



ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ
БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE
OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN



Л. Н. ГУМИЛЕВ АТЫНДАҒЫ
ЕУРАЗИЯ ҰЛТТЫҚ УНИВЕРСИТЕТІ
ЕВРАЗИЙСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМ. Л. Н. ГУМИЛЕВА
GUMILYOV EURASIAN
NATIONAL UNIVERSITY



Студенттер мен жас ғалымдардың
«Ғылым және білім - 2015»
атты X Халықаралық ғылыми конференциясының
БАЯНДАМАЛАР ЖИНАҒЫ

СБОРНИК МАТЕРИАЛОВ
X Международной научной конференции
студентов и молодых ученых
«Наука и образование - 2015»

PROCEEDINGS
of the X International Scientific Conference
for students and young scholars
«Science and education - 2015»

УДК 001:37.0
ББК72+74.04
Ғ 96

Ғ96

«Ғылым және білім – 2015» атты студенттер мен жас ғалымдардың X Халық. ғыл. конф. = X Межд. науч. конф. студентов и молодых ученых «Наука и образование - 2015» = The X International Scientific Conference for students and young scholars «Science and education - 2015». – Астана: <http://www.eni.kz/ru/nauka/nauka-i-obrazovanie-2015/>, 2015. – 7419 стр. қазақша, орысша, ағылшынша.

ISBN 978-9965-31-695-1

Жинаққа студенттердің, магистранттардың, докторанттардың және жас ғалымдардың жаратылыстану-техникалық және гуманитарлық ғылымдардың өзекті мәселелері бойынша баяндамалары енгізілген.

The proceedings are the papers of students, undergraduates, doctoral students and young researchers on topical issues of natural and technical sciences and humanities.

В сборник вошли доклады студентов, магистрантов, докторантов и молодых ученых по актуальным вопросам естественно-технических и гуманитарных наук.

УДК 001:37.0
ББК 72+74.04

ISBN 978-9965-31-695-1

©Л.Н. Гумилев атындағы Еуразия
ұлттық университеті, 2015

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНДЕНСАЦИОННОГО ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРА ДЛЯ ГЛУБОКОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Сауцкая Яна Викторовна

janaetem@gmail.comМагистрант Белорусского государственного технологического университета, Минск,
Республика Беларусь

Научный руководитель – А.Б. Сухоцкий

Анализ работы газифицированных теплогенерирующих установок показывает, что одним из способов существенного повышения коэффициента использования топлива является глубокое охлаждение (ниже точки росы) продуктов сгорания в конденсационных теплоутилизаторах (далее КТУ). В настоящее время тепловой расчет КТУ является достаточно трудоемким и не имеет конкретной методики. Данная работа предлагает способ теплового расчета КТУ на примере парового котла ДЕ-10-14ГМ.

Исходные данные: мощность котла, $N_p = 10$ т/ч; температура дымовых газов на входе в КТУ, $T_{11} = 134$ °С; температура дымовых газов на выходе из КТУ, $T_{12} = 45,5$ °С; температура воды на входе в КТУ, $T_{21} = 6$ °С; температура воды на выходе из КТУ, $T_{22} = 24,4$ °С; расход воды, $G_B = 8,87$ кг/с; расход дымовых газов, $G_{дг} = 1,968$ кг/с; средняя скорость дымовых газов в калорифере, $w = 3,02$ м/с; расход образующегося конденсата, $G_k = 460,3$ кг/ч.

Главная особенность процесса тепло- и массообмена в КТУ состоит в том, что передача тепла воде осуществляется как за счет конвективного теплообмена от дымовых газов, так и за счет конденсации водяных паров, содержащихся в дымовых газах.

1.1 Расчет коэффициента теплоотдачи по холодной стороне

Коэффициент теплоотдачи по холодной стороне внутри пучка труб:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}, \frac{Bm}{m^2 \cdot K} \quad (1.1)$$

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (1.2)$$

Так как температура стенки близка к температуре воды, полагаем $\left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \approx 1$.

