




RS Global
Journals

Scholarly Publisher
RS Global Sp. z O.O.
ISNI: 0000 0004 8495 2390

Dolna 17, Warsaw, Poland 00-773
Tel: +48 226 0 227 03
Email: editorial_office@rsglobal.pl

JOURNAL	World Science
p-ISSN	2413-1032
e-ISSN	2414-6404
PUBLISHER	RS Global Sp. z O.O., Poland
ARTICLE TITLE	THERMODYNAMIC BASIS OF INTERACTION OF THERMAL MACHINES WITH THE ENVIRONMENT AND ENERGY LOSSES OF THE FILLING PROCESS
AUTHOR(S)	Giorgi Purtskhvanidze, Mikheil Lejava, Zaza Shubladze, Giorgi Nogaideli.
ARTICLE INFO	Giorgi Purtskhvanidze, Mikheil Lejava, Zaza Shubladze, Giorgi Nogaideli. (2023) Thermodynamic Basis of Interaction of Thermal Machines with the Environment and Energy Losses of the Filling Process. <i>World Science</i> . 1(79). doi: 10.31435/rsglobal_ws/30032023/7946
DOI	https://doi.org/10.31435/rsglobal_ws/30032023/7946
RECEIVED	05 February 2023
ACCEPTED	09 March 2023
PUBLISHED	11 March 2023
LICENSE	 This work is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License .

© The author(s) 2023. This publication is an open access article.

THERMODYNAMIC BASIS OF INTERACTION OF THERMAL MACHINES WITH THE ENVIRONMENT AND ENERGY LOSSES OF THE FILLING PROCESS

Giorgi Purtskhvanidze

Doctor, Professor, Akaki Tsereteli State University; Construction and Transport Department, Transport Traffic Direction, Georgia, Kutaisi
ORCID ID: 0000-0002-2389-9827

Mikheil Lejava

Doctor, Professor, Batumi State Maritime Academy; Dean of the Faculty of Engineering, Georgia, Batumi

Zaza Shubladze

Doctor, Professor, Batumi State Maritime Academy; Head of the Quality Assurance Service of the Faculty of Engineering, Georgia, Batumi
ORCID ID: 0000-0001-6383-019X

Giorgi Nogaideli

Master's student, Batumi State Maritime Academy; Faculty of Engineering, Georgia, Batumi

DOI: https://doi.org/10.31435/rsglobal_ws/30032023/7946

ARTICLE INFO

Received: 05 February 2023

Accepted: 09 March 2023

Published: 11 March 2023

KEYWORDS

Thermodynamic Losses, Filling Process, Pressure Losses, Engine Cylinder, Filling Ratio, Inlet Valve.

ABSTRACT

The principle of work of the thermal car assumes its interaction with environment according to thermodynamics laws. All real processes owing to a friction, heat exchange at a final difference of temperatures and limitation of time of their course are irreversible. As irreversibility measure entropy serves.

The paper considers the peculiarities of the transformation of thermal energy, taking into account entropy. A theoretical analysis of the efficiency of work performance (exergy) is given. The equations of thermal and exergic balance of thermal engines are presented, taking into account the impact on the environment.

The main parameters characterizing the loss of efficiency of the charge air during the period of filling the cylinder are determined and calculated: the filling factor and the loss of pump strokes.

The calculated value of pumping losses allows, with sufficient for calculating the gas exchange of engines and especially for calculating the operation of pumping passages, to determine the amount of loss in the efficiency of air pre-compressed in the pressurization unit.

Citation: Giorgi Purtskhvanidze, Mikheil Lejava, Zaza Shubladze, Giorgi Nogaideli. (2023) Thermodynamic Basis of Interaction of Thermal Machines with the Environment and Energy Losses of the Filling Process. *World Science*. 1(79). doi: 10.31435/rsglobal_ws/30032023/7946

Copyright: © 2023 Giorgi Purtskhvanidze, Mikheil Lejava, Zaza Shubladze, Giorgi Nogaideli. This is an open-access article distributed under the terms of the **Creative Commons Attribution License (CC BY)**. The use, distribution or reproduction in other forums is permitted, provided the original author(s) or licensor are credited and that the original publication in this journal is cited, in accordance with accepted academic practice. No use, distribution or reproduction is permitted which does not comply with these terms.

