного продувочным воздухом, и тепла выхлопных газов рабочего цилиндра.

Если в рабочем цилиндре (после продувки) остается 1 кг/сек воздуха, то в выхлопной ресивер поступает продувочного воздуха $(Z-1)$ кг/сек, а продуктов сгорания β кг/сек.

Таким образом, тепло, внесенное в выхлопной ресивер продувочным воздухом, равно

$$Q = (Z-1)C_{pk} T_k,$$

а тепло, внесенное продуктами сгорания, определяется из равенства

$$Q_2 = C_{pk} T_k + Q - AL_i \eta_m \eta_b - Q_{0x}.$$

Энтальпия газа на входе в расширитель определяется из уравнения сохранения энергии, которое имеет вид:

$$(Z + \beta - 1) C_{pp} T_p = Z C_{pk} T_k + Q - AL_i \eta_m \eta_b - Q_{0x}, \quad (13)$$

где T_p — абсолютная температура газа на входе в расширитель;
 C_{pp} — средняя теплоемкость газа при $P = \text{пост.}$ и температуре T_p ;

$Q = \frac{H_u}{\alpha L_0}$ — количество тепла, подведенного в рабочий цилиндр;

Q_{0x} — тепло, потерянное в окружающую рабочий цилиндр среду и вследствие неполноты сгорания топлива в рабочем цилиндре.

Используя соотношение (9в), получаем

$$(Z + \beta - 1) C_{pp} T_p = Z C_p T_0 + Q - (Q_{0x} + Q_k) \quad (14)$$

или

$$(Z + \beta - 1) C_{pp} T_p = Z C_p T_0 + \frac{H_u}{\alpha L_0} \xi_z, \quad (15)$$

откуда

$$T_p = \frac{1}{C_{pp} (Z + \beta - 1)} \left(Z C_p T_0 + \frac{H_u}{\alpha L_0} \xi_z \right), \quad (16)$$

где $Q_{0x} + Q_k$ — тепло, потерянное в окружающую среду спг и вследствие неполноты сгорания в рабочем цилиндре;

$\xi_z = \frac{Q - (Q_{0x} + Q_k)}{Q}$ — коэффициент выделения тепла в спг, учитывающий все потери тепла.

Из уравнения (16) видно, что при определении температуры на входе в расширитель T_p можно исходить из предположения, что впрыск топлива осуществляется не в рабочий цилиндр, а в выхлопной ресивер, где начальная температура равна температуре воздуха на входе в цилиндр компрессора, то есть выхлопной ресивер можно условно принять камерой сгорания, где происходит повышение температуры за счет ввода топлива от T_0 до T_p .

Коэффициент избытка воздуха в выхлопном ресивере определяется отношением

$$\alpha_p = \frac{G_k}{G_{вт}}, \quad (17)$$

где G_k — действительное весовое количество воздуха, поступившего в выхлопной ресивер;

$G_{вт}$ — теоретическое количество воздуха, необходимое и достаточное для полного сгорания G_T кг топлива, введенного в рабочий цилиндр.

Так как

$$G_{вт} = G_T L_0,$$

а количество топлива, введенного на G кг рабочего воздуха, определяется отношением

$$G_T = \frac{G}{\alpha L_0}, \quad (18)$$

то уравнение (17) принимает вид:

$$\alpha_p = \frac{G_k}{G} \alpha = Z\alpha. \quad (19)$$

Принимая $\beta = 1$; $C_p = C_p$ и подставляя в уравнение (16) значение Z , получаем

$$T_p = T_0 \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{\sigma_1 \sigma_2 P_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_i \eta_m \eta_b \eta_n} \xi_z \right]. \quad (20)$$

ИНДИКАТОРНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Экономичность комбинированной силовой установки можно характеризовать индикаторным коэффициентом полезного действия, который представляет собой отношение тепла, эквивалентного свободной энергии, к подведенному теплу.

$$\eta_{i \text{ уст}} = \frac{AL_{св}}{Q_{уст}}. \quad (21)$$

Свободная энергия силовой установки определяется из уравнения

$$L_{св} = \frac{G(Z + \beta - 1) C_p T_p}{A} \left[1 - \frac{1}{\frac{P_p/P_0}{\kappa_p}^{\frac{\kappa_p-1}{\kappa_p}}} \right], \quad (22)$$

а подведенное тепло из формулы

$$Q_{уст} = \frac{GH_u}{\alpha L_0},$$

где K_p — средний показатель адиабаты расширения в интервале температур от T_p до T_3 ;

C'_{pp} — средняя теплоемкость газа при $P = \text{пост.}$ — в интервале температур от T_p до T_3 ;

T_3 — абсолютная температура газа на выходе из расширителя.

Подставляя в уравнение (21) значение $L_{св}$ и $Q_{уст}$, получаем

$$\eta_{i \text{ уст}} = \frac{(Z + \beta - 1) C'_{pp} T_p \left[1 - \frac{1}{P_p/P_0} \frac{\kappa_p - 1}{\kappa_p} \right]}{H_u / \alpha L_0} \quad (23)$$

Подставляя в уравнение (23) значение $C'_{pp} T_p$ из уравнения (15), значение Z из уравнения (4), значение P_p из уравнения (12), приняв $C'_{pp} = C'_{pp}$, сделав некоторые преобразования, получаем:

$$\eta_{i \text{ уст}} = \left[\frac{\eta_i \eta_m \eta_b \eta_n}{\kappa - 1} + \xi_z \right] \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_k \sigma \sigma_3}{P_0} \right)^{\frac{\kappa_p - 1}{\kappa_p}}} \right] \quad (24)$$

ПАРАМЕТРЫ ТЕПЛООВОГО ПРОЦЕССА В РАБОЧЕМ ЦИЛИНДРЕ

Давление P_a и температура T_a в начале сжатия.

Начало сжатия в рабочем цилиндре соответствует моменту закрытия выхлопных окон (точка a , рис. 1б). Закрытие выхлопных окон осуществляется позже закрытия продувочных, в силу чего с точки a происходит выталкивание рабочей смеси в выхлопной ресивер. Из-за наличия сопротивления в выхлопной системе давление рабочей смеси в начале сжатия больше давления в выхлопном ресивере.

Величина P_a определяется из соотношения

$$P_a = \frac{P_p}{\sigma_3} = \sigma P_k \quad (25)$$

Температура T_a в начале сжатия определяется по формуле [3]

$$T_a = \frac{T_k + \Delta t + \gamma T_z}{1 + \gamma} \quad (26)$$

где Δt — изменение температуры продувочного воздуха от теплообмена с деталями рабочего цилиндра;

T_z — температура остаточных газов в $^{\circ}abc$.

Давление P_c и температура T_c в конце сжатия

Процесс сжатия происходит по условному политропическому закону, а давление и температура в конце сжатия определяются по формулам:

$$P_c = P_a \epsilon^n, \quad (27)$$

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1}, \quad (28)$$

где ϵ — степень сжатия в рабочем цилиндре;

n_1 — средний показатель линии сжатия.

Давление P_z и температура T_z в конце сгорания

Сгорание топлива в рабочем цилиндре происходит и по смешанному циклу. Давление и температура в конце сгорания определяются по формулам:

$$P_z = \lambda P_c \quad (29)$$

$$T_z = \frac{\lambda \rho}{\mu} T_c, \quad (30)$$

где λ — степень увеличения давления;
 ρ — степень предварительного расширения;
 μ — действительный коэффициент молекулярного изменения.

Величины λ и ρ взаимно связаны и определяются из уравнения [3]

$$P_i = \frac{P_0}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \lambda \rho \frac{1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}}{n_2 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}}{n_1 - 1} \right], \quad (31)$$

где P_i — среднее индикаторное давление;
 $\delta = \frac{i}{\rho}$ — степень расширения;
 n_2 — средний показатель линии расширения.