Найдем средние значения температур воды, дымовых газов и стенки соответственно:

$$\overline{T_B} = \frac{T_{21} + T_{22}}{2}; \overline{T_{дг}} = \frac{T_{11} + T_{12}}{2}; \overline{T_{ст}} = \frac{\overline{T_B} + \overline{T_{дг}}}{2}$$

Принимаем скорость воды $w = 2,7$ м/с. Тогда число Рейнольдса примет значение:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = 2,7 \cdot 21 \cdot 10^{-3} / 1,1 \cdot 10^{-6} = 51545;$$

Число Нуссельта (1.2): $Nu_2 = 0,021 \cdot 51545^{0,8} \cdot 7,32^{0,43} = 291$

Коэффициент теплоотдачи по формуле 1.1: $\alpha_2 = \frac{291 \cdot 0,6}{21 \cdot 10^{-3}} = 8314 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}$

1.2 Расчет теплового потока теплоутилизатора

$$Q_{\Sigma} = G_B C_{p6} (T_{22} - T_{21}) = 8,87 \cdot 4,19 (24,4 - 9) = 572 \text{ кВт} \quad (1.3)$$

1.3 Расчет теплового потока участка перегрева

Температура выхода участка перегрева:

$$T_{11}^* = T_s + \Delta T_{II}, \text{ °C} \quad (1.4)$$

где ΔT_{II} принимаем равным 5 °С. Следовательно: $T_{11}^* = 55,5 + 5 = 60,5$ °С

Охлаждение дымовых газов на участке перегрева происходит при следующем параметре:

$$\Delta T = T_{11} - T_{11}^* = 134 - 60,5 = 73,5^\circ\text{C} \quad (1.5)$$

Рассчитываем среднюю температуру дымовых газов на участке перегрева:

$$\overline{T}_{дг} = \frac{134 + 73,5}{2} = 104 \approx 100^\circ\text{C}$$

Свойства дымовых газов при 100°C :

$C_{p_{дг}} = 1,068 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$; $\rho = 0,95 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; $\lambda = 0,03 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$; $\nu = 21,54 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$; $\text{Pr} = 0,69$ Тепловой поток перегрева:

$$Q_{п} = G_{дг} C_{p_{дг}} (T_{11} - T_{11}^*) = 1,968 \cdot 1,068 \cdot 73,5 = 154,5 \text{ кВт} \quad (1.6)$$

1.4 Определение среднего температурного напора на участке перегрева

Изменение температуры воды на участке перегрева находим по формуле 1.7:

$$\Delta T_{пв}^* = \frac{Q_{п}}{C_{p_{в}} \cdot G_{в}} = \frac{154,8}{4,19 \cdot 8,87} = 4,17^\circ\text{C} \quad (1.7)$$

Температура воды на входе участка перегрева: $T_{21}^* = T_{22} - \Delta T_{пв}^* = 24,4 - 4,17 = 20,23^\circ\text{C}$

Температурный напор на участке перегрева:

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{м}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{м}}}, ^\circ\text{C} \quad (1.8)$$

$$\Delta t_{\delta} = 134 - 24,4 = 109,6^\circ\text{C}; \Delta t_{м} = 60,5 - 20,23 = 40,27^\circ.$$

Поставляя в формулу 1.8 значения, получим: $\Delta t_{ср} = 69,24^\circ\text{C}$

1.5. Характеристика поверхности теплообмена из БРТ и компоновочные параметры шахматного пучка.

Поверхность теплообмена секции состоит из биметаллических труб с накатными алюминиевыми ребрами стандартизованных АВО. Биметаллические оребренные трубы (БРТ) со спиральными накатными алюминиевыми ребрами обладают высокой коррозионной стойкостью к воздуху окружающей среды, к слабоокислым средам, а также такие трубы характеризуются высокой энергетической эффективностью. Параметры БРТ: несущая труба, $d_{н} \times d_1$ - 25x21 мм; параметры ребер, $d_{х} \times h_{сх} \times \Delta$ - 56x14x3x0,75 мм; коэффициент оребрения трубы, ϕ - 15,23; диаметр трубы у основания ребра, $d_0 = d - 2h = 28$ мм; толщина стенки несущей трубы, δ_1 - 2 мм; толщина стенки алюминиевой ребристой оболочки, $\delta_2 = 0,5(d_0 - d_{н}) = 15$ мм; число заходов ребра, n_p - 2; длина оребренной части трубы, L - 4 м.