Тепловая машина – это устройство, в котором рабочее тело взаимодействует с окружающей средой в течение каждого цикла. В частности, происходят как массообменные, так и теплообменные процессы, в основе которых лежат основные законы термодинамики. То есть термодинамический процесс представляет собой переход системы из одного состояния в другое в условиях взаимодействия с окружающей средой.

В тепловых машинах происходит преобразование тепловой энергии в механическую работу, а рабочее тело периодически меняет свое состояние. Реальные процессы, протекающие в тепловых машинах - за счет трения, теплообмена, конечной разности температур и ограничения во времени, представляют собой необратимый процесс, т.е. теплота, подводимая к рабочему телу, не может быть полностью преобразована в работу. Определенная часть тепла остается неиспользованной. Отсюда следует важный принцип непревращения части теплоты в работу. Часть теплоты, не перешедшая в работу, количественно характеризуется особой величиной, так называемой с энтропией. То есть Энтропия – это мера необратимости процесса, которая характеризуется:

а) качество использования тепла - что означает возможность выполнения работы и технологическую эффективность. При одном и том же количестве тепловой энергии (q) чем выше температура рабочего тела (T) и меньше энтропия, тем выше коэффициент использования теплоты, так как ее можно использовать как на работу, так и на технологические нужды. При температуре окружающей среды (T_0) энтропия максимальна и утилизация тепла практически невозможна.

б) потери работы из-за необратимости реальных процессов.

в) степень беспорядка - при подводе тепла скорость хаотического движения частиц (степень беспорядка) увеличивается, а при его отводе скорость движения и, соответственно, величина энтропии уменьшается.

В общем случае изменение энтропии при бесконечно малом изменении состояния системы определяется суммой:

$$dS = dS_i + dS_e \quad (1)$$

где dS_i — изменение энтропии системы при ее взаимодействии с окружающей средой, а dS_e — изменение энтропии системы при реализации в ней необратимых процессов.

С помощью энтропии можно показать одну важную особенность превращения тепловой энергии в механическую, а именно, что при понижении температуры источника теплоты уменьшается степень превращения тепловой энергии в механическую работу, или, что то же самое, тепло теряет его так называемый работоспособность.

Результаты исследования. Для доказательства этого положения рассмотрим три различных цикла Карно (наиболее экономичный обратимый идеальный цикл) (рис. 1), при допущении, что для каждого цикла температура теплопринимающего источника холода одинакова и равна температуры окружающей среды, $T_2 = T_0 = \text{const}$. Кроме того, температуры источников теплоснабжения различны $T_1 > T_1' > T_1''$, а количество подведенной тепловой энергии одинаково и одинаково во всех трех циклах q_1 .

Согласно определению энтропии количество извлекаемой тепловой энергии по циклам рассчитывается следующим образом:

$$\text{для первого цикла } q_2 = T_0 \cdot \Delta S_1;$$

$$\text{для второго цикла } q_2 = T_0 \cdot \Delta S_1';$$

$$\text{для третьего цикла } q_2'' = T_0 \cdot \Delta S_3.$$

Из рис. 1 следует, что в условиях подвода одинакового количества тепловой энергии количества отбираемой теплоты во всех трех случаях различны $q_2 > q_2' > q_2''$.

Анализ показывает, что в первом цикле тепловая энергия максимально преобразуется в полезную работу, а прирост энтропии минимален. Во втором и третьем циклах прирост энтропии соответственно больше по сравнению с первым циклом, а преобразованная в работу тепловая энергия значительно меньше по сравнению с упомянутым циклом.

Отсюда вывод: в случае подвода тепловой энергии к рабочему телу, чем больше прирост энтропии, тем ниже КПД цикла, а значит, подведенная теплота менее эффективна с точки зрения выполнения работы. Поэтому при снижении температуры источника тепла снижается возможность совершения работы за счет тепловой энергии. Стоит отметить, что это свойство тепла не учитывалось в изображении $\eta_t = 1 - q_2 / q_1$ определяющем тепловую КПД цикла.

