Косарев А.В.

СИЛЬФОННО ПОРШНЕВОЙ ДВИГАТЕЛЬ – ТЕПЛОВОЙ ДВИГАТЕЛЬ БЕЗ КОМПЕНСАЦИИ ЗА ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ТЕПЛА В РАБОТУ

Со времён паровой машины Уатта, первого массового теплового двигателя, до сегодняшнего дня теория тепловых машин и совокупность технических решений по их реализации прошли длительный путь эволюции. Данное направление технической эволюции породило огромное количество конструктивных разработок и связанных с ними физических процессов, общей задачей которых было преобразование тепловой энергии в механическую работу. Неизменным за прошедший период эволюции для всего многообразия тепловых машин было понятие “компенсации за преобразование тепла в работу”. Это понятие сегодня воспринимаются как абсолютное знание, каждодневно доказываемое всей известной практикой человеческой деятельности в данной сфере. Сразу отметим, что факты известной практики вовсе не являются базой абсолютного знания, а лишь базой знаний данной практики. Для примера и самолёты не всегда летали. Рассмотрим наиболее характерные этапы и направления эволюции тепловых двигателей.

Первым массовым тепловым двигателем была паровая машина Уатта – поршневой двигатель, в котором потенциальная энергия сжатого водяного пара преобразуется в механическую работу. Рабочий процесс паровой машины обусловлен периодическими изменениями упругости пара в полостях её цилиндра, объём которых изменяется в процессе возвратно – поступательного движения поршня, преобразуемого с помощью кривошипного механизма во вращательное движение вала. С конца 18 до конца 19 века паровая машина была единственным распространённым тепловым двигателем в промышленности и на транспорте. Паровая машина имеет хорошие тяговые характеристики, допускает большие перегрузки и реверсирование, надёжна, проста. Коэффициент полезного действия (КПД) от нескольких процентов на начальном этапе достигает к закату эпохи паровых машин 20-25%. (См. например, Новый политехнический словарь. Главный редактор А.Ю. Ишлинский. – М.: Большая Российская энциклопедия, 2003, с. 360.).

К недостаткам паровой машины относятся низкая экономичность, вызванная большой неизбежной передачей тела в окружающую среду, большой компенсацией и ограничение единичной мощности.

Следующим этапом развития теплотехники стал двигатель внутреннего сгорания (ДВС) – тепловой двигатель, в котором топливо в смеси с воздухом сжигается внутри рабочих цилиндров и выделяющееся при этом тепло частично преобразуется в механическую работу. ДВС делятся на карбюраторные, работающие по циклу с подводом тепла при постоянном объёме и дизельные, работающие по циклу с подводом тепла при постоянном давлении. (См. например, Теплотехника. Под общей редакцией И.Н. Сушкина. – М.: Металлургия, 1973, с. 414 - 420.).

Общими недостатками всех ДВС является отсутствие регенерации тепла выхлопных газов в цикл, что снижает их термический КПД до 40 - 50% и ограничение единичной мощности.

Вслед за ДВС широкое развитие получили паротурбинные и газотурбинные установки.

Паротурбинная (паросиловая) установка, состоит из парового котла с пароперегревателем, паровой турбины с системой регенерации, конденсатора и питательного насоса, работает по циклу Ренкина. (См. например, Техническая термодинамика. А.С. Ястржембский. – М.: Государственное энергетическое издательство, 1953, с. 365 -368.).

К недостаткам паротурбинных установок относятся потеря большого количества тепла из-за ограничений регенерации, вызванных свойствами влажного пара, а также сложность и дороговизна установок.

Газотурбинная установка (ГТУ), состоящая из компрессора, сжимающего воздух, направляющийся в камеру сгорания, камеры сгорания, в которой при постоянном давлении (цикл Брайтона) или при постоянном объёме (цикл Гемфри) происходит горение топлива и газовой турбины. ГТУ, работающие по циклу Брайтона, оснащаются регенераторами, обеспечивающими возвращение части тепла выхлопных газов в цикл. (См. например, Техническая термодинамика. А.С. Ястржембский. – М.: Государственное энергетическое издательство, 1953, с. 257 -267.).

К недостаткам ГТУ, работающим по циклу Брайтона относится то, что теплообмен в регенераторе ограничен. После сжатия в компрессоре температура воздуха резко повышается, что приводит к снижению возможности отбора тепла уходящих газов, т.е. снижает возврат тепла в цикл. Это снижает КПД и экономичность установки.

К недостаткам ГТУ, работающим по циклу Гемфри относится то, что, несмотря на принципиальную возможность работать без компрессора (по циклу Ленуара) и иметь более благоприятные условия для регенерации в этих установках на практике регенераторы отсутствуют вовсе. По этой причине у них КПД ниже, чем у ГТУ, работающих по циклу Брайтона.

В настоящее время наиболее перспективными признаны парогазовые установки (ПГУ). ПГУ состоит из ГТУ, работающей по циклу Брайтона и паротурбинной установки, в которой вместо парового котла используется котёл утилизатор, генерирующий пар за счёт тепла выхлопных газов ГТУ. ПГУ имеют самый высокий КПД в современной энергетике, превышающий 50%. (См. например, Теплотехника. Под общей редакцией И.Н. Сушкина. – М.: Металлургия, 1973, с. 380 - 383.).

К недостаткам ПГУ относятся значительные потери тепла, связанные с передачей его в окружающую среду, всё та же компенсация, а так же сложность и дороговизна установок.

Известны также реактивные (ракетные) тепловые двигатели. Главным недостатком этих двигателей является низкий КПД.

Говоря о КПД мы везде имели в виду термический КПД.

Таким образом, исследование уровня техники показывает, что общим технологическим недостатком выше перечисленных тепловых машин является необходимость передачи в окружающую среду значительной части тепла, подведенного в цикл тепловой машины. Главным образом, поэтому они имеют низкий КПД и экономичность.

Обратим особое внимание на тот факт, что все перечисленные и иные тепловые машины для преобразования тепла в работу используют процессы расширения рабочего тела. Именно эти процессы позволяют преобразовывать потенциальную энергию тепловой системы в кооперативную кинетическую энергию потоков рабочего тела и далее в механическую энергию движущих деталей тепловых машин (поршней и роторов).

