

## ПРИНЦИП РАБОТЫ ТЕПЛОЙ МАШИНЫ, ПРЕОБРАЗУЮЩЕЙ СОЛНЕЧНУЮ ЭНЕРГИЮ В МЕХАНИЧЕСКУЮ

**Тасболат Айсұлу Нұрлыбекқызы**

t.aisulu97@inbox.ru

Магистрант 2-курса Евразийского национального университета им. Л. Н. Гумилева,  
г. Нур-Султан, Казахстан

Научный руководитель – К.О. Сабденов

Преобразование энергии солнечного излучения в тепло, которое может быть либо сразу потреблено, либо использовано для получения электричества (по термодинамическому циклу, в котором тепловая машина приводит в движение электрогенератор), в силу своей простоты является достаточно доступным способом энергообеспечения потребителей различных уровней. Интерес к этому направлению использования энергии солнца в последние годы растет во всем мире. Известно, что солнечная энергия, преобразованная в тепловую, широко используется для бытовых целей, отопления и горячего водоснабжения, подогрева воды в бассейнах. Солнечная энергия может быть преобразована в тепловую, механическую и электрическую энергию, использована в химических и биологических процессах [1].

При всех достоинствах солнечной энергии её использование сегодня является самым затратным. Следовательно, надо совершенствовать существующие технологии преобразования солнечной энергии с целью увеличения их эффективности и снижения стоимости [2].

Тепловые машины экологичны по сравнению с электрохимическими системами, просты в конструкции и обслуживании. Поэтому работы по применению тепловых машин для преобразования солнечной энергии в рабочую или электрическую должны быть продолжены. Здесь необходимо искать пути повышения коэффициента полезного действия тепловых машин, что повысит их конкурентоспособность.

Предлагаемый проект тепловой машины для преобразования солнечной энергии в механическую основан на двухкомпонентном шатунном механизме (рис. 1).

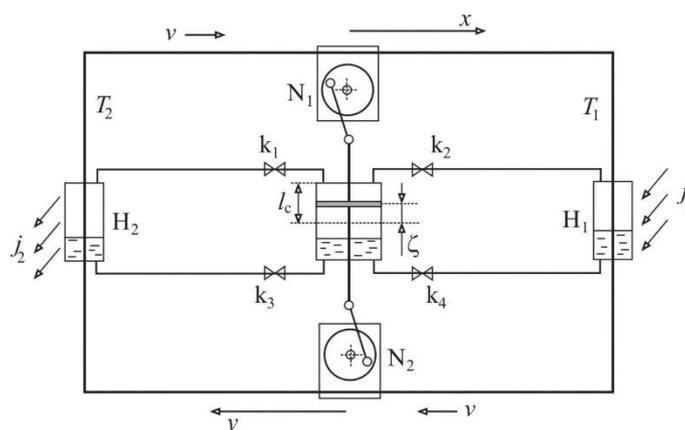


Рисунок 1 - Схема тепловой машины

В нем имеются два механических устройства  $N_1$ ,  $N_2$  – кривошипно-шатунные механизмы с центробежным насосом. Они превращают поступательное движение штока цилиндра во вращательное движение лопастей насоса. Насосы приводят в движение жидкий теплоноситель в правом и левом трубопроводах. Причем скорость движения жидкости  $v$  всегда направлена по часовой стрелке (рис. 1) вне зависимости от направления движения штока.

Трубопровод системы регуляции условно разделен на две части, правая часть имеет длину  $L_x$ , левая  $-L_y$ . Энергия солнечного излучения принимается в нагревателе  $H_1$ , отвод лишнего тепла происходит в холодильнике  $H_2$ .

Техническая реализация такой машины изображена на рисунке 2. Здесь открытие и закрытие клапанов  $k_1$ – $k_4$  осуществляется автоматически с применением особенностей конструкции цилиндрической камеры и поршня.

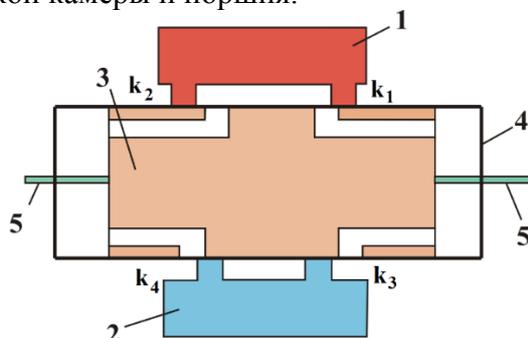


Рисунок 2 - Устройство, принцип работы которого такой же, как и у тепловой машины: 1 – нагреватель, 2 – холодильник, 3 – поршень, 4 – цилиндрическая камера, 5 – шток поршня

Нагреватель находится в верхней части рисунка, а холодильник – в нижней. На этом рисунке насос не показан, так как не имеет существенного значения. Роль клапанов выполняют отверстия и трубчатые каналы в поршне и цилиндре, обозначенные толстыми черными линиями. Обратим внимание, что отверстия в нижней части поршня смещены по сравнению с теми, которые находятся в верхней части, длина сдвига – это  $\zeta$  ход поршня. Холодильник и нагреватель плотно прикреплены к цилиндру, короткие вертикальные каналы в них выходят через отверстия, соответствующие камере. Порядок работы конструкции, изображенной на рисунке 2, показан на рисунке 3.