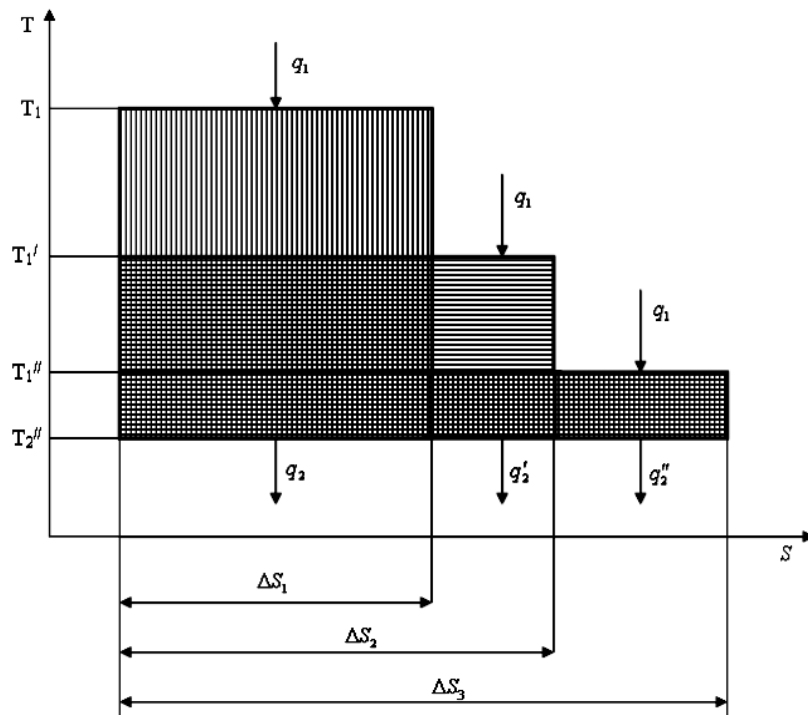


Рис. 1 Циклы Карно, в которых одно и то же количество тепла поступает в разные температурные интервалы.

Эффективность использования тепловой энергии, т.е. способность совершать максимальную полезную работу, оценивается величиной - эксергией (e_q).

$$e_q = q_1 - T_0 S_1 = q_1 - T_0 \cdot q_1 / T_1 \tag{2}$$

где T_0 – температура среды, которой передается определенное количество теплоты после совершения работы ($T_1 > T_0$).

Из-за необратимости реальных процессов ни одна тепловая машина по Карно не работает. Поэтому в большинстве технических решений для повышения экономичности тепловых машин проводят восстановительные работы (регенерация; промежуточный подогрев рабочего тела при теплоподводе; промежуточное охлаждение рабочего тела при отводе тепла и т. д.) в условиях соответствия реального цикла циклу Карно. Теоретическое количество тепла, получаемое при сжигании топлива в тепловых машинах, не используется полностью по прямому назначению, а потери тепловой энергии, т. е. скорость передачи тепла в окружающую среду, составляют 60-70%.

Для оценки КПД тепловых машин уравнение теплового баланса записывается следующим образом:

$$Q_0 = Q_S + Q_T \quad (3)$$

$$Q_S = H_U + Q_F + Q_{FO} \quad (4)$$

$$Q_T = Q_G + Q_N + Q_M + Q_R + Q_U + Q_X + Q_V \quad (5)$$

где Q_0 – общее количество тепла, подведенного в цикле;

Q_S - теплота превращаемая в полезную работу;

Q_T - потери тепловой энергии;

H_U - низшая теплота сгорания при нагреве;

Q_F - физическая теплота нагрева;

Q_{FO} - физическая теплота окислителя;

Q_G - работа тепла, отнятого газами;

Q_N - тепловые потери за счет неполного сгорания тепла и диссоциации продуктов сгорания;

Q_M - тепловые потери на механически неполное сгорание тепла;

Q_R - тепловые потери двигателя при прогреве от температуры окружающего воздуха до рабочей температуры;

Q_U - есть неподвиженные убытки;

Q_X - количество теплоты, переданное хладагенту;

Q_V - тепловые потери, эквивалентные работе, затрачиваемой на движение вспомогательных устройств.

$$D = T_0 \sum \Delta S_i = T_0 \left(\sum_n G_i^y S_i^y - \sum_m G_i^x S_i^x \right) + \Delta Q \quad (6)$$

Где $G_i^x, S_i^x, G_i^y, S_i^y$ - количество потока и энтропии соответственно на входе и выходе i -го элемента системы;

ΔQ - тепловые потери, передаваемые в окружающую среду различными путями.

Наполнение цилиндра характеризуется увеличением энтропии. Эти потери неизбежны, так как без некоторого перепада давления между впускным коллектором и цилиндром невозможно осуществить истечения воздуха из впускного коллектора в цилиндр.