ПРИРОДА КОМПЕНСАЦИИ ЗА ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ТЕПЛА В РАБОТУ

Отметим ещё один, пусть тривиальный факт, что тепловые машины работают в воздушной атмосфере, находящейся под постоянным сжатием сил гравитации. Именно силы гравитации создают давление окружающей среды. Покажем, что компенсация за преобразование тепла в работу связана с необходимостью производить работу против сил гравитации или тоже самое, против давления окружающей среды, вызванного силами гравитации. Совокупность двух выше отмеченных фактов и приводит к ущербности всех современных тепловых машин, к необходимости передачи окружающей среде части подведенного в цикл тепла. Рассмотрим Рис.-1. Здесь P_0 - атмосферное давление, V_1 - удельный объём 1кг. рабочего тела (воздуха) на входе в тепловую машину, V_2 - удельный объём 1кг. рабочего тела на выхлопе тепловой машины в атмосферу. Для большей ясности физики компенсации будем понимать под тепловой машиной традиционную газотурбинную установку, работающую по циклу Рис.- 2а (циклу Брайтона). Хотя причина компенсации

одна и та же и для паровой машины, и для газотурбинных и для паротурбинных установок, и для двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

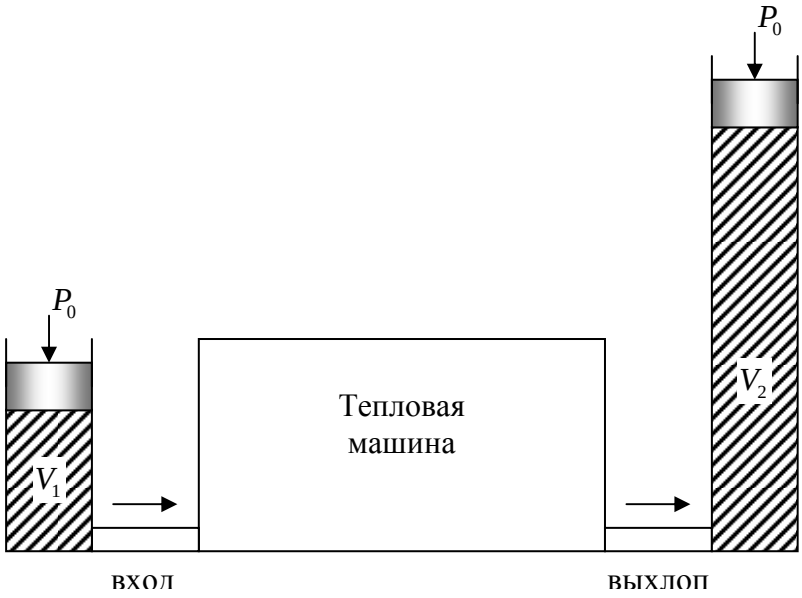


Рис. 1

Природа компенсации за преобразование тепла в работу заключается в том, что 1кг. рабочего тела на выходе из тепловой машины имеет больший объём (V_2), под воздействием процессов расширения внутри машины, чем объём (V_1) на входе в тепловую машину.

$V_2\, м^3/кг > V_1\, м^3/кг$

А это означает что прогоняя через тепловую машину 1 кг. рабочего тела мы расширяем атмосферу на величину $\Delta V = V_2 - V_1$, для чего необходимо произвести работу против сил гравитации, работу проталкивания:

$$l_{проталкивания} = F \times ds = \mathrm{P}_0(V_2 - V_1) \qquad \text{(см. Рис. 1)}$$

На это затрачивается часть механической энергии полученной в машине. Однако работа по проталкиванию это только одна часть затрат энергии на компенсацию. Вторая часть затрат связана с тем что на выхлопе из тепловой машины в атмосферу 1кг. рабочего тела должен иметь тоже атмосферное давление P_0 что и на входе в машину, но при большем объёме $(V_2 > V_1)$. А для этого, в соответствии с уравнением газового состояния $\mathrm{P}V = R\mathrm{T}$, он должен иметь и большую температуру, т.е. $\mathrm{T}_2 > \mathrm{T}_1$. Мы вынуждены передать в тепловой машине килограмму рабочего тела дополнительную внутреннюю энергию: $\Delta U = U_2 - U_1 = f(\mathrm{T}_2) - f(\mathrm{T}_1)$. Это вторая составляющая компенсации за преобразование тепла в работу. Таким образом, общие потери энергии за преобразование тепла в работу в пересчёте на 1кг. рабочего тела и переданные окружающей среде составят:

$$q_2 = \Delta U + \mathrm{P}_0 \Delta V \quad (1)$$

Из этих двух составляющих и складывается природа компенсации. Обратим внимание на взаимозависимость двух составляющих компенсации. Чем больше объём рабочего тела на выхлопе из тепловой машины по сравнению с объёмом на входе, тем выше не только работа по расширению атмосферы, но и необходимая прибавка внутренней энергии, т.е. нагрев рабочего тела на выхлопе в сравнении с входом. И наоборот, если за счёт регенерации снижать температуру рабочего тела на выхлопе, то в соответствии с уравнением газового состояния будет снижаться и объём рабочего тела на выхлопе, а значит и работа

проталкивания. Если провести глубокую регенерацию и снизить температуру рабочего тела на выхлопе до температуры на входе и тем самым одновременно сравнять объём килограмма рабочего тела на выхлопе до объёма на входе в тепловую машину, то компенсация за преобразование тепла в работу будет равна нулю. Что реально мешает достичь этого результата рассмотрим на циклах и процессах традиционной квазиравновесной термодинамики. Рассмотрим идеальный цикл простейшей газотурбинной установки с подводом тепла q_1 при постоянном давлении (см. Рис.- 2а). Здесь 1-2 - адиабатный процесс сжатия в компрессоре; 2-3 - изобарный процесс подвода тепла к рабочему телу в камере сгорания; 3-4 - адиабатный процесс расширения в турбине; 4-1 - изобарный процесс отвода тепла от рабочего тела к холодному источнику с целью вернуть цикл в исходную точку 1.