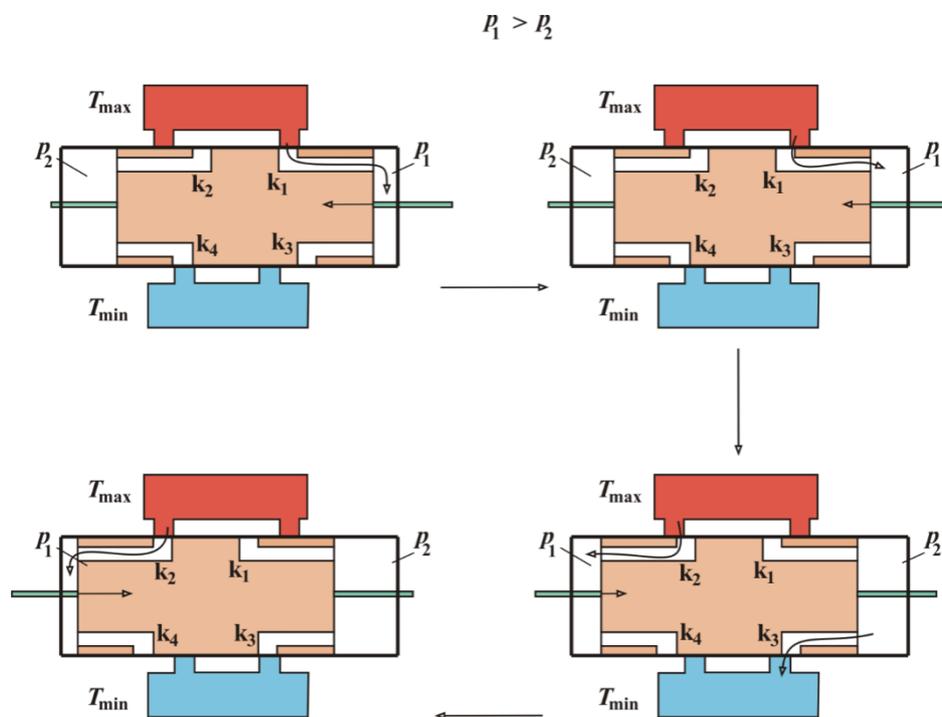


Рисунок 3. Один цикл работы машины: последовательные этапы расположения поршня и направления движения поршня и рабочего газа по его каналам.

Установка симметрична относительно вертикальной линии, проходящей через центр поршня. Поэтому рабочий цикл начинается с движения поршня с одного конца на другой. На рисунке 3 движение начинается с правой части, свободное пространство правой части

камеры заполняется горячим газом при высоком давлении  $p_1$ . Левая часть камеры соединена с охладителем при давлении  $p_2 < p_1$ , поэтому поршень перемещается влево. после хода  $\zeta$  нижнее отверстие становится открытым для холодильника, в левую сторону перемещается горячий газ, выполняющий механическую работу, и начинает охлаждаться. Одновременно открывается клапан между левым пространством камеры и нагревателем, где давление увеличивается с  $p_2$  до  $p_1$ . На этом заканчивается один рабочий цикл машины, второй цикл поршневого движения идет слева направо. Если в качестве рабочего тела используется жидкость с низкой температурой кипения, то в холодильнике образуется конденсированная жидкость. Если это так, то теплоноситель должен быть соединен с насосом по трубам с нагревателем. Эффективность использования легко испаряемой жидкости заключается в том, что при небольшой разнице между  $T_{\max}$  и  $T_{\min}$  давление  $p_1$ , которое делает работу машины эффективной, имеет высокие значения.

Для записи уравнений движения поршня цилиндра  $k_i$  ( $i = 1, 2, 3, 4$ ) определим следующий алгоритм действия клапанов. При движении вверх клапаны  $k_1, k_4$  находятся в открытом положении, клапаны  $k_2, k_3$  – в закрытом положении. При движении вниз клапаны  $k_1, k_4$  закрыты, а клапаны  $k_2, k_3$  находятся в открытом положении. Переключение клапанов осуществляется по достижении поршнем верхней и нижней крайних точек.

Температура в правом и левом трубопроводах  $T_1(t, x)$ ,  $T_2(t, x)$  на рис. 1 определяются решением уравнений

$$\frac{\partial T_1}{\partial t} + v \frac{\partial T_1}{\partial x} = J_0, \quad J_0 = \frac{j_1}{x_* c \rho},$$

$$\frac{\partial T_2}{\partial t} + v \frac{\partial T_2}{\partial y} = -\beta (T_2^4 - T_0^4), \quad \beta = \frac{\sigma}{x_* c \rho}.$$

Уравнения температур дополняются граничными условиями

$$T_1(t, x = 0) = T_2(t, y = L_y); \quad T_2(t, y = 0) = T_1(t, x = L_x).$$

Эти граничные условия требуют непрерывности значения температуры при переходе теплоносителя из части 1 в часть 2 и, наоборот, из части 2 в часть 1.