Для поршневого двигателя, уравнение неразрывности в общем случае можно записать в виде:

$$V = c \mu f_3 t$$

где: V – объем вытекающего или втекающего газа; C – скорость течения;

μf_3 – площадь эффективного проходного сечения впускных органов;

t – время истечения.

Потери давления, связанные с перемещением определенного количества газа, пропорциональны скорости потока. Поэтому есть основания полагать, что средняя величина потерь процесса впуска также пропорциональна некоторой условной скорости, определяемой как

$$C_{en} = \frac{V}{\mu f_3 t} \quad (7)$$

Для поршневого двигателя под объемом V следует понимать объем цилиндра, т.е.

$$V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} V_h,$$

а под произведением $\mu f_3 t$ величину:

$$\mu f_3 t = \int_0^t \mu f_3 dt,$$

т.е. время-сечение впускного органа. Таким образом, применительно к четырехтактного дизелю (7), примет вид:

$$C_{en} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{V_h}{\int_0^t \mu f_3 dt} \quad (8)$$

Основными параметрами, определяющими и характеризующими потери работоспособности надувочного воздуха в период наполнения цилиндра, являются:

1) коэффициент наполнения при $\gamma_r = 0$:

$$\eta_v^0 = \frac{G}{G_t} = \frac{P_a}{P_s} \frac{T}{T + \Delta t} \quad (9)$$

где: G – количество поступившего в цилиндре свежего заряда;

G_t – теоретически возможное количество свежего заряда в рабочем объеме цилиндра при параметрах свежего заряда в цилиндре;

Δt – подогрев свежего заряда за счет диссипации кинетической энергии за впускными органами;

2) потери насосных ходов :

$$\Delta \bar{P} = 1 - \frac{P_{CH}}{P_0} \quad (10)$$

Где P_{CH} – среднее давление в цилиндре на ходе наполнения;

Для всех расчетов было принято:

- процесс наполнения начинается с в.м.т.;

- открытие впускного клапана за 20^0 п.к.в. до в.м.т.;

- параметры надувочного воздуха во впускном коллекторе (температура и давление) постоянны в пределах всего такта наполнения.

Расчеты выполнялись при следующих переменных величинах, для двигателя типа ЧН 26/26 ($\varepsilon = 13$):

а) при различных скоростях подъема клапана, но при неизменном максимальном проходном сечении, при давлении наддува $\Pi_k = 2,3$, при частоте вращения коленчатого вала $n = 500$ об/мин, 750 об/мин и 1000 об/мин;

б) при неизменной скорости подъема клапана, но при изменяемом максимальном проходном сечении в диапазоне 20-60 см² при $\Pi_k = 2,3$, при частоте вращения коленчатого вала соответственно $n = 500$ и 1000 об/мин;

в) при неизменной скорости подъема клапана и максимальном проходном сечении для коэффициента наполнения $\Pi_k=1$; $\Pi_k=2,3$ и $\Pi_k=4$; при частотах вращения коленчатого вала $n=500$ и 1000 об/мин;

г) для двигателя типа Ч8,5/11 ($\varepsilon = 16$) при реальной частоте вращения коленчатого вала $n=900$ об/мин и 1800 об/мин при изменяемом максимальном проходном сечении клапана $2-10$ см² и $\Pi_k=1,0$.

Результаты расчета η_v^0 и $\Delta \bar{P}$ приведены на графиках рис.2.