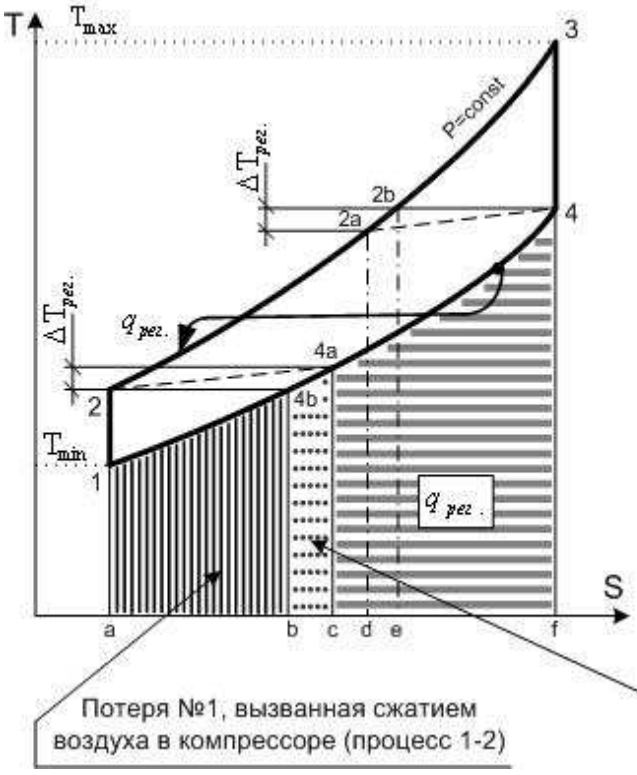


Рис.-2а

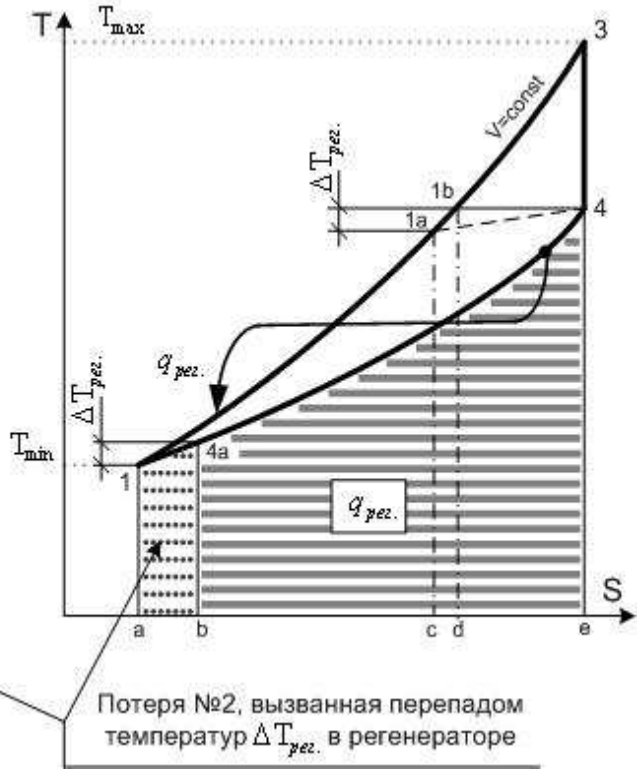


Рис.-2б

Используя температурную неравновесность между точками 4 и 2, мы организуем регенерацию тепла между процессами (4-1) и (2-3) при противотоке и снижаем количество тепла, передаваемое холодному источнику. Однако на пути процесса регенерации тепла встает процесс предварительного сжатия рабочего тела (1-2) и перепад температур в регенераторе $\Delta T_{рег.}$. Это приводит к повышенным потерям тепла с уходящими газами на выходе из газотурбинной установки, которые вызваны двумя причинами, ограничивающими передачу тепла от уходящих газов к воздуху в регенераторе (см. Рис. 2а):

1) потери, вызванные сжатием воздуха в компрессоре. Так как нельзя охладить уходящие газы в регенераторе ниже температуры воздуха на входе в регенератор, то сжимая предварительно воздух в компрессоре и тем самым повышая температуру воздуха на входе в регенератор, мы ограничиваем передачу тепла от газов к воздуху и получаем первую потерю, принципиально не устранимую в циклах с предварительным сжатием рабочего тела.

2) Вторая причина потерь с уходящими газами вызвана тем, что для передачи тепла в регенераторе ($q_{рег}$) от горячих газов на выхлопе из турбины к холодному воздуху, входящему в регенератор, необходим перепад температур ($\Delta T_{рег}$). Эта потеря тем меньше, чем меньше

перепад температур $\Delta T_{рег}$ (см. Рис. 2а и 2б). Но эту вторую потерю можно сделать сколь угодно малой, увеличивая теплопередающую поверхность регенератора и тем самым, снижая $\Delta T_{рег}$ в соответствии с основной формулой теплопередачи:

$$q_{рег} = k\ F\ \uparrow\Delta T_{рег}\downarrow = const. \quad (2)$$

где: $q_{рег}$ – тепло, переданное в регенераторе от газов к воздуху; k – коэффициент теплопередачи; F – теплопередающая поверхность от газов к воздуху в регенераторе; $\Delta T_{рег}$ - теплоперепад в регенераторе между газом и воздухом.

Главным образом из-за адиабаты 1-2 (процесса предварительного сжатия) мы не можем осуществить полную регенерацию тепла и вынуждены отдавать тепло q_2 холодному источнику. Потери тепла в окружающую среду за счет $\Delta T_{рег.}$ можно в пределе свести к нулю, увеличивая площадь поверхности регенератора (см. (2)). Причина появления процесса предварительного сжатия (1-2) в том, что из практики замечено: для получения газового потока необходимо сжатие газа, необходим перепад давлений. Необходимо получить неравновесность, запасти потенциальную энергию (между точками 1 и 2), которую вновь можно превратить в энергию кооперативного движения в процессе расширения и далее в механическую работу. Однако если сразу использовать эту неравновесность, то никакого эффекта не будет даже в идеале, а на практике, по причине релаксации (трения), будут потери кооперативной кинетической энергии, возникшей при преобразовании потенциальной (внутренней) энергии. Поэтому необходимо усиление неравновесности, полученной в точке 2. Для этого производится подогрев рабочего тела до точки 3 и в системе накапливается, за счет подведенного тепла, дополнительная потенциальная энергия (эксергия), дополнительная неравновесность. Благодаря процессу подогрева 2 - 3 точка 3, в сравнении с точкой 2, получила второй уровень неравновесности, дополнительную потенциальную энергию. Это и дает нам возможность в процессе адиабатного расширения 3-4 получить выигрыш в работе по сравнению с процессом сжатия 1-2.

Но у нас еще остается неравновесность точки 4 по отношению к точке 2 и, используя эту температурную неравновесность, мы частично используем (регенерируем) тепло отходящих газов в процессе 4-1 на подогрев рабочего тела в начале процесса 2-3. На пути полной регенерации встал процесс предварительного сжатия 1-2, который поднял температуру рабочего тела в точке 2. Обратим внимание на то, что процесс предварительного сжатия 1-2 является обязательным элементом всех используемых ныне тепловых циклов: и газотурбинных, и ДВС, и Ренкина. Предлагается отказаться от процесса предварительного сжатия. Это становится возможным при работе газотурбинной установки по циклу изображенному на Рис.-2б. Это цикл Ленуара. Цикл Ленуара есть предельный цикл Гемфри. По такому циклу работают газотурбинные установки пульсирующего типа без компрессора. Отсутствие процесса предварительного сжатия в компрессоре (1-2) устраняет причину №1 потерь тепла с уходящими газами. Подвод тепла и повышение давления производится в изохорном процессе 1-3. Для осуществления регенерации в таком цикле предлагается регенератор специальной конвейерной конструкции. [Л-2, 13]. Предложенный регенератор для цикла Гемфри (для ГТУ пульсирующего типа) позволяет за счёт увеличения поверхности теплопередачи регенератора сколь угодно уменьшать $\Delta T_{рег.}$ и тем самым сводить потери тепловой энергии на выхлопе к минимуму.