1.6 Тепловой расчет секции СП БРТ

Цель расчета – определение теплового потока секции и расхода нагреваемого воздуха, для чего используем совместное решение уравнений теплопередачи и теплового баланса. Сходимость значения теплового потока секции по этим уравнениям должна быть не более 2÷5%. Параметрам греющего носителя присвоим индекс «1», нагреваемого – «2».

1.6.1 Определение коэффициента теплоотдачи от дымовых газов на поверхности теплообмена из БРТ

Принимаем, что поперечный шаг труб в пучке $S_1 = \overline{S}_2 = 63,5$ мм. А продольный:

$$S_2 = 0,866 \cdot S_1 = 0,866 \cdot 63,5 = 55 \text{ мм} \quad (1.9)$$

Коэффициент загромождения оребренными трубами поперечного сечения:

$$\chi = 1 - \frac{1}{S_1} \left(d_{н} + 2 \frac{h \Delta}{s} \right) = 1 - \frac{1}{63,5} \left(25 + 2 \frac{14 \cdot 0,75}{3} \right) = 0,496 \quad (1.10)$$

Принимаем скорость газов перед пучком КТУ $w_{1н} = 3 \text{ м/с}$. Скорость газов в сжатом сечении:

$$w_1 = \frac{w_{н1}}{\chi} = \frac{3}{0,496} = 6 \text{ м / с} \quad (1.11)$$

Рассчитаем поправочные коэффициенты для последующих расчетов:

$$m = 0,53 - 0,019\varphi = 0,53 - 0,019 \cdot 15,23 = 0,241 \quad (1.12)$$

Принимаем $z \geq 6$ рядов, тогда поправочный коэффициент на число поперечных рядов в пучке будет равен $C_z = 1,0$. А угол подъема винтовой линии ребра:

$$\gamma = \arctg \frac{n_p s}{\pi d} \quad (1.13)$$

где $n_p = 2$ – число заходов ребра; $d = d_n + 2h$ – наружный диаметр ребра.

$$\gamma = \arctg \frac{2 \cdot 3}{3,14 \cdot 53} = 2^\circ$$

Для численного значения γ поправка $C_\gamma = 1,0$. Число Рейнольдса находим из формулы (1.14):

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot s}{\lambda_1} \quad (1.14)$$

Следуя формуле (1.14), $Re = 778$.

Вычисляем число Нуссельта:

$$Nu_1 = 0,132 C_z C_\gamma C_\psi \left(\frac{S_1 - d_0}{S_2 - d_0} \right)^m \left(\frac{d_0}{s} \right)^{-0,54} \left(\frac{h}{s} \right)^{-0,14} Re^{0,73} \quad (1.15)$$

$$Nu_1 = 0,132 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \left(\frac{63,5 - 28}{63,5 - 28} \right)^{0,241} \left(\frac{28}{3} \right)^{-0,54} \left(\frac{14}{3} \right)^{-0,14} 778^{0,73} = 4,1$$

Найдем конвективный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{\kappa 1} = \frac{Nu \cdot \lambda_1}{s} = \frac{4,1 \cdot 3,21 \cdot 10^{-2}}{0,0003} = 438,7 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)} \quad (1.16)$$

Вычисляем площади отдельных участков трубы длиной 1 м с числом ребер на 1 м длины трубы $n' = 1/s = 1/0,003 = 333$ шт. Площадь поверхности трубы длиной 1 м по основанию ребер, не занятая последними:

$$F_{mp} = \pi d_0 (1 - n' \Delta) = 3,14 \cdot 0,028 (1 - 333 \cdot 0,00075) = 0,066 \text{ м}^2 / \text{м} \quad (1.17)$$