Среднее индикаторное давление определяется из уравнения [4]

$$P_i = \frac{L_i}{10^4 V_n^1}. \quad (32)$$

Индикаторная работа, развиваемая 1 кг воздуха рабочего цилиндра, определяется по формуле:

$$L_i = \frac{\eta_i H_u}{A \alpha L_0}, \quad (33)$$

а действительный рабочий объем цилиндра, в котором помещается 1 кг воздуха, определяется из соотношения

$$V_n' = V_a' \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}. \quad (34)$$

Так как при $G = 1$ кг вес рабочей смеси равен (см. уравнение 6) $G_a = (1 + \gamma)$, то полный действительный объем цилиндра, отнесенный к 1 кг рабочего воздуха, определяется из уравнения

$$V_n' = \frac{(1 + \gamma)}{\gamma_a}, \quad (35)$$

где $\gamma_a = \frac{10^4 P_a}{T_a R_a}$ — удельный вес рабочей смеси в начале сжатия в рабочем цилиндре в кг/м³;
 $R_a \cong 29,3$ — газовая постоянная рабочей смеси.

Подставляя в уравнение (32) значение L_i и V'_a , получаем

$$P_i = \frac{1}{AR_a} \frac{\eta_i}{\alpha} \frac{H_u}{L_0} \frac{P_a}{T_a} \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)(1 + \gamma)},$$

$$P_i = 14,57 \frac{\eta_i}{\alpha} \frac{H_u}{L_0} \frac{P_0}{T_a} \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)(1 + \gamma)} \text{ кг/см}^2. \quad (36)$$

Подставив значение P_i в уравнение (31) и решив относительно λ , получим:

$$\lambda = \frac{14,57 \frac{\eta_i}{\alpha} \frac{H_u}{L_0} \frac{1}{T_c (1 + \gamma)} + X_1}{\rho - 1 + \rho X_2}, \quad (37)$$

где

$$X_1 = \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}}{n_1 - 1}; \quad X_2 = \frac{1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}}{n_2 - 1}.$$

Давление P_b и температура T_b в конце расширения

Процесс расширения происходит по условному политропическому закону, а давление и температура в конце расширения определяются по формулам:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad (38)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}}. \quad (39)$$

ОТНОШЕНИЕ ДИАМЕТРА ЦИЛИНДРА КОМПРЕССОРА К ДИАМЕТРУ РАБОЧЕГО ЦИЛИНДРА

Используя соотношение (6), получаем уравнение для определения секундного расхода воздуха рабочего цилиндра

$$G = \frac{G_a}{1 + \gamma} = \frac{2V'_a \gamma_a n}{(1 + \gamma) 60} \text{ кг/сек.} \quad (40)$$

Действительный полный объем рабочего цилиндра (V'_a) определяется из соотношения:

$$V'_a = V_n \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{\pi D^2}{4} S (1 - \psi), \quad (41)$$

где n — число циклов в минуту;

D — диаметр рабочего цилиндра в м;

S — геометрический ход рабочего поршня в м;

ψ — коэффициент потеряннного хода.

Секундный расход воздуха через цилиндры компрессора простого действия (представленного на рис. 1) определяется из равенства

$$G_k = \frac{2\lambda_2 \lambda_0 V_{nk} \gamma_{ak} n}{60} \text{ кг/сек,} \quad (42)$$

где λ_2 — коэффициент герметичности;
 λ_0 — объемный коэффициент;

$V_{hk} = \frac{\pi}{4} (D_k^2 - D_n^2) S$ — объем цилиндра компрессора в м^3 ;

D_k — диаметр цилиндра компрессора в м ;
 $D_n \approx D$ — диаметр рабочего поршня в м ;

$\gamma_{ak} = \frac{P_1}{T_1 R}$ — удельный вес воздуха в начале сжатия в цилиндре компрессора, в $\text{кг}/\text{м}^3$.

Используя соотношение (5), получим

$$\frac{V'_a}{(1 + \gamma)} \gamma_a Z = \lambda_2 \lambda_0 V_{nk} \gamma_{ak}$$

или

$$\frac{\varepsilon (1 - \psi)}{(\varepsilon - 1)(1 + \gamma)} D^2 \gamma_a Z = \lambda_2 \lambda_0 \gamma_{ak} (D_k^2 - D^2),$$

откуда

$$\frac{D_k}{D} = \sqrt{\frac{\varepsilon (1 - \psi) \gamma_a Z}{(\varepsilon - 1)(1 + \gamma) \gamma_{ak} \lambda_2 \lambda_0} + 1}. \quad (43)$$

Коэффициент герметичности ($\lambda_2 = 0,95 \div 0,98$) определяется опытным путем, а объемный коэффициент по формуле [5]

$$\lambda_0 = 1 - \varepsilon_0 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n_3}} - 1 \right], \quad (44)$$

где $\varepsilon_0 = \frac{V_0}{V_{hk}}$ — отношение вредного пространства к описываемому объему поршнем компрессора;

$n_3 = 1,35 \div 1,25$ — средний показатель линии расширения воздуха вредного пространства.

Литровая и удельная индикаторные работы

Так как габариты силовой установки определяются размером цилиндра компрессора, то производительность силовой установки удобнее характеризовать индикаторной работой, развиваемой единицей объема цилиндра компрессора, то есть литровой индикаторной работой, которая представляет собой отношение

$$L_{\text{лн}} = \frac{L_{\text{св}}}{10^3 V_{nk}} \text{ кгм/л.}$$

Так как при $G = 1 \text{ кг/сек}$ (см. формулу 42)

$$V_{hk} = \frac{Z 30}{\lambda_0 \lambda_2 \gamma_{ak} n},$$

а

$$L_{\text{св}} = \frac{\eta_{\text{и уст}} H_u}{A L_0 \alpha},$$

то

$$L_{\text{лн}} = \frac{\eta_{\text{и уст}} H_u \lambda_0 \lambda_2 \gamma_{ak} n}{A \alpha L_0 30 \cdot 10^3 Z}. \quad (45)$$

Диаметральные габариты силовой установки можно характеризовать удельной индикаторной работой, которая определяется из соотношения

$$L_{iy} = \frac{L_{св}}{F_m} = \frac{\eta_{i \text{ уст}} H_u}{A \alpha L_0 F_m} \text{ кгм/м}^2, \quad (46)$$

где $F_m = \frac{\pi}{4} (D_k + \Delta D_k)^2$ — поршневого компрессора СПГ, в м^2 ,

ΔD_k — увеличение внешнего диаметра цилиндра компрессора за счет конструкции системы газораспределения, в м

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ, МОЩНОСТЬ И ГАБАРИТЫ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Из полученных выражений видно, что экономичность, мощность и габариты силовой установки зависят от давления воздуха в продувочном ресивере P_k , коэффициента избытка воздуха в поршневом двигателе α , индикаторного коэффициента полезного действия поршневого двигателя η_i , потерь давления в системе газораспределения поршневого компрессора σ_1 и σ_2 , потерь давления в продувочной и выхлопной системе рабочего цилиндра σ и σ_3 и от величины потери тепла ξ_z .

Рассмотрим влияние каждого параметра в отдельности, предполагая, что при изменении того или иного параметра все остальные сохраняются неизменными.

Для упрощения анализа предположим, что в объеме рабочего цилиндра помещается воздух $G = 1 \text{ кг/сек}$.

ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА В ПРОДУВОЧНОМ P_k РЕСИВЕРЕ P_k

Из уравнения (24) видно, что при увеличении P_k первый множитель

$$\left[\frac{\eta_i \eta_m \eta_\delta \eta_n}{\frac{k-1}{\sigma_1 \sigma_2 P_0}} + \xi_z \right] = B$$

уменьшается, а второй

$$\left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_k \sigma \sigma_3}{P_0} \right)^{\frac{k_p-1}{k_p}}} \right] = B$$

возрастает.

Так как увеличение множителя „В“ превалирует над уменьшением „Б“, то индикаторный коэффициент полезного действия силовой установки ($\eta_{i \text{ уст}}$) непрерывно возрастает в $f(P_k)$.

На рисунке 5 показана зависимость $\eta_{i \text{ уст}}$ от P_k . Из рисунка видно, что при $P_k < 4 \text{ кг/см}^2$ $\eta_{i \text{ уст}} < \eta_i$, а при $P_k > 4 \text{ кг/см}^2$ $\eta_{i \text{ уст}} > \eta_i$.