Как показывает опыт общения, наибольшие трудности для восприятия вызывает регенеративный теплообмен между изобарным процессом 4-1 и изохорным процессом в цикле Гемфри (1-3 в цикле Ленуара, частный случай цикла Гемфри). Дело в том, что при равных перепадах температур, тепло изобарного процесса больше тепла изохорного процесса, т.к. изобарная теплоёмкость больше изохорной. $c_p = c_v + R$ (закон Майера). По этой причине мне вменяют в вину нарушение 1-го закона термодинамики. Более сурового приговора по меркам сегодняшнего естествознания трудно придумать. Но нарушения 1-го

закона здесь нет. Рассмотрим это на примере цикла Гемфри (рисунок 2б, цикл Ленуара, частный случай цикла Гемфри). При регенерации тепло от изобарного процесса 4 – 4а (пл. b-4a-4-e) передаётся изохорному процессу 1 – 1а (пл. a-1-1a-c). Тепло подведенное в изохорном процессе пошло на увеличение внутренней энергии рабочего тела и равно теплу отнятому в изобарном процессе. $dq_v = \Delta U_v = U_{1a} - U_1 = f(T_{1a}) - f(T_1) = c_v(T_{1a} - T_1) = \Delta U_p$; (3) Это тепло отобрано у изобарного процесса 4 – 4а. Запишем тепло изобарного процесса 4 – 4а, обозначенного площадкой b-4a-4-e:

$dq_p = c_p(T_4 - T_{4a}) = \Delta U_p + P_4 \cdot \Delta V = (U_4 - U_{4a}) + P_4(V_4 - V_{4a})$; (4) , где $P_4 = P_1 = P_0$ - давление окружающей среды. В (3) и (4) перепады внутренней энергии равны. Именно это тепло передаётся через стенку регенератора. Куда же девается составляющая $P_4(V_4 - V_{4a})$? Выше мы уже отмечали взаимосвязь между двумя составляющими переданного окружающей среде тепла (1). Так вот, когда мы отнимаем в процессе регенерации тепло $dq = U_4 - U_{4a}$, мы снижаем объём выхлопных газов с V_4 до V_{4a}. Тем самым мы снижаем работу по расширению атмосферы (работу против сил гравитации) на величину $P_4(V_4 - V_{4a})$. Эта работа уже не растрачивается на выхлопе, а остаётся на валу машины как полезная нагрузка. Баланс энергии соблюдён, 1-й закон термодинамики не нарушен.

Таким образом, регенерация позволяет самым существенным образом сократить передачу тепла в окружающую среду (в холодильник), сократить компенсацию за преобразование тепла в работу. Это снижает относительную долю переданного в холодильник тепла и, следовательно, повышает термический КПД. Однако отмеченные выше две причины (процесс предварительного сжатия рабочего тела и теплоперепад в регенераторе) накладывают ограничения на глубину регенерации. Есть принципиально иной способ преобразования тепла в работу, без использования процесса расширения рабочего тела. При этом способе в качестве рабочего тела используется несжимаемая жидкость. Удельный объём рабочего тела в циклическом процессе преобразования тепла в работу остаётся постоянным. По этой причине не происходит расширение атмосферы и соответственно затрат энергии, свойственных тепловым машинам, использующим процессы расширения. Необходимость в компенсации за преобразование тепла в работу отпадает. Это возможно в сильфоне.

СИЛЬФОННО ПОРШНЕВОЙ ДВИГАТЕЛЬ

Понимание природы компенсации позволило определить технологические причины, которые в современных тепловых машинах приводят к неизбежности тепловых потерь. В дальнейшем усилия автора были направлены на устранение технологических причин, которые приводят тепловую машину к необходимости производить работу по расширению атмосферы, производить работу против сил гравитации. Были запатентованы две установки [Л-2 и Л-3]. Первая позволяет резко сократить компенсацию за преобразование тепла в работу, вторая исключает её полностью. Общим технологическим недостатком этих установок был процесс теплопередачи в регенераторах в условиях газовой конвекции. В условиях газовой конвекции коэффициент теплопередачи имеет очень низкое значение, что приводит к большим габаритам регенератора. Предлагаемый к рассмотрению тепловой двигатель реализует отмеченный выше принципиально иной способ преобразования тепла в работу. Данная установка, исключая передачу тепла окружающей среде, исключая компенсацию за преобразование тепла в работу, позволяет осуществлять процессы теплопередачи в условиях кипящей жидкости (в условиях влажного пара с очень низкой степенью сухости). Это увеличивает коэффициент теплопередачи, а, следовательно, и интенсивность процесса теплопередачи на два, три порядка в сравнении с условиями газовой конвекции, что обеспечивает относительную компактность установки.

Для реализации этих возможностей предлагается тепловой двигатель, содержащий рабочие цилиндры, внутренняя полость которых объединена с помощью перепускных трубопроводов, имеющих регулирующую арматуру, и коллектора. Внутренняя полость рабочих цилиндров заполнена в качестве рабочего тела кипящей водой (влажным паром со степенью сухости порядка 0,05-0,1). Внутри рабочих цилиндров расположены сильфонные поршни, внутренняя полость которых объединена с помощью перепускных трубопроводов и коллектора. Внутренняя полость сильфонных поршней заполнена трансформаторным или турбинным маслом.

Сильфонные поршни соединены ползуном с кривошипно – шатунным механизмом, преобразующим тяговое усилие сильфонных поршней во вращательное движение коленчатого вала.

Рабочие цилиндры расположены в объёме сосуда, заполненного кипящим трансформаторным или турбинным маслом. Кипение масла в сосуде обеспечивается подводом тепла от внешнего источника. Каждый рабочий цилиндр имеет съёмный теплоизоляционный кожух, который в нужный момент или охватывает цилиндр, прекращая процесс теплопередачи между кипящим маслом и цилиндром, или освобождает поверхность рабочего цилиндра и при этом обеспечивается передача тепла от кипящего масла к рабочему телу цилиндра.