Рассчитаем площадь боковой поверхности ребер на 1 м длины трубы:

$$F_{\phi} = 2n' \left(\frac{\pi d^2}{4} - \frac{\pi d_0^2}{4} \right) = 2 \cdot 333 \left(\frac{3,14 \cdot 0,056^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 0,028^2}{4} \right) = 1,23 \text{ м}^2 / \text{м} \quad (1.18)$$

Площадь торцевых поверхностей ребер находим следующим образом:

$$F_T = \pi d n' \Delta = 0,0439 \text{ м}^2 / \text{м} \quad (1.19)$$

Площадь поверхности ребер на 1 м длины трубы:

$$F_P = F_{\phi} + F_T = 1,23 + 0,0439 = 1,2739 \text{ м}^2 / \text{м} \quad (1.20)$$

Находим полную площадь поверхности оребрения 1 м длины трубы:

$$F = \pi d_0 \varphi = 3,14 \cdot 0,028 \cdot 15,23 = 1,339 \text{ м}^2 / \text{м} \quad (1.21)$$

Коэффициент теплопроводности материала ребра (алюминий) $\lambda_2 = \lambda_p = 206 \text{ Вт / (м} \cdot \text{К)}$.

Безразмерный комплекс вычисляем по следующей формуле:

$$\beta h = h \sqrt{\frac{2\alpha_{\kappa 1}}{\lambda_p \Delta}} = 0,014 \sqrt{\frac{2 \cdot 438,7}{206 \cdot 0,00075}} = 1 \quad (1.22)$$

Коэффициент неравномерности распределения теплоотдачи по поверхности ребра вычисляем по формуле В. Ю. Юдина [1]:

$$\psi_p = 1 - 0,058 \beta h = 1 - 0,058 \cdot 1 = 0,942 \quad (1.23)$$

Для круглых спиральных ребер постоянной толщины коэффициент эффективности $E = f(\beta h, \frac{d}{d_0})$. По графикам [2] для $\beta h = 1$, $\frac{d}{d_0} = \frac{56}{28} = 2$, $E = 0,7$.

Связь конвективного и приведенного коэффициентов теплоотдачи оребренной трубы:

$$\alpha_{np2} = \alpha_{\kappa1} \left(\frac{F_p}{F} E \mu \psi_p + \frac{F_{mp}}{F} \right), Bm / (m^2 \cdot K) \quad (1.24)$$

При подстановке в формулу (1.23) получили $\alpha_{np2} = 296,69 Bm / (m^2 \cdot K)$.

Термическое контактное сопротивление биметаллической трубы принимаем $R_k = 3,45 \cdot 10^{-4} m^2 \cdot K / Bm$. Коэффициент теплопередачи трубы, отнесенный к полной площади поверхности оребрения [2]:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{\varphi \cdot d_0}{d_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} \cdot \frac{\varphi \cdot d_0}{d_1} + R_k \cdot \frac{\varphi \cdot d_0}{d_n} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \cdot \frac{\varphi \cdot d_0}{d_n} + \frac{1}{\alpha_{np2}} \right)^{-1}, Bm / (m^2 \cdot K)$$

где коэффициент теплопроводности стали X18H9T6 $\lambda_1 = 20 Bm / (m \cdot K)$.

$$k = \left(\frac{1}{8314} \cdot \frac{15,23 \cdot 0,0028}{0,0021} + \frac{0,0002}{20} \cdot \frac{15,23 \cdot 0,0028}{0,0021} + 3,45 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{15,23 \cdot 0,0028}{0,0025} + \frac{0,0015}{206} \cdot \frac{15,23 \cdot 0,0028}{0,0025} + \frac{1}{296,69} \right)^{-1} = 83,17 Bm / (m^2 \cdot K)$$

1.7 Расчет удельного теплового потока на участке перегрева

$$q_{II} = k_{II} \cdot \Delta t_{cp} = 83,17 \cdot 69,24 = 5758,6908 Bm / m^2 \quad (1.25)$$