На рисунке 4 приведены кривые изменения λ_0 ; γ_a ; γ_a/λ_0 и D_k/D в зависимости от P_k . Из этого рисунка видно, что с увеличением P_k удельный вес рабочей смеси увеличивается (γ_a); объемный коэффициент

(λ_0) уменьшается; величина γ_a/λ_0 возрастает; отношение диаметра цилиндра компрессора к диаметру рабочего цилиндра (D_k/D) вначале уменьшается, а затем возрастает.

Такой характер изменения D_k/D в $f(P_k)$ объясняется тем, что вначале падение Z превалирует над возрастанием отношения γ_a/λ_0 , а затем отношение γ_a/λ_0 увеличивается быстрее, нежели уменьшается величина Z .

Из уравнения (45) видно, что литровая индикаторная работа изменяется прямо пропорционально $\eta_{i\text{уст}}$ и обратно пропорционально Z/λ_0 . Так как при увеличении P_k $\eta_{i\text{уст}}$ возрастает, а отношение Z/λ_0 убывает, то литровая индикаторная работа $L_{iл}$ непрерывно увеличивается.

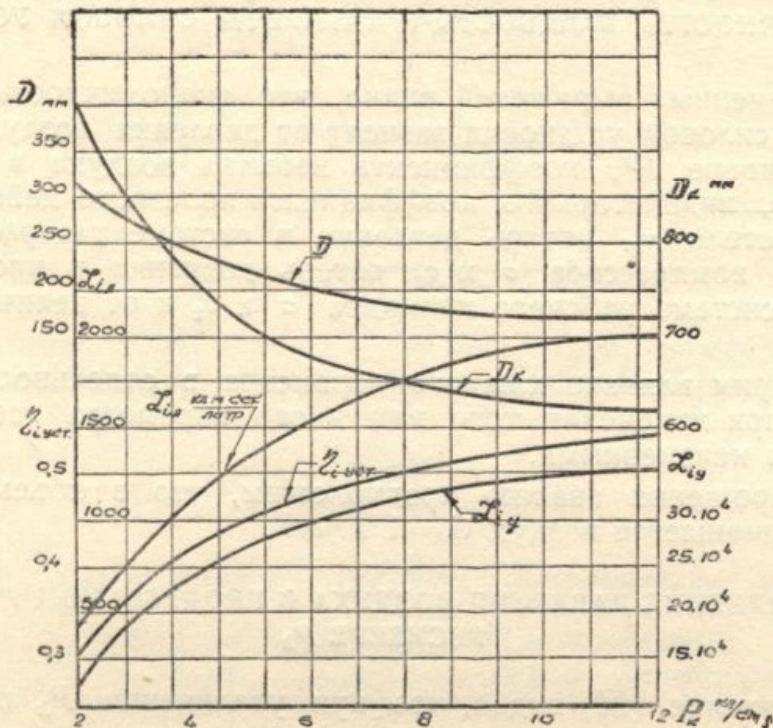


Рис. 5. Изменение $\eta_{i\text{уст}}$; $L_{iл}$; L_{iy} ; D ; D_k ; в зависимости от P_k (при $n = 2000$ цик/мин; $S = 2D$; $\Delta D_k = 90$ мм; $\xi_z = 0,82$ и прочих данных рис 4).

Изменение необходимого диаметра рабочего цилиндра D , в котором помещается 1 кг/сек воздуха при $n = 2000$ цик/мин, подсчитанный по формулам (40 — 41), в зависимости от P_k показано на рисунке 5, откуда видно, что потребная величина D , а следовательно и D_k непрерывно уменьшается.

Из уравнения (46) видно, что удельная индикаторная работа L_{iy} изменяется прямо пропорционально $\eta_{i\text{уст}}$ и обратно пропорционально F_m . При увеличении P_k $\eta_{i\text{уст}}$ возрастает, а величина F_m убывает, в силу чего удельная индикаторная работа L_{iy} непрерывно увеличивается.

Влияние P_k на количественное изменение $L_{iл}$ и L_{iy} показано на рисунке 5, откуда видно, что вначале значение $L_{iл}$ и L_{iy} в $f(P_k)$ резко возрастает, а затем рост замедляется.

Из приведенного анализа вытекает, что для увеличения экономичности и мощности целесообразно повышать давление в продувочном ресивере (P_k). Однако, как это видно из уравнений (25 ÷ 39), при увеличении P_k динамические нагрузки и теплонпряженность деталей бескревошипного генератора газа возрастают. Количественные измене-

ния параметров теплового процесса в рабочем цилиндре в $f(P_k)$ показано на рисунке 6¹.

Теплонапряженность деталей рабочего цилиндра можно характеризовать величиной средней температуры в процессе сжатия и расширения, которая определяется по формулам

$$T'_{\text{ср}} = \frac{T_a + T_c}{2}, \quad (47)$$

$$T_{\text{ср}} = \frac{T_z + T_b}{2} \quad (48)$$

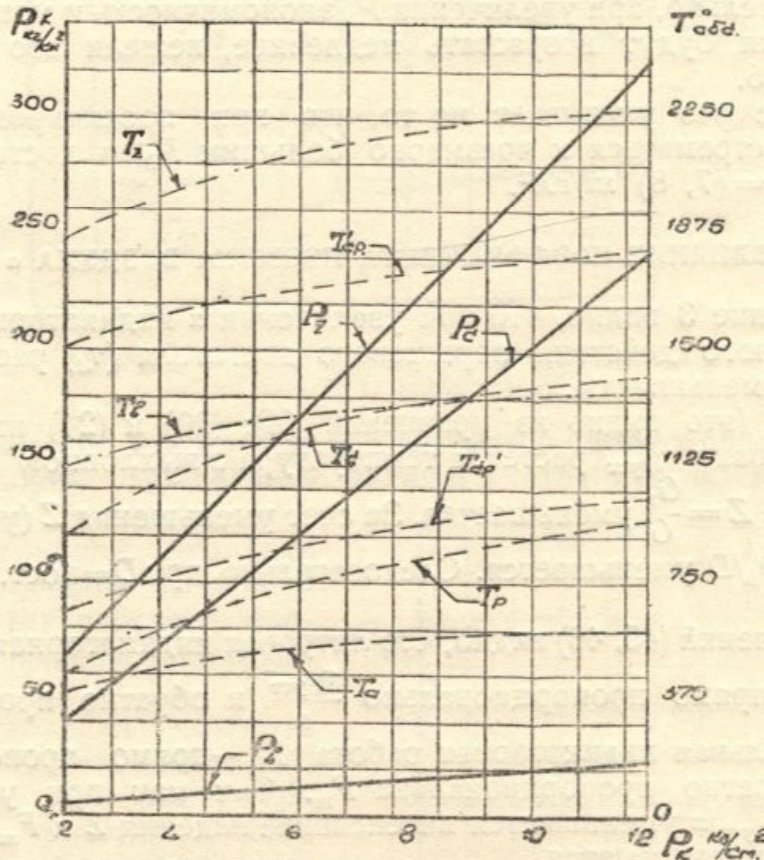


Рис. 6. Изменение P_z ; P_c ; P_b ; T_z ; T_b ; T_c ; T_a ; T_p в зависимости от P_k (при $n_3 = 1,35$; $n_2 = 1,24$; $\rho = 1,25$ и прочих данных рис. 4).

Изменение $T'_{\text{ср}}$ и $T_{\text{ср}}$ в зависимости от P_k показано на рисунке 6.

Из рисунков 5, 6 видно, что с увеличением P_k экономичность, удельная и литровая индикаторные работы, а также и теплонапряженность деталей СПГ непрерывно растут.

Так как при увеличении P_k выше 8 кг/см^2 индикаторный к. п. д. установки ($\eta_{i \text{уст}}$), удельная индикаторная работа (L_{iy}) растут незначительно, а теплонапряженность деталей СПГ сильно возрастает, то принимать P_k выше $(8-9) \text{ кг/см}^2$ нецелесообразно.

На рисунках 4—5 показаны данные расчетов в предположении, что удельный вес воздуха на входе в рабочий цилиндр γ_k не влияет на величину индикаторного к. п. д. поршневого двигателя η_i .

¹ Для построения кривых рисунка 6 подсчитана величина $\rho = 1,25$ (по схеме теплового расчета, приведенного в источнике [3]), обеспечивающая $\eta_i = 0,435$ (при $P_k = 8 \text{ кг/см}^2$; $\epsilon = 10$; $\alpha = 2$). При дальнейших расчетах принято допущение, что изменение P_k не влияет на величину ρ .