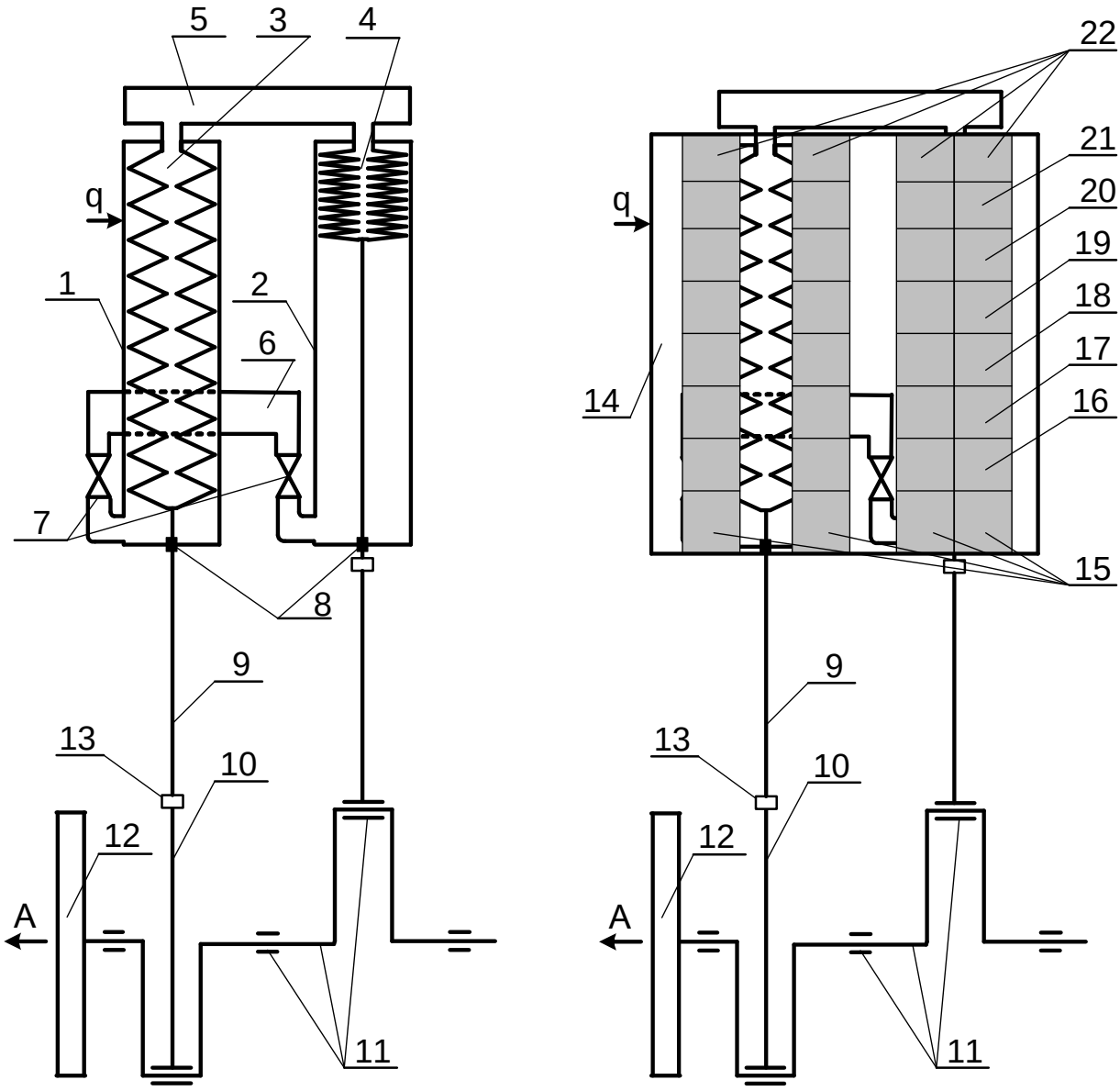
Принципиальная конструктивная схема теплового двигателя изображена на рисунках 3а и 3б. Чертежи имеют следующие цифровые позиции: 1 и 2 – рабочие цилиндры. Поперечное сечение рабочих цилиндров может иметь любую удобную форму (круг, прямоугольник); 3 и 4 – сильфонные поршни; 5 – коллектор, соединяющий воедино внутренние полости сильфонных поршней; 6 – коллектор, соединяющий воедино внутренние полости рабочих цилиндров; 7 – запорная арматура на трубопроводе, соединяющем внутреннюю полость рабочего цилиндра и коллектора – 6; 8 - сальниковые уплотнения в месте прохода через стенку цилиндра ползуна - 9, передающего тяговое усилие от сильфонного поршня на шатун кривошипно – шатунного механизма; 10 шатун; 11 – коленчатый вал; 12 – маховик кривошипно – шатунного механизма; 13 – сочленение между ползуном и шатуном; 14 – сосуд, заполненный кипящим маслом, в котором находятся рабочие цилиндры; 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22 – отдельные цилиндрические секции, состоящие из двух половинок, скорлуп, при сближении охватывающих цилиндр. Из этих скорлуп набираются съёмные теплоизоляционные кожуха рабочих цилиндров;

Сильфонный поршень, выполненный в форме сильфона, одной стороной неподвижно закреплён с трубопроводом, соединяющим внутреннюю полость сильфонного поршня с коллектором – 5 и с корпусом рабочего цилиндра, другая сторона, прикреплённая к ползуну, подвижна и перемещается (сжимается) во внутренней полости рабочего цилиндра, под воздействием повышенного давления рабочего тела цилиндра.

Сильфон - тонкостенная гофрированная трубка или камера из стали, латуни, бронзы, растягивающаяся или сжимающаяся (как пружина) в зависимости от разности давлений, внутри и снаружи или от внешнего силового воздействия. (см. например, Новый политехнический словарь. Главный редактор А.Ю. Ишлинский. – М.: Большая Российская энциклопедия, 2003, с. 486.).

В предлагаемой конструкции сильфонный поршень напротив выполнен из не теплопроводящего материала. Возможно выполнение сильфонного поршня из названных выше теплопроводных материалов, но покрытых слоем не теплопроводного материала. В предлагаемой конструкции сильфонный поршень не обладает и пружинными свойствами. Его сжатие и растяжение происходит только под воздействием перепада давлений по сторонам сильфона.

На Рис. 3а и 3б изображена принципиальная конструктивная схема, на Рис.4 изображён термодинамический цикл сильфонно поршневого двигателя.



а) б)

Рис.3

Тепловой двигатель работает следующим образом.