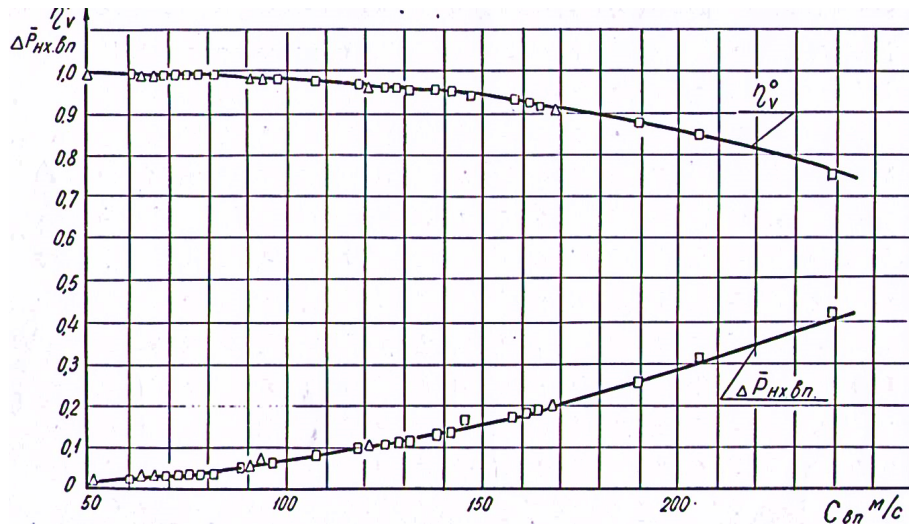


Рис.2 Зависимость коэффициента наполнения и потерь насосных ходов от условной скорости впуска.

Из графиков следует, что вне зависимости от способа получения время – сечения впуска равно как и вне зависимости от размерности цилиндра и скорости открытия клапана все результаты расчетов четко определяют однозначные зависимости:

$$\eta_v^0 = f_1(C_b) \text{ и } \Delta \bar{P} = f_2(C_b).$$

Из графиков также следует, что увеличение время-сечения впускного клапана для получения значения параметров C_b менее 120-130 м/с с точки зрения коэффициента наполнения нецелесообразно. С точки зрения насосных потерь уменьшение величины C_b со 120 м/с до 75 м/с позволит снизить потери насосных ходов - $\Delta \bar{P}$ с 0,09 до 0,04, т.е. также вряд ли может быть оправдано, так как требует увеличения площади клапана примерно в 1,35 раза с улучшением η_v^0 только на 0,02.

Для практических расчетов с высокой степенью точности можно пользоваться следующими аппроксимирующими зависимостями:

$$\eta_v^0 = 0,99 - 8 \times 10^{-6} (C_b - 70)^2 \quad (11)$$

$$\Delta \bar{P} = 7 \times 10^{-6} C_b^2 \quad (12)$$

Рассчитанные значения η_v^0 не учитывали его изменения за счет γ_r , которое достаточно хорошо освещено в технической литературе. Значения η_v^0 представляет собой ту величину, которая входит составляющей частью в суммарное значение коэффициента наполнения, определяемое по экспериментальным данным.

Выводы.

Эксергетический анализ тепловых потерь дополнительно дополняет тепловой баланс и позволяет более полно оценить картину энергетических потерь тепловых машин, взаимодействующих с окружающей средой.

Расчитанная величина насосных потерь позволяет с достаточной для расчета газообмена двигателями и особенно расчета работы насосных ходов, определить величину потерь работоспособность воздуха, предварительно сжатого в агрегате наддува.

REFERENCES

1. V.E. Gvetadze, G.N. Purtskhvanidze, A.N. Lomidze. (2013). Thermodynamic losses of the filling process. Collection of IX -International Scientific Conference. „Eastern Partnership - 2013.“ Przemusi, Poland. Vol 31. pp. 53-56.
2. Gvetadze V. E., Purtskhvanidze G. N., Kamladze A. D. (2013). Fine-tuning of the exhaust system and utilization of the energy of gases exhausted in the cylinder. Collection of Proceedings IX International Scientific and Practical Conference "Scientific Progress at the Turn of the Millennium - 2013". Prague, Czech Republic. T.38. pp. 47-50.
3. Gvetadze V. E., Purtskhvanidze G. N. (2017). Methods for designing inlet and outlet channels. Periodical magazine "Innovation". No. 20. Kutaisi. pp. 160-164.
4. V. Gvetadze, G. Purtskhvanidze. (2014). The research of thermodynamic losses of air-circulation in power plants. Monography. Publishing house of Akaki Tsereteli State Univeristy. Georgia, Kutaisi. 150 p.
5. Giorgi Purtskhvanidze, Vladimer Gvetadze. (2018). STATIC STUDY OF PROFILED EXHAUST SYSTEMS. WORLD SCIENCE № 6(34). RS Global Sp. z O.O. Scientific Educational Center Warsaw, Poland. pp. 38-43, DOI: https://doi.org/10.31435/rsglobal_ws/12062018/5824.
6. Heat engineering / V.N. Lukanin, M.G. Shatrov and others; Under. ed. V.N. Lukanina _ M.: Higher School, 1999.
7. Internal combustion engines. Theory of work processes. Under. ed. V.N. Lukanin. - M.: Higher school, 1995.