В настоящее время отсутствуют опытные данные, устанавливающие зависимость η_i от γ_k .

Данные, приведенные в работе проф. А. И. Толстова [6], могут быть использованы только для предварительной оценки влияния γ_k на η_i , так как они получены при топливных системах спроектированных для умеренных наддувов. Создание топливных систем применительно к большим наддувам и коэффициентам избытка воздуха α может изменить характер изменения η_i , в зависимости от γ_k и α .

Из опытных данных [6] видно, что при увеличении P_k и прочих неизменных условиях индикаторный к. п. д. поршневого двигателя уменьшается.

Следовательно, при увеличении P_k экономичность и мощность силовой установки будут возрастать медленнее, нежели это вытекает из рисунков 4, 5.

Это еще раз указывает на то, что при проектировании СПГ нет смысла стремиться к чрезмерно большому P_k , а достаточно ограничиться $P_k = (7, 8) \text{ кг/см}^2$.

ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА α

На рисунке 3 видно, что при увеличении α индикаторный коэффициент полезного действия поршневого двигателя (η_i) растет, а отношение η_i/α уменьшается.

Поэтому (это видно из уравнений (4); (20) и (24) индикаторный к. п. д. установки $\eta_{i \text{ уст}}$ растет, а температура в выхлопном ресивере T_p и отношение $Z = \frac{G_k}{G}$ уменьшается. За счет уменьшения Z (уравнение 43) отношение D_k/D уменьшается. Следовательно, при $D = \text{пост.}$ значение F_m убывает.

Из уравнений (45, 46) видно, что литровая индикаторная работа ($L_{i \text{ л}}$) изменяется прямо пропорционально $\frac{\eta_{i \text{ уст}}}{\alpha}$ и обратно пропорционально Z , а удельная индикаторная работа $L_{i \text{ у}}$ — прямо пропорциональна $\eta_{i \text{ уст}}/\alpha$ и обратно пропорциональна F_m . Так как при увеличении α отношение $\eta_{i \text{ уст}}/\alpha$ уменьшается интенсивнее падения Z и F_m , то $L_{i \text{ л}}$ и $L_{i \text{ у}}$ непрерывно уменьшаются.

Количественное изменение $\eta_{i \text{ уст}}$; $L_{i \text{ л}}$; $L_{i \text{ у}}$ и D_k в $f(\alpha)$ показано на рисунке 7.

Кроме того, из уравнений (29, 30) видно, что при увеличении α теплонапряженность деталей рабочего цилиндра уменьшается. Изменение T_z ; $T_{\text{ср}}$ T_v и P_z в $f(\alpha)$ показано на рисунке 8.

Из рисунков 7, 8 видно, что при увеличении α индикаторный к. п. д. установки ($\eta_{i \text{ уст}}$) растет, значения D_k , T_z , T_v , $T_{\text{ср}}$ и P_z непрерывно уменьшаются, литровая $L_{i \text{ л}}$ и удельная $L_{i \text{ у}}$ индикаторные работы уменьшаются незначительно.

Необходимо учесть, что для построения кривых (рис. 7) было принято допущение, что $\xi_z = \text{пост.}$ и $\sigma = \sigma_3 = \text{пост.}$

Но так как при увеличении α количество продувочного воздуха Z уменьшается, то (при $\psi = \text{пост.}$) потери давления в продувочной и выхлопной системах уменьшаются. Кроме того, при увеличении α теплонапряженность рабочего цилиндра уменьшается, в силу чего при прочих неизменных условиях потери тепла в охлаждение уменьшаются, а величина ξ_z возрастает.

Следовательно, если учесть высказанные соображения, то при увеличении α индикаторный к. п. д. установки будет возрастать силь-

нее, а $L_{1л}$ и $L_{1у}$ уменьшаться медленнее по сравнению с данными рисунка 7.

Так как при увеличении α экономичность растет, теплонапряженность деталей рабочего цилиндра сильно уменьшается, а значение $L_{1л}$

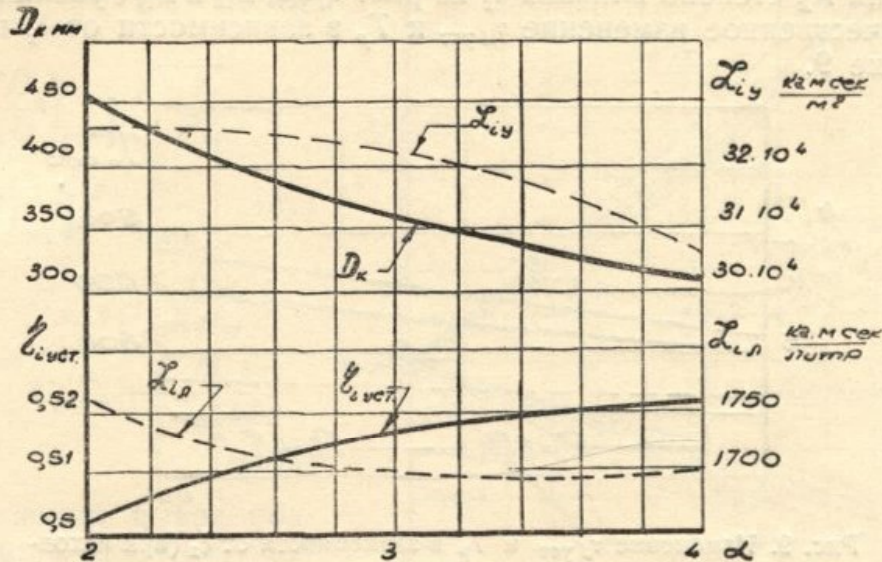


Рис. 7. Изменение $\eta_{i \text{ уст}}$; $L_{1л}$; $L_{1у}$; D_k в зависимости от α (при $P_k = 8$; $D = 150,5$ мм).

и $L_{1у}$ уменьшается незначительно, то целесообразно принимать α возможно большим. Предельная величина ограничивается получением достаточного количества воздуха для хорошей продувки рабочего цилиндра ($Z = \varphi$) и устойчивостью рабочего процесса СПГ на нерасчетных режимах.

На основании опытных данных [6] установлено, что кривая $\eta_i = f(\alpha)$ имеет три характерных участка: в области малых коэффициентов избытка воздуха ($\alpha = (2,2 \div 2,4)$), индикаторный к. п. д. (η_i) резко возрастает при увеличении α ; в области средних величин $\alpha \approx 2,4 \div 3,5$ лежит участок весьма вялого увеличения η_i ; в области $\alpha > 3,5$ наблюдается тенденция к падению η_i .

Хотя создание топливной системы применительно к большим значениям α может изменить кривую $\eta_i = f(\alpha)$, нет сомнения, что для номинального режима бескривошипного генератора газа целесообразно применять $\alpha = (2,5 \div 3,5)$.

ВЛИЯНИЕ ПОТЕРЬ ТЕПЛА В СИЛОВОЙ УСТАНОВКЕ

Коэффициент выделения тепла ξ_z учитывает все виды потерь тепла в бескривошипном генераторе газа.

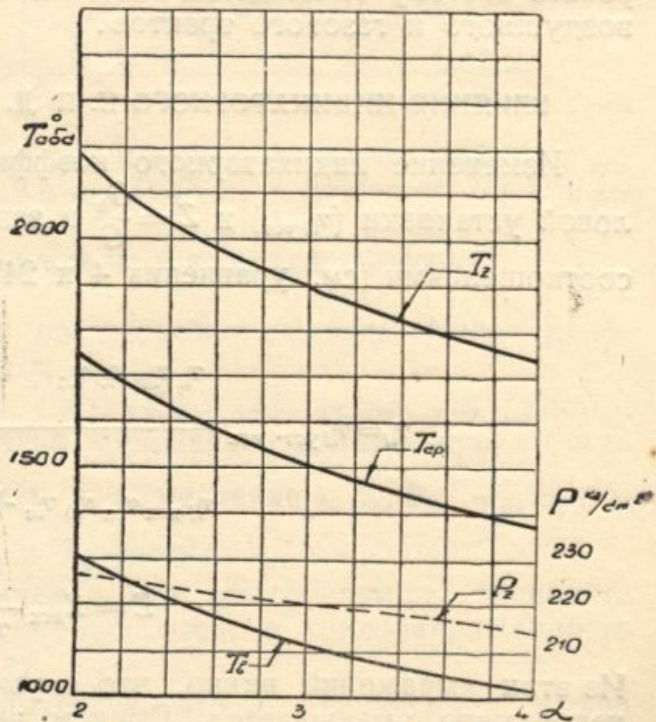


Рис. 8. Изменение P_z ; T_z ; T_b и T_{sp} в зависимости от α (при $P_k = 8$ кг/см² и прочих данных рис. 4).