Описание рабочего цикла заявленного теплового двигателя начнём с ситуации, изображённой на Рис.3а. Сильфонный поршень первого цилиндра (на Рис.3а позиция 3) полностью растянут, а сильфонный поршень второго цилиндра (на Рис.3а позиция 4) полностью сжат. Теплоизоляционные кожуха (15 – 22, Рис.3б) на цилиндрах 1 и 2 (Рис. 3б) плотно прижаты к цилиндрам. Арматура – 7 (Рис.3а) на трубопроводах, соединяющих внутренние полости рабочих цилиндров с коллектором – 6 закрыта. Температура масла в сосуде – 14 (Рис.3б) доводится до кипения. Давление кипящего масла в полости сосуда – 14, рабочего тела внутри полостей рабочих цилиндров и давление масла внутри полостей сильфонных поршней равно атмосферному. Состояние рабочего тела цилиндров (кипящая вода) соответствует точке 1 на Рис.4. В этот момент арматура – 7 на обоих цилиндрах и теплоизоляционный кожух на первом цилиндре открываются. Скорлупы $15 \div 22$ теплоизоляционного кожуха отодвигаются от поверхности обечайки цилиндра - 1. (см. Рис.3б). В этом состоянии обеспечена теплопередача от кипящего в сосуде - 14 масла, к рабочему телу первого цилиндра. Теплоизоляционный кожух на втором цилиндре, напротив

плотно облегает поверхность обечайки цилиндра. Скорлупы $15 \div 22$ теплоизоляционного кожуха прижаты к поверхности обечайки цилиндра - 2. (см. Рис.3б). Тем самым передача тепла от кипящего масла к рабочему телу цилиндра - 2 не возможна. Так как температура кипящего при атмосферном давлении масла (примерно $350^{\circ}C$) в полости сосуда – 14 выше температуры кипящей при атмосферном давлении воды (влажного пара со степенью сухости 0.05-0,1), находящейся в полости первого цилиндра, то происходит интенсивная передача тепловой энергии от кипящего масла к рабочему телу (кипящей воде) первого цилиндра.

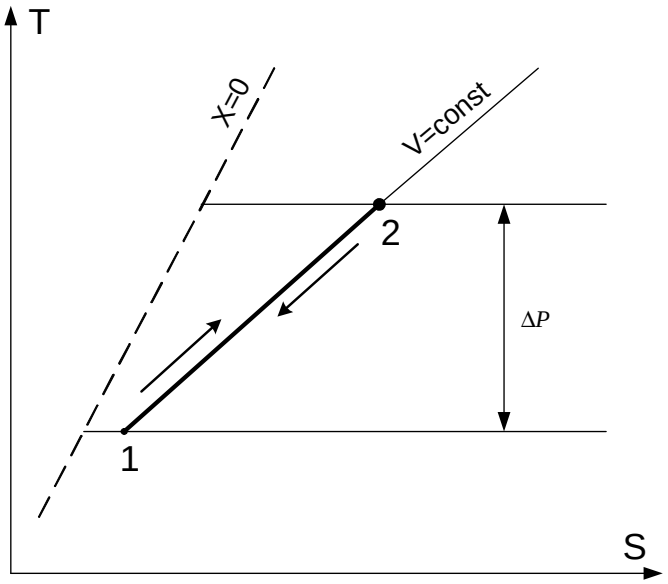


Рис.4

Коэффициент теплоотдачи от поверхности металла к кипящей жидкости составляет величину порядка 2200 – 11000 $Вт/(м^2 \cdot К)$. (см. например, Лариков Н.Н. Теплотехника. – М.: Стройиздат, 1985, с.228). Принимая коэффициент теплоотдачи от кипящего масла к металлической поверхности рабочего цилиндра, на выше отмеченном уровне и учитывая разность температур между кипящим маслом с внешней стороны цилиндра и кипящей водой с внутренней стороны, получаем, что мощность теплового потока, подводимого к рабочему телу цилиндра, составит величину порядка 200 - 1000 $Квт/м^2$. Рабочее тело (кипящая вода) в цилиндрах 1 и 2 и масло внутри сильфонных поршней 3 и 4 находятся в процессе работы теплового двигателя при постоянном объёме. Интенсивно подводимое тепло к первому цилиндру вызывает повышение давления его рабочего тела до точки 2 (Рис.4). При этом температура и давление масла внутри сильфонного поршня – 3 первого цилиндра не изменяется, так как поверхность сильфонного поршня не теплопроводна. В результате создаётся перепад давлений по сторонам сильфонного поршня первого цилиндра. Этот перепад давлений между точками 2 и 1 (Рис.4) определяется внешней нагрузкой на валу машины. Как только давление в точке 2 (Рис.4) достигнет величины достаточной для преодоления внешней нагрузки, то сильфонный поршень первого цилиндра начинает сжиматься, возникает тяговое усилие, которое через ползун – 9 передаётся на кривошипно – шатунный механизм. Происходит преобразование энергии теплового потока подводимого к рабочему телу первого цилиндра в механическую энергию на коленчатом валу. При сжатии сильфонного поршня состояние рабочего тела в первом цилиндре не меняется и определяется точкой 2 на Рис.4. Сжатие сильфонного поршня – 3 приводит к тому, что масло из его внутренней полости выдавливается и по коллектору - 5 перетекает во внутреннюю полость сильфонного поршня - 4. Сильфонный поршень – 4 растягивается и выталкивает рабочее тело из полости второго рабочего цилиндра через коллектор - 6 в полость первого

рабочего цилиндра, которая освобождается при сжатии сильфонного поршня – 3. Таким образом, рабочее тело в цилиндрах и масло внутри сильфонных поршней перетекая, постоянно находятся при постоянном объёме. Покажем, что доля подведенной к цилиндру тепловой энергии, пошедшей на перемещение масла из сильфонного поршня – 3 в сильфонный поршень – 4 и рабочего тела из полости цилиндра – 2 в полость цилиндра – 1, может быть очень малой в сравнении с тепловой энергией, превращённой в механическую энергию на коленчатом валу. Тепловой поток q подводимый к первому цилиндру за период сжатия его сильфонного поршня для конкретных температурных условий и размеров цилиндра величина постоянная. Эта величина равна работе производимой первым цилиндром при сжатии сильфонного поршня – 3. $q = \downarrow \Delta P \cdot \uparrow S_{с.п.} \cdot \ell = const$. (5).

В (5): q - тепловой поток, подведенный к первому цилиндру в процессе сжатия сильфонного поршня – 3; ΔP - перепад давлений между подогреваемым в первом цилиндре рабочим телом и маслом внутри сильфонного поршня – 3, находящимся при атмосферном давлении; $S_{с.п.}$ - площадь поверхности сильфонного поршня (площадь гармошки); ℓ - длина, на которую сокращается при сжатии сильфонный поршень, обеспечивая тяговое усилие.

При заданной длине рабочего цилиндра площадь поверхности сильфонного поршня можно изменять в очень широких пределах, изменяя число гармошек сильфона. Из (5) видно, что если увеличивать площадь поверхности сильфонного поршня, то при постоянном тепловом потоке в рабочий цилиндр и постоянной работе сжатия сильфонного поршня будет уменьшаться перепад давлений между внешней и внутренней сторонами сильфона.