Теплообменники  $H_1$  и  $H_2$  находятся в хорошем тепловом контакте с трубопроводами, одновременно они генерируют пар или же его переводят в жидкое состояние в зависимости от температуры. Легкокипящая жидкость имеет молярную массу  $\mu$  и теплоту фазового перехода  $L_m$ .

Давления в термостатах  $H_1$  и  $H_2$  рассчитываем по уравнению Клапейрона – Клаузиуса:

$$p_1 = p_0 \exp \left[ \frac{L_m \mu}{R} \left( \frac{1}{T_b} - \frac{1}{T_1'} \right) \right], \quad p_2 = p_0 \exp \left[ \frac{L_m \mu}{R} \left( \frac{1}{T_b} - \frac{1}{T_2'} \right) \right],$$

где температура  $T_1'$  определена в точке  $x = L_x/2$ :  $T_1' = T_1(t, L_x/2)$ , соответственно температура  $T_2'$  определена в точке  $y = L_y/2$ :  $T_2' = T_2(t, L_y/2)$ . Базовое давление  $p_0 = 10^5$  Па;  $R$  – универсальная газовая постоянная.

Масса поршня  $m$ , плотность теплоносителя  $\rho$ , эффективное сечение трубопровода системы терморегуляции  $S_t$ , коэффициент гидравлического сопротивления системы  $C_f$ . Уравнение движения поршня можно записать следующим образом:

$$m \frac{d^2 \zeta}{dt^2} + k \frac{d\zeta}{dt} = \text{sign}(\zeta) \cdot S_c (p_1 - p_2) - C_f \frac{S_t \rho v^2}{2}.$$

Давление в цилиндрической камере зависит от экспоненциальной температуры. Незначительное изменение температуры может привести к значительному увеличению давления в течение короткого промежутка времени и, как следствие, к увеличению скорости движения поршня. Поэтому для постоянного и плавного движения поршня требуется сила сопротивления. В используемой здесь модели такая сила вычисляется коэффициентом  $k$  и множителем в виде производной  $d\zeta/dt$ .

По результатам моделирования построена диаграмма  $p$ - $T$  термодинамического цикла машины (рисунок 4). Этот цикл очень похож на цикл Ренкина, разница в незначительном ступенчатом изменении давления в адиабатных зонах. Термический коэффициент полезного действия  $\eta$  вычисляется по формулам, где интегрирование производится за цикл  $t_p$ :

$$Q_1 = \int_0^{t_p} \frac{j_1(t)}{x_* c \rho} dt = \int_0^{t_p} J_0 dt, \quad Q_2 = \int_0^{t_p} \frac{j_2(t)}{x_* c \rho} dt = \beta \int_0^{t_p} (T_2^4 - T_0^4) dt, \quad \eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}.$$

Поскольку  $J_0(t)$  независим от времени, интеграл легко вычисляется, и тепло, принимаемое машиной, равно  $Q_1 = J_0 \cdot t_p$ . Второй интервал вычислялся численно с использованием метода прямоугольников. Заметим, что у теплоты  $Q_1$  и  $Q_2$  есть разность температур, но она не имеет существенного значения: она постоянна и равна действительным значениям теплоты с точностью до одних и тех же множителей. Поэтому это не влияет на расчет КПД.

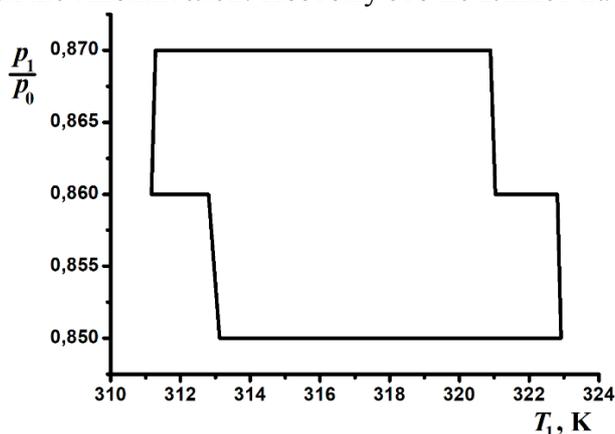


Рисунок 4 - Представление термодинамического цикла машины на  $p$ - $T$  диаграмме

Для значений  $Q_1$  и  $Q_2$  и коэффициента теплового полезного действия, рассматриваемого на рисунке 4, появились следующие значения:  $Q_1 = 5,2$  К;  $Q_2 = 5,107$  К;  $\eta = 0,018$ . Очень небольшое значение коэффициента полезного действия 1,8% объясняется тем, что машина в модели не производит полезную механическую работу, она работает «на себя».

#### Список использованных источников

1. Рустамов Н.А., Чекарев К.В. Преобразование энергии солнечного излучения в тепло: возможности и перспективы использования // Энергия, экономика, техника, экология. – 2006. – №10. – С.33-37
2. Подгуренко В.С. (ч.1, разделы 1, 3-5, 7.1). Книга 1. От огня и воды к электричеству // Энергетика: история, настоящее и будущее. – Киев, 2005 –304 с.