Из уравнений (20), (24), (45), (46) видно, что при увеличении коэффициента ξ_z , то есть при уменьшении потерь тепла, температура в выхлопном ресивере T_p , индикаторный к. п. д. установки ($\eta_{i \text{ уст}}$), литровая и удельная индикаторные работы возрастают, причем при увеличении P_k степень влияния ξ_z на рост $\eta_{i \text{ уст}}$, $L_{л}$ и $L_{лy}$ увеличивается.

Количественное изменение $\eta_{i \text{ уст}}$ и T_p в зависимости от ξ_z показано на рисунке 9.

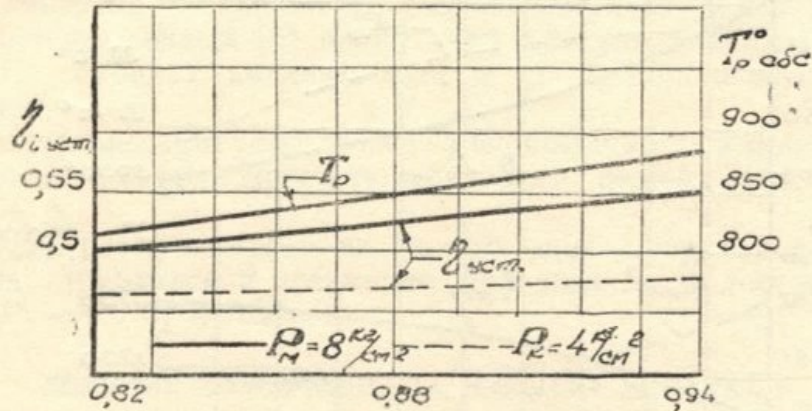


Рис. 9. Изменение $\eta_{i \text{ уст}}$ и T_p в зависимости от ξ_z (при исходных данных рис. 4).

Таким образом, для повышения экономичности и мощности силовой установки необходимо стремиться к минимальным потерям тепла в охлаждении. Для увеличения ξ_z необходимо рационально конструировать систему охлаждения СПГ и применять хорошую изоляцию воздушного и газового трактов.

ВЛИЯНИЕ ИНДИКАТОРНОГО К. П. Д. ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ η_i

Изменение индикаторного коэффициента полезного действия силовой установки ($\eta_{i \text{ уст}}$) и $Z = \frac{G_k}{G}$ в зависимости от η_i можно выразить соотношениями (см. уравнения 4 и 24):

$$\eta_{i \text{ уст}} = \eta_{i \text{ уст. исх}} \frac{\eta_i \eta_m \eta_b \eta_n + \xi_z \left[\left(\frac{P_k}{\sigma_1 \sigma_2 P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{i \text{ исх}} \eta_m \eta_b \eta_n + \xi_z \left[\left(\frac{P_k}{\sigma_1 \sigma_2 P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}. \quad (49)$$

$$Z = Z_{\text{исх}} \frac{\eta_i}{\eta_{i \text{ исх}}}. \quad (50)$$

Из этих выражений видно, что с уменьшением η_i значение $\eta_{i \text{ уст}}$ и Z непрерывно уменьшается. Причем величина η_i влияет сильнее на Z , нежели на $\eta_{i \text{ уст}}$. Кроме того, при увеличении отношения $(P_k / \sigma_1 \sigma_2 P_0)$ интенсивность падения $\eta_{i \text{ уст}}$ в зависимости от η_i уменьшается.

Вследствие более интенсивного падения величины Z по сравнению с $\eta_{i \text{ уст}}$ литровая индикаторная работа с уменьшением η_i непрерывно увеличивается, а именно (45):

$$L_{л} = L_{л \text{ исх}} \frac{\eta_{i \text{ уст}} Z_{\text{исх}}}{\eta_{i \text{ уст. исх}} Z} = L_{л \text{ исх}} \frac{\eta_{i \text{ уст}} \eta_{i \text{ исх}}}{\eta_{i \text{ уст. исх}}}. \quad (51)$$

Пользуясь уравнениями (16) и (43), легко показать, что с уменьшением η_i отношение D_k/D уменьшается, а T_p возрастает, то есть габариты спг уменьшаются, а теплонапряженность рабочих поршней возрастает, а именно:

$$\frac{D_k}{D} = \left(\frac{D_k}{D}\right)_{исх} \sqrt{\frac{Z}{Z_{исх}}} = \left(\frac{D_k}{D}\right)_{исх} \sqrt{\frac{\eta_i}{\eta_{i\text{исх}}}} \quad (52)$$

$$T_p = T_{p\text{исх}} \frac{C_p T_0 + \frac{H_{и}}{Z\alpha L_0} \xi_z}{C_p T_0 + \frac{H_{и}}{Z_{исх}\alpha L_0} \xi_z} \quad (53)$$

Сделанный вывод подтверждается кривыми, приведенными на рисунке 10.

Из проделанного анализа следует, что для увеличения экономичности силовой установки и уменьшения теплонапряженности рабочего поршня необходимо стремиться к получению максимально возможного индикаторного к. п. д. поршневого двигателя (η_i).

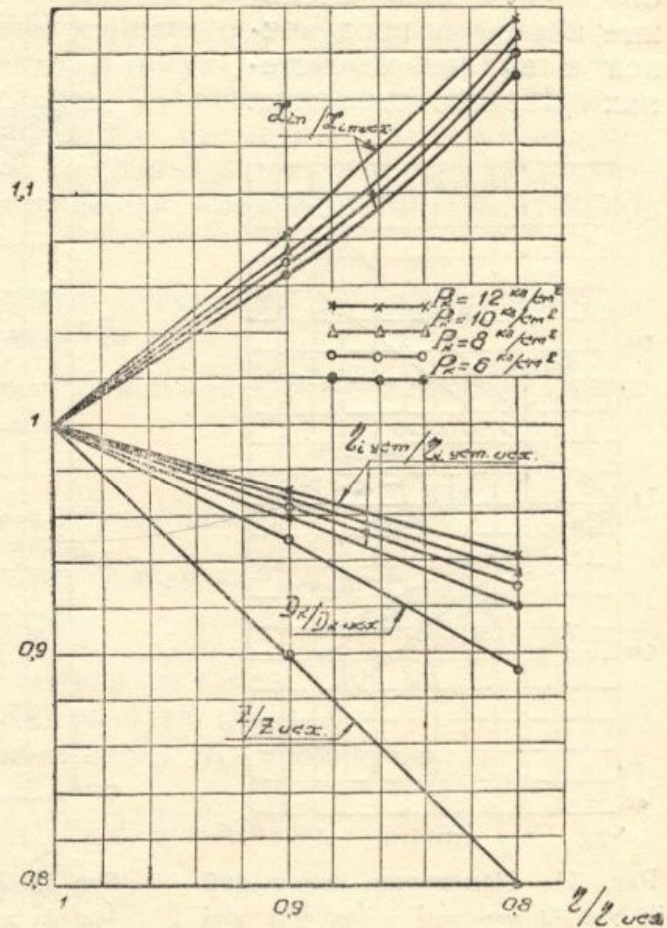


Рис. 10. Изменение отношений $\eta_{i\text{уст}}/\eta_{i\text{уст}\text{исх}}$; $L_{in}/L_{in\text{исх}}$; $D_k/D_{k\text{исх}}$ в зависимости от $\eta_i/\eta_{i\text{исх}}$.