Работа, производимая при сжатии сильфонного поршня – 3, полученная из (5), затрачивается на производство механической энергии (полезной работы) на коленчатом валу и на работу проталкивания масла из сильфонного поршня – 3 в сильфонный поршень – 4 и рабочего тела из полости цилиндра – 2 в полость цилиндра – 1. Затратами энергии на перетекание масла пренебрегаем, так как давление масла в обоих сильфонных поршнях одинаково, а гидравлические потери при перетоке масла можно сделать сколь угодно малыми. Работу по перемещению рабочего тела (кипящей воды) из цилиндра – 2 в цилиндр – 1 при сжатии сильфонного поршня – 3 и растяжении сильфонного поршня – 4 определяется из выражения: $A_{перемещения} = \Delta P_{пер} \cdot \Delta V_{пер}$ (6).

В (6): $A_{перемещения}$ - работа перемещения рабочего тела;

$\Delta P_{пер}$ - перепад давлений между давлением подогретого рабочего тела в цилиндре – 1 и давлением теплоизолированного рабочего тела цилиндра – 2, находящемся при атмосферном давлении. Принимаем перепад давлений в (6) равным перепаду давлений в (5); $\Delta V_{пер}$ - объём перемещаемого рабочего тела из цилиндра – 2 в цилиндр – 1. Эта величина постоянная. На самом деле $\Delta P_{пер}$ в (6) меньше ΔP в (5). Давление в цилиндре - 1 за областью сильфона, куда перемещается жидкость из цилиндра – 2, меньше чем в зоне подогрева сильфона за счёт дросселирования при перетоке через зазор между областью сильфона и областью цилиндра без сильфона. К тому же в этом зазоре можно установить уплотнение.

Выше мы уже показали, что, увеличивая поверхность сильфона, можно значительно уменьшить перепад давлений в (5) и (6). Тем самым значительно снижается работа (6) по перемещению рабочего тела из цилиндра – 2 в цилиндр – 1. В принципе эту работу можно сделать сколь угодно малой. Таким образом, в предлагаемом тепловом двигателе почти вся подведенная тепловая энергия преобразуется в механическую энергию на валу машины. Та небольшая часть тепловой энергии, которая потрачена на перемещение рабочего тела, также не теряется, а остаётся в цикле.

По мере сжатия сильфонного поршня – 3 в цилиндре – 1 происходит прижатие скорлуп теплоизоляционного кожуха к поверхности цилиндра – 1. Происходит это последовательно снизу вверх, сначала скорлупы – 15 и так далее до – 22. Это необходимо для того, что бы подводить тепло и поднимать давление рабочего тела только в рабочей зоне цилиндра – 1, в

зоне гармошки сильфона. Этим исключается подогрев рабочего тела и повышение его давления вне рабочей зоны, что в свою очередь не вызывает увеличение работы проталкивания. Последовательное прижатие скорлуп – 15 - 22 нужно производить даже с некоторым опережением сжатия сильфонного поршня – 3, что исключит постепенный перегрев рабочего тела от работы проталкивания и обеспечит полное преобразование энергии теплового потока в механическую энергию на валу машины.

Последовательное прижимание теплоизоляционных скорлуп к поверхности рабочего цилиндра можно обеспечить с помощью кинематической схемы, соединённой с коленчатым валом. В момент полного сжатия сильфонного поршня – 3, полного закрытия теплоизоляционным кожухом цилиндра - 1, при полном растяжении сильфонного поршня – 4 цилиндра – 2, полностью раскрывается теплоизоляционный кожух на цилиндре – 2. Начинается подвод тепла к рабочему телу цилиндра – 2, происходит сжатие сильфонного поршня – 4. Далее все процессы протекают в той же последовательности, что и описаны выше, но от цилиндра – 2 к цилиндру – 1. Цикл замкнулся.

Парных рабочих цилиндров в описываемом тепловом двигателе может быть сколь угодно в зависимости от требуемой мощности и прочих конструктивных условий. Попарно отключая рабочие цилиндры с помощью арматуры – 7 и теплоизоляционных кожухов, можно в широких пределах осуществлять грубую регулировку мощности теплового двигателя. Самой различной может быть и пространственная компоновка цилиндров.

На Рис. 5 изображён другой вариант принципиальной конструктивной схемы сильфонно поршневого двигателя.

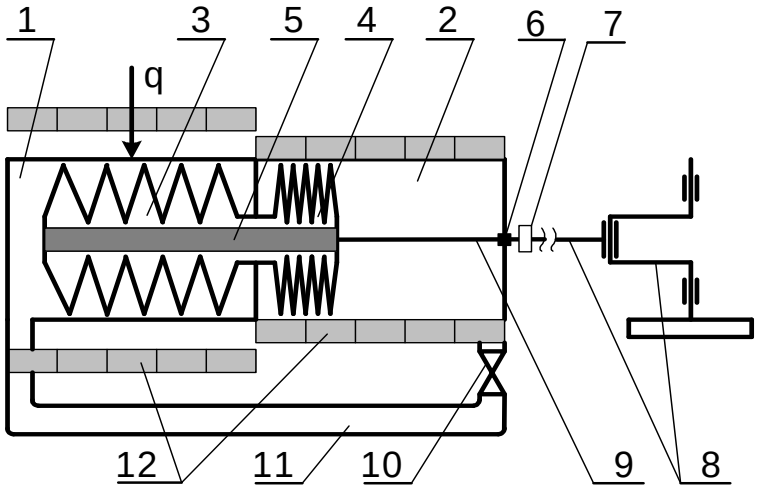


Рис. 5

Рисунок имеет следующие цифровые позиции: 1 и 2 – рабочие цилиндры. Поперечное сечение рабочих цилиндров может иметь любую удобную форму (круг, прямоугольник); 3 и 4 – сильфонные поршни; 11 – коллектор, соединяющий воедино внутренние полости рабочих цилиндров; 10 – запорная арматура на трубопроводе, соединяющем внутренние полости рабочих цилиндров; 6 – сальниковые уплотнения в месте прохода через стенку цилиндра ползуна – 9, передающего тяговое усилие от сильфонного поршня на шатун кривошипно – шатунного механизма; 7 – сочленение между ползуном и шатуном; 8 – кривошипно шатунный механизм; 12 – съёмные теплоизоляционные кожуха рабочих цилиндров. Кожуха делятся на отдельные цилиндрические секции, состоящие из двух половинок, скорлуп, при сближении охватывающих цилиндр. 5 – шток, обеспечивающий взаимодействие сильфонных поршней 3 и 4. Особенностью данной конструкции является совмещение рабочих цилиндров по одной оси. Дополнительный шток – 5, обеспечивает механическое взаимодействие сильфонных поршней разных цилиндров. Это позволяет не заполнять, постоянное по объёму

внутреннее пространство сильфонов, маслом, а соединить его с атмосферой, обеспечивая внутри сильфонов постоянное атмосферное давление.

В обоих вариантах конструкции теплоизоляционные кожуха на цилиндрах можно изготовить не в виде множества последовательно прижимаемых скорлуп, а в виде единого цилиндра, разделённого вдоль оси на две скорлупы. Такой теплоизоляционный кожух будет надвигаться на подогреваемый цилиндр по мере укорочения сильфонного поршня. Для обеспечения теплообмена кожух раздвигается и отводится от рабочего цилиндра.

Самым существенным для конструкции является то, что рабочее тело в цилиндрах, перетекая, постоянно находятся при постоянном объёме. Отметим этот принципиальный момент. Рабочее тело в процессе преобразования тепловой энергии в работу не изменяет своего объёма и, следовательно, исключается необходимость расширения атмосферы в процессе работы двигателя, исключается компенсация.

Этот двигатель позволяет снять противоречие между теоретической термодинамикой и экспериментальной биофизикой. Биофизиками, уже более полувека как установлены экспериментальные факты, совершенно не понятные и необъяснимые с позиций классической термодинамики. Так Хилл на основании экспериментальных данных получил КПД мышечной деятельности порядка 40%. Сегодняшние исследования мышечной деятельности черепахи дают КПД мышечной деятельности этого животного порядка 75-80%. При этом разность температур в мышечной клетке в процессах сокращения изменяется на доли градусов. Классическая термодинамика требует для этих условий перепады температур не совместимых с жизнью. КПД последней моды теплотехники, парогазовых установок, составляет 55-60%, при перепадах температур превышающих 1000 градусов. Современная термодинамика не способна объяснить это очевидное противоречие.

Противоречие легко устраняется, если исходить из выше изложенного. В мышечной клетке в качестве рабочего тела используется биологический раствор, состоящий на 90% из воды и являющийся не сжимаемой жидкостью, объём которой не меняется. В процессах преобразования тепла в работу мышечная клетка не производит расширения атмосферы, не производит работу против сил гравитации.

Природа в процессе биологической эволюции нашла более разумный способ преобразования тепла в работу. Человек же изначально, со времён древнегреческого инженера Герона Александрийского стал использовать процесс расширения, обрекая себя на не разрешимые проблемы.

В качестве рабочего тела в цилиндрах сильфонно поршневого двигателя возможно использовать агент, имеющий низкую температуру кипения при атмосферном давлении. Например: жидкий азот, жидкий радон, жидкий фторид бора и т.д. Имеется большое количество неорганических и органических веществ, отвечающих этим условиям. Это позволит иметь температурный перепад с низко потенциальными источниками тепловой энергии и использовать их как источник тепла. В этих условиях в качестве рабочего агента, заполняющего внутренние полости сильфонных поршней необходимо использовать вещества, имеющие жидкое состояние при температурах кипения рабочего тела.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Сегодня под вторым законом термодинамики объединяются два, совершенно различных физических явления: закон роста энтропии, являющийся следствием эффекта вырождения результирующего импульса, который приводит к диссипации потоков энергии и порождает внутренний относительный КПД и “компенсация за преобразование тепла в работу“, являющаяся следствием работы проталкивания против сил гравитации и которая порождает термический КПД. Дополнительным аргументом в пользу сказанного служит тот факт, что компенсация существует даже в обратимых циклах, в которых отсутствует производство энтропии за счёт диссипации. Современная термодинамика не мыслима без учения Умова о потоках энергии и учения Пригожина о диссипативных структурах. В соответствии с этими

учениями нужно говорить не о преобразовании тепла в работу в тепловых машинах, а о преобразовании потенциальной энергии неравновесных тепловых систем в кооперативные потоки кинетической энергии. А уж потоки кинетической энергии позволяют получать полезную для человека работу.

Ниже представлен перечень опубликованных работ автора по теории и конструктивным решениям тепловых машин принципиально нового поколения. Эти машины лишены технологических недостатков своих предшественников. Тупиковая ветвь развития современных тепловых машин связана с непониманием природы “компенсации за преобразование тепла в работу”. Вскрытие природы технологических недостатков современных тепловых машин показало, что “компенсация за преобразование тепла в работу” в её устоявшемся толковании и те проблемы и негативные последствия, с которыми столкнулся по этой причине современный мир, есть не что иное, как компенсация за неполноту знания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Патент на изобретение №2131156 Термоэлектрический преобразователь. Бюл. №15 от 27.05.1999г.
2. Патент на изобретение №2154181 Газотурбинная установка. Бюл. №22 от 10.08.2000г.
3. Патент на изобретение №2184255 Газотурбинная установка. Бюл. №18 от 27.06.2002г.
4. Патент на полезную модель RU №68067 Тепловой двигатель (варианты). Бюл. №31 от 10.11.2007г.
5. Динамика эволюции неравновесных диссипативных сред. – г. Оренбург, ИПК ”Оренбурггазпромпечать”, 2001г. - 144 стр.
6. Природа компенсации за преобразование тепла в работу. // Доклады 4 Российской научной конференции “Векторная энергетика в технических, биологических и социальных системах”, Балаково, 2001г. – с.34-42.
http://www.sciteclibrary.ru/rus/catalog/pages/4287.html
7. Тонкоплёночная термопарная поверхность – термоэлектрический преобразователь нового поколения. http://www.sciteclibrary.ru/rus/catalog/pages/4372.html
8. Косарев А.В. Доказательство и механизм реализации второго закона термодинамики.
http://www.sciteclibrary.ru/rus/catalog/pages/4852.html
9. Закон роста энтропии как следствие эффекта вырождения результирующего импульса и двойная природа второго закона термодинамики. // Вестник Оренбургского гос. университета. – 2003, №7. – с.177-181. http://vestnik.osu.ru/2003_7/39.pdf
10. Пределы формулы Карно при оценке термодинамической эффективности циклов тепловых машин. // Доклады 7 Российской научной конференции “Векторная энергетика в технических, биологических и социальных системах”, Балаково, 2004г. – с. 45 - 51.
11. Тепловой расчёт регенеративного цикла Ленуара. // Доклады 7 Российской научной конференции “Векторная энергетика в технических, биологических и социальных системах”, Балаково, 2004г. – с.52-63.
12. Условие применения цикла Карно в качестве мерила эффективности преобразования тепла в работу. http://www.sciteclibrary.ru/rus/catalog/pages/8074.html
13. Конвейерные регенераторы – шаг к новому качеству теплоэнергетики.
http://www.sciteclibrary.ru/rus/catalog/pages/8004.html
14. Теоретические основы энергоинверсионных циклов.
http://www.invur.ru/index.php?page=proj&cat=neob&doc=teor_osnov2
15. Вечный двигатель второго рода как следствие двойственной природы второго закона термодинамики. www.sciteclibrary.ru/rus/catalog/pages/8724.html