ВЛИЯНИЕ ПОТЕРЬ В ВОЗДУШНОМ И ГАЗОВОМ ТРАКТАХ

Величина потерь давления в воздушном и газовом трактах определяются коэффициентами σ_1 ; σ_2 ; σ ; σ_3 .

Из уравнений (4), (10), (20), (24), (43) и (45) видно, что с ростом потерь в системе впуска и выпуска поршневого компрессора, то есть при уменьшении коэффициентов σ_1 и σ_2 , значение $\eta_{i\text{уст}}$, $L_{ил}$, $\frac{D_k}{D}$, Z_y и λ_0 уменьшается, а температуры T_a и T_p растут.

Следовательно, с уменьшением σ_1 и σ_2 экономичность, мощность и габариты силовой установки уменьшаются, а теплонапряженность деталей рабочего цилиндра растет.

Из уравнения (24) и (25) вытекает, что с увеличением потери давления в продувочной и выхлопной системе рабочего цилиндра, то есть с уменьшением коэффициентов σ и σ_3 , $\eta_{i\text{уст}}$ и $L_{ил}$ уменьшается.

Сделанный вывод подтверждается кривыми, показанными на рисунке 11, 12, из которых видно, что потери в продувочной и выхлопной системах рабочего цилиндра влияют на экономичность и мощность силовой установки значительно сильнее, нежели потери в системе газораспределения поршневого компрессора.

Из анализа вытекает, что для увеличения экономичности и мощ-

ности силовой установки необходимо стремиться к уменьшению сопротивлений в воздушном и газовом трактах. Особенно важно обеспечить незначительные потери в продувочной и выхлопной системах рабочего цилиндра.

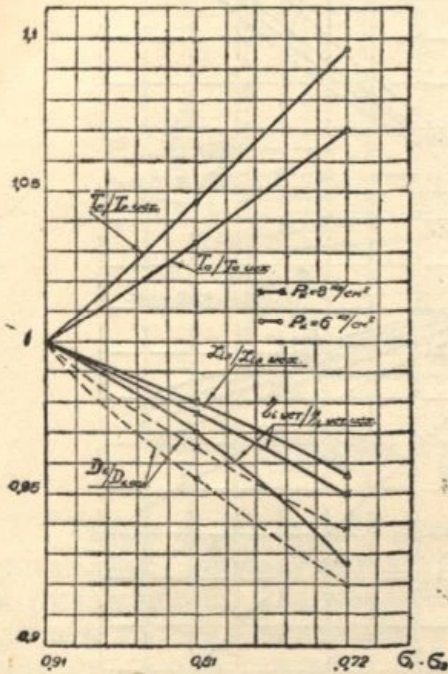


Рис. 11. Изменение отношений $\eta_{i \text{ уст.}} / \eta_{i \text{ уст. исх.}}$; $L_{i \text{ л.}} / L_{i \text{ л. исх.}}$; $D_{\text{к.}} / D_{\text{к. исх.}}$; $T_{\text{а.}} / T_{\text{а. исх.}}$; $T_{\text{р.}} / T_{\text{р. исх.}}$ в зависимости от произведения $\sigma_1 \sigma_2$ при $\sigma_3 = 0.91$.

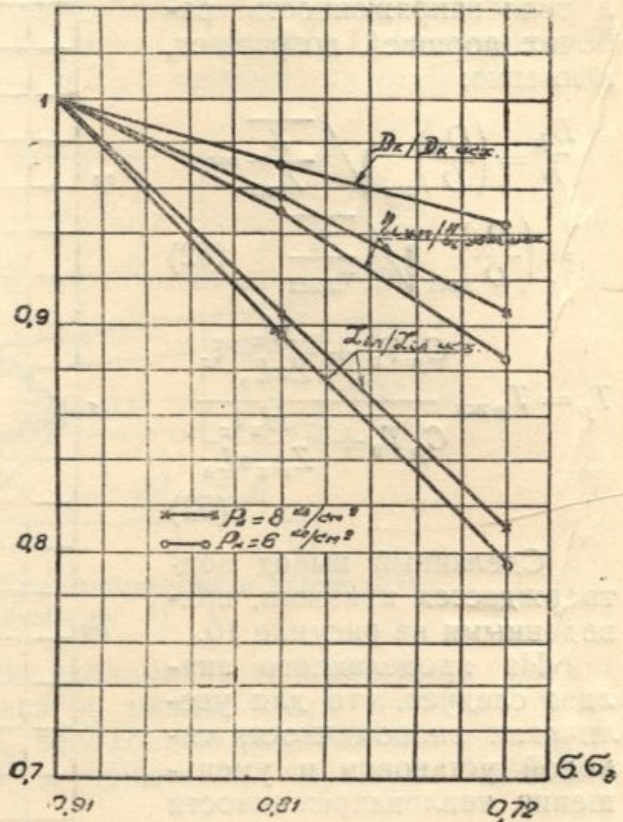


Рис. 12. Изменение отношений $\eta_{i \text{ уст.}} / \eta_{i \text{ уст. исх.}}$; $L_{i \text{ л.}} / L_{i \text{ л. исх.}}$; $D_{\text{к.}} / D_{\text{к. исх.}}$ в зависимости от произведения σ_3 при $\sigma_1 \sigma_2 = 0.91$.

ВЛИЯНИЕ РАСЧЕТНОЙ ВЫСОТЫ

Из предыдущего вытекает, что для увеличения экономичности и мощности силовой установки целесообразно отношение $P_p / P_0 = \frac{P_k \sigma \sigma_3}{P_0}$ увеличивать. Но увеличение указанного отношения за счет P_k ограничивается прочностью и жаропрочностью деталей рабочего цилиндра СПГ.

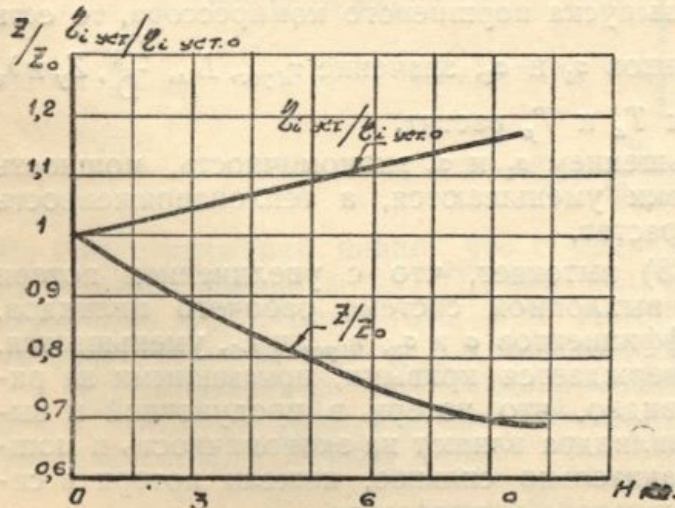


Рис. 13. Изменение $\eta_{i \text{ уст.}} / \eta_{i \text{ уст. 0}}$; Z / Z_0 в зависимости от расчетной высоты.

Поэтому, выбрав максимально допустимое значение P_k , дальнейшее увеличение перепада давления в расширительном агрегате целесообразно производить за счет понижения P_0 , то есть за счет увеличения расчетной высоты.

Изменение отношения $\eta_{i \text{ уст.}} / \eta_{i \text{ уст. 0}}$ и Z / Z_0 в зависимости от расчетной высоты показано на рис. 13,

из которого видно, что с увеличением расчетной высоты отношение $\eta_{i \text{ уст}}/\eta_{i \text{ уст0}}$ непрерывно возрастает, а Z/Z_0 уменьшается.

Необходимо отметить, что с ростом расчетной высоты степень повышения давления в поршневом компрессоре (P_2/P_1) сильно возрастает и значительно превышает допустимую величину для одноступенчатого компрессора. Поэтому при увеличении расчетной высоты необходимо в поршневом компрессоре применять двухступенчатое сжатие. Однако предварительные компоновки показали, что конструкция СПГ с двухступенчатым поршневым компрессором значительно усложняется.

ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ С БЕСКРИВОШИПНЫМ ГЕНЕРАТОРОМ ГАЗА

Определить параметры рабочего процесса и основные размеры бескривошипного генератора газа при исходных данных:

- | | |
|--|----------------------------------|
| 1. Индикаторная мощность | $N_i=70$ л. с. |
| 2. Число циклов в минуту | $n=1200$ |
| 3. Коэффициент избытка воздуха в рабочем цилиндре | $\alpha=3$ |
| 4. Степень сжатия в рабочем цилиндре | $\epsilon=12$ |
| 5. Давление заторможенного потока в продувочном ресивере | $P_k=6$ кг/см ² |
| 6. Атмосферные условия $T_0=288^\circ$ абс.; | $P_0=1.033$ кг/см ² . |

Химический элементарный состав:

- | | |
|--------------------|------------------------------------|
| 7. Топливо керосин | $C=0,86; H=0,1370 O_m=0,003$ |
| | Теплотворность $H_u=103000$ кал/кг |

Принимая $\frac{Q_k}{ZC_{pk}}=10^\circ$; $C_p=C_{pk}$ и подставляя в уравнение (10) значение Z из уравнения (4), получаем

$$T_k = T_0 \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{\sigma_1 \sigma_2 P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_n} \right] - 10.$$

По данным [5] можно достичь $\sigma_1=0,9$, $\sigma_2=0,93$. Принимая $\eta_n=0,98$; $K=1,4$; $C_p=0,24$, находим

$$T_k = 288 \left[1 + \frac{\left(\frac{6}{0,865} \right)^{0,286} - 1}{0,98} \right] - 10 = 496^\circ \text{ абс.}$$

Удельный вес воздуха на входе в рабочий цилиндр

$$\gamma_k = \frac{10^4 P_k}{T_k R} = \frac{10^4 \cdot 6}{496 \cdot 29,27} = 4,13 \text{ кг/м}^3.$$

Для $\alpha=3$, $\gamma_k=4,13$, $\epsilon=12$ находим (из рис. 21) значение $\eta_i=0,48$. Приняв $G=1$ кг/сек, находим L_i по формуле (2)

$$L_i = \frac{\eta_i H_u}{A \alpha L_0} = \frac{427 \cdot 0,48 \cdot 10300}{3 \cdot 14,6} = 48200 \frac{\text{кгм}}{\text{кг/сек.}}$$

Теоретически необходимое количество воздуха равно:

$$L_0 = \frac{8/3 C + 8H - 0}{0,232} = \frac{8/3 \cdot 0,86 + 8 \cdot 0,137 - 0,003}{0,232} = 14,6 \text{ кг/кг топлива}$$

Значение L'_{ik} находим по формуле (3)

$$L'_{ik} = \frac{C_p}{A \eta_m} T_1 \left[\left(\frac{P_k}{\sigma_1 \sigma_3 P_0} \right)^{0,286} - 1 \right] = \frac{427 \cdot 0,24 \cdot 288}{0,98} \left[\left(\frac{6}{0,865} \right)^{0,286} - 1 \right] = 22300 \text{ кгм/кг.}$$

Принимая $\eta_m = 0,93$; $\eta_6 = 0,98$ находим величину Z по

$$Z = \frac{L_i \eta_m \eta_6}{L'_{ik}} = \frac{48200 \cdot 0,93 \cdot 0,93}{22300} = 1,97.$$

Величина β равна:

$$\beta = \frac{1 + \alpha L_0}{\alpha L_0} = \frac{1 + 3 \cdot 14,6}{3 \cdot 14,6} = 1,024.$$

По данным [7] потери тепла в СПГ составляют (12 ÷ 15%), следовательно, $\xi_z = 0,85$.

Энтальпию газа в выхлопном ресивере определяем по формуле (16)

$$C_{pp} T_p = \frac{1}{Z + \beta - 1} \left(Z C_p T_0 + \frac{H_u}{\alpha L_0} \xi_z \right) = \frac{1}{2} \left(1,97 \cdot 0,24 \cdot 288 + \frac{10300}{3 \cdot 14,6} 0,85 \right) = 168 \text{ ккал/кг.}$$

Принимая $C_{pp} = 0,25$, получаем

$$T_p = \frac{C_{pp} T_p}{C_{pp}} = \frac{168}{0,25} = 672^\circ \text{ абс.}$$

Коэффициент избытка воздуха в выхлопном ресивере определяется из уравнения (19)

$$\alpha_p = Z \alpha = 1,97,3 = 5,91.$$

Принимая $\sigma_p = \sigma_3 = 0,86$, определяем из уравнения (22) свободную энергию силовой установки

$$L_{св} = \frac{(Z + \beta - 1)}{A} C'_{pp} T_p \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_k \sigma_p}{P_0} \right)^{\frac{\kappa_p - 1}{\kappa_p}}} \right].$$

Среднее значение адиабаты расширения равно

$$K_p = \frac{C'_{pp}}{C'_{pp} - AR_2}. \quad (54)$$

Газовая постоянная действительных продуктов сгорания R_2 находится на формуле [8]

$$R_2 = \frac{R'(1 + L_0) + R(\alpha_p - 1)L_0}{1 + \alpha_p Z_0} = \frac{29 \cdot 5 \cdot 15,6 + 29,27 \cdot 4,91 \cdot 14,6}{1 + 5,91 \cdot 14,6} = 29,35 \frac{\text{кгм}}{\text{кг/град}},$$

где $R' \cong 29,5$ — газовая постоянная „чистых“ продуктов сгорания,
 $R \cong 29,27$ — газовая постоянная воздуха.

Для определения $C_{p,p}^*$ принимаем $K_p=1,37$ и находим температуру после адиабатического расширения $T_{ад}$ по уравнению.

$$T_{ад} = T_p \frac{1}{\left(\frac{P_k \sigma_p}{P_0}\right)^{\frac{\kappa_p - 1}{\kappa_p}}} = 672 \frac{1}{\left(\frac{6,086}{1,033}\right)^{0,27}} = 435^\circ \text{ абс.}$$

Средние теплоемкости „чистых“ продуктов сгорания $C_{p,p}$ и воздуха $C_{p,p}$ в интервале температур от T_p до $T_{ад}$ определяем из уравнений, приведенных в литературном источнике [8]

$$C_{p,p}^* = 0,234 + 10^{-5} \cdot 6,75 \frac{T_p + T_{ад}}{2} = 0,234 + 10^{-5} \cdot 6,75 \frac{672 + 435}{2} =$$

$$= 0,271 \text{ ккал/кг/град.}$$

$$C_{p,p} = 0,234 + 10^{-5} \cdot 4,72 \frac{T_p + T_{ад}}{2} = 0,224 + 10^{-5} \cdot 4,72 \frac{672 + 435}{2} =$$

$$= 0,25 \text{ ккал/кг/град.}$$

Среднюю теплоемкость газа в интервале температур от T_p до $T_{ад}$ определяем по формуле

$$C_{p,p} = \frac{(1 + L_0) C_{p,p}^* + (\alpha_p - 1) L_0 C_{p,p}}{1 + \alpha_p L_0} = \frac{15 \cdot 6 \cdot 0,271 + 4 \cdot 91 \cdot 14 \cdot 6 \cdot 0,25}{5,91 \cdot 14,6} =$$

$$= 0,254 \text{ ккал/кг/град.}$$

Следовательно,

$$K_p = \frac{0,254}{0,254 - \frac{29,35}{427}} = 1,369.$$

Совпадение с ранее принятым $K_p=1,37$ хорошее и пересчет не производим.

Таким образом,

$$L_{св} = 427 \cdot 2 \cdot 0,254 \cdot 672 \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{6 \cdot 0,86}{1,033}\right)^{0,27}} \right] = 51550 \text{ кгм.}$$

Индикаторная мощность, развиваемая 1 кг/сек воздуха рабочего цилиндра, равна

$$N_i \frac{L_{св}}{75} = \frac{51550}{75} = 687 \text{ л. с.}$$

Индикаторный к. п. д. установки находим по формуле (21)

$$\eta_{i \text{ уст}} = A L_{св} = \frac{51550 \cdot 3 \cdot 14,6}{427 \cdot 10300} = 0,514.$$

Индикаторный удельный расход топлива равен

$$C_{i \text{ уст}} = \frac{632}{\eta_{i \text{ уст}} H_u} = \frac{632}{0,514 \cdot 10300} = 119 \text{ г/л. с. час}$$

Принимая $\Delta t=0$; $T_2=1000^\circ$ абс.; $\gamma=0,05$, находим температуру рабочей смеси в начале сжатия

$$T_a = \frac{T_k + \gamma T_r}{(1 + \gamma)} = \frac{496 + 0,05 \cdot 1000}{1,05} = 521^\circ \text{ абс.}$$

Удельный вес рабочей смеси в начале сжатия равен:

$$\gamma_a = \frac{10^4 P_a}{T_a R_a} = \frac{10^4 \cdot 0,93 \cdot 6}{521 \cdot 29,3} = 3,85 \text{ кг/м}^3.$$

Необходимый вес воздуха рабочего цилиндра для получения заданной $N_i=70$ л. с. равен

$$G = \frac{70}{687} = 0,102 \text{ кг/сек.}$$

Из уравнений (5) и (9) находим:

$$G_k = GZ = 1,97 \cdot 0,102 = 0,2004 \text{ кг/сек.};$$

$$G_p = G(Z + \beta - 1) = 0,102 \cdot 2 = 0,204 \text{ кг/сек.}$$

Необходимый действительный объем рабочего цилиндра находим по формуле (40)

$$V'_a = \frac{G(1 + \gamma)60}{2\gamma_a n} = \frac{0,102 \cdot (1 + 0,05) \cdot 60}{2 \cdot 3,85 \cdot 1200} = 0,697 \text{ л}^3.$$

Принимая $D=95$ мм; $S=142,5$ мм, находим по уравнению (41) значение ψ

$$\psi = 1 - \frac{4V'_a(\epsilon - 1)}{\epsilon \pi D^2 S'} = 1 - \frac{4 \cdot 0,696 \cdot 11}{12 \cdot 3,14 \cdot 0,95^2 \cdot 1,425} = 0,37.$$

Удельный вес воздуха в начале сжатия в цилиндре компрессора

$$\gamma_{ak} = 10^4 P_1 = \frac{10^4 \cdot 0,9 \cdot 1,033}{288 \cdot 29,27} = 1,103 \text{ кг/м}^3.$$

Принимая $\epsilon_0=0,08$, $n_3=1,35$, находим

$$\lambda_0 = 1 - 0,08 \left[\left(\frac{6}{0,9 \cdot 0,93 \cdot 1,033} \right)^{1,35} - 1 \right] = 0,742.$$

Приняв $\lambda_2=0,98$, находим из уравнения (43) диаметр цилиндра компрессора

$$\begin{aligned} D_k &= D \sqrt{\frac{\epsilon(1 - \psi) \gamma_a Z}{(\epsilon - 1)(1 + \gamma) \gamma_{ak} \lambda_2 \lambda_0} + 1} = \\ &= 95 \sqrt{\frac{1201 - 0,37 \cdot 3,85 \cdot 1 \cdot 97}{11 \cdot 1,05 \cdot 1,103 \cdot 0,98 \cdot 0,742}} = 252 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Принимая $n_1=1,35$, находим давление и температуру в конце сжатия в рабочем цилиндре

$$P_c = P_a \epsilon^{n_1} = 0,93 \cdot 6 \cdot 12^{1,35} = 159 \text{ кг/см}^2$$

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1} = 521 \cdot 12^{0,35} = 1240^\circ \text{ абс.}$$

Принимая $\rho = 1,055$, $n_1 = 1,24$, определяем λ из уравнения (37)

$$\lambda = \frac{14,57 \eta_{ii/\alpha} \frac{H_u}{L_0} \frac{1}{T_c (1 + \gamma)} + X_1}{\rho - 1 + \rho X_2},$$

где

$$X_1 = \frac{1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}}}{n_1 - 1} = \frac{1 - \frac{1}{12^{0,35}}}{0,35} = 1,657$$

$$X_2 = \frac{1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}}{n_2 - 1} = \frac{1 - \frac{1}{11 \cdot 98^{0,24}}}{0,24} = 1,84.$$

Следовательно,

$$\lambda = \frac{14,57 \cdot \frac{0,480}{3} \cdot \frac{10300}{14,6} \cdot \frac{1}{1240 \cdot 1,05} + 1,657}{1,055 - 1 + 1,055 \cdot 1,84} = 1,47.$$

Давление и температура в конце сгорания

$$P_z = \lambda P_c = 1,47 \cdot 159 = 234 \text{ кг/см}^2$$

$$T_z = \frac{\lambda \rho}{\mu} T_c = \frac{1,47 \cdot 1,055}{1,02} = 1240 = 1875^\circ \text{ абс.}$$

Давление и температура продуктов сгорания в конце расширения

$$P_b = \frac{P_z}{\sigma^{n_2}} = \frac{237}{11,38^{1,24}} = \frac{234}{20,5} = 11,42 \text{ кг/см}^2$$

$$T_b = \frac{T_z}{\sigma^{n_2 - 1}} = \frac{1805}{11,38^{0,24}} = \frac{1875}{1,79} = 1088^\circ \text{ абс.}$$

Для проверки выбранного значения $\eta_i = 0,480$ определим коэффициент выделения тепла в рабочем цилиндре из уравнения сгорания [3]

$$\xi = [(\mu_0 + \gamma) C_{p_{T_z}} T_z - (C'_{v_{T_c}} + 1,986\lambda) T_c - \gamma (C'_{v_{T_0}} + 1,986\lambda) T_c] \frac{\alpha L'_0}{H_u}.$$

Значение $C'_{p_{T_c}}$; $C'_{p_{T_c}}$ и $C'_{p_{T_z}}$ находим из уравнения (27)

$$C_{p_{T_c}} = 7,25; \quad C_{p_{T_c}} = 7,45; \quad C_{p_{T_z}} = 7,8.$$

Следовательно,

$$C'_{v_{T_c}} = 7,25 - 1,986 = 5,264;$$

$$C'_{v_{T_c}} = 7,45 - 1,986 = 5,464.$$

Таким образом,

$$\xi_z = [(1,02 + 0,05) 7,8 \cdot 1876 - (5,264 + 1,986 \cdot 1,47) 1240 - 0,05(5,464 + 1,986 \cdot 1,47) 1240] \frac{3 \cdot 0,50}{10300} = 0,72.$$

Полученное значение $\xi = 0,72$ не выходит за пределы рекомендуемых величин [3]. Следовательно, принятое значение $\eta_i = 0,480$ можно положить в реальной машине.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г. С. Жирицкий. Авиационные газовые турбины, Оборонгиз, 1950.
2. Д. А. Портнов. Рабочий процесс авиадизеля при наддуве с использованием энергии выхлопных газов, Труды ЦИАМ, № 131.
3. Т. М. Мелькумов. Теория быстроходного двигателя с самовоспламенением, Оборонгиз, 1953.
4. Н. В. Иноземцев. Курс тепловых двигателей, Оборонгиз, 1952.
5. М. И. Френкель. Поршневые компрессоры, Машгиз, 1949.
6. А. И. Толстов. К теории рабочего процесса быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия, ЦНИДИ, ВНИТОЭ. Двигатели с воспламенением от сжатия, 18, Машгиз, 1951.
7. Перевод ЦИАМ. 5181.
8. Н. Н. Кулагин. Теория газотурбинных реактивных двигателей, Оборонгиз, 1952.
9. В. П. Воронковский. К расчету свободно-поршневых дизель-компрессоров судового типа, «Судостроение», 1948, № 5.
10. М. Вайсман. К расчету устойчивости дизель-компрессора со свободно-плавающими поршнями, «Советское котлотурбостроение», 1948, № 5.
11. А. Г. Шехтман. Об устойчивости рабочего процесса прямодействующего дизель-компрессора, «Вестник машиностроения», 1946, № 9—10.
12. А. Г. Шехтман. Конструкция и расчет дизель-компрессора прямого действия. «Вестник инженеров и техников», 1939, № 3.
13. А. Г. Шехтман. Прямодействующий дизель-компрессор, «Вестник машиностроения», 1945, № 3—4.
14. Лебедев. Определение основных размеров дизель-компрессора прямого действия, «Дизелестроение», 1937, № 3.
15. Дацковский. Некоторые вопросы расчета и конструирования безвальных дизель-компрессоров, «Дизелестроение», 1940, № 4—5.