1.8 Расчет поверхности теплообмена участка перегрева.

$$F_{II} = \frac{Q_{II} \cdot 10^3}{q_{II}} = \frac{154,5 \cdot 10^3}{5758,6908} = 26,83 m^2 \quad (1.26)$$

1.9 Расчет теплового потока участка конденсации

$$Q_k = Q_{\Sigma} - Q_{II} = 572 - 154,8 = 417,2 Bm \quad (1.27)$$

1.10 Определение среднего температурного напора на участке конденсации

$$\Delta t_{\bar{\theta}} \approx \Delta t_m;$$

$$\Delta t_{cp} = 0,5(\Delta t_{\bar{\theta}} + \Delta t_m) = 0,5(40,27 + 39,5) = 39,89^\circ C \quad (1.28)$$

Физические свойства для воды при температуре $t_{cp2} = 0,5(20,23 + 6) = 13^\circ C$; $Pr_2 = 8,77$; $\lambda_2 = 58,13 \cdot 10^{-2} Bm / (m \cdot K)$; $\nu_2 = 1,216 \cdot 10^{-6} m^2 / c$.

Найдем конвективный коэффициент теплоотдачи по формуле (1.15):

$$\alpha_{\kappa2} = \frac{4,1 \cdot 58,13 \cdot 10^{-2}}{0,0028} = 851,19 Bm / (m^2 \cdot K)$$

Судя по данным из [3] увеличение содержания пара в смеси до 20 % за счет конденсации водяного пара на поверхности оребренной трубки приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи в 1,75 раза. Следовательно, мы получаем:

$$\alpha_{np1} = 1,75 \alpha_{np2} = 1,75 \cdot 296,69 = 519,2 Bm / (m^2 \cdot K) \quad (1.29)$$

Коэффициент теплопередачи трубы:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{\varphi \cdot d_0}{d_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} \cdot \frac{\varphi \cdot d_0}{d_1} + R_k \cdot \frac{\varphi \cdot d_0}{d_n} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \cdot \frac{\varphi \cdot d_0}{d_n} + \frac{1}{\alpha_{np1}} \right)^{-1}, Bm / (m^2 \cdot K)$$

$$k = \left(\frac{1}{8314} \cdot \frac{15,23 \cdot 0,0028}{0,0021} + \frac{0,0002}{20} \cdot \frac{15,23 \cdot 0,0028}{0,0021} + 3,45 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{15,23 \cdot 0,0028}{0,0025} + \frac{0,0015}{206} \cdot \frac{15,23 \cdot 0,0028}{0,0025} + \frac{1}{519,2} \right)^{-1} = 94,54 Bm / (m^2 \cdot K)$$

1.11 Расчет удельного теплового потока на участке конденсации по формуле(1.25):

$$q_k = 94,54 \cdot 39,89 = 3771,2006 Bm / m^2$$

1.12 Расчет поверхности теплообмена участка конденсации по формуле (1.26):

$$F_{\kappa} = \frac{417,2 \cdot 10^3}{3771,2006} = 110,63 \text{ м}^2$$

1.13 Расчет общей поверхности теплообмена

$$F = F_{II} + F_{\kappa} = 26,83 + 110,63 = 137,46 \text{ м}^2$$

1.14 Аэродинамический расчет секции СП БРТ

Потери давления при поперечном обтекании газа шахматных пучков из круглых труб вычисляем по уравнению В. Ф. Юдина [2]. Для $z=5$ $C_z' = 1$; для $\psi = 90^\circ$; $C_{\psi}' = 1,0$; для $\gamma = 1^\circ 57'$; $C_{\gamma}' = 1,0$. Эквивалентный диаметр сжатого поперечного сечения пучка:

$$d_s = \frac{2[s(S_1 - d_0) - 2\Delta h]}{2h + s} = \frac{2[0,003(0,0635 - 0,028) - 2 \cdot 0,00075 \cdot 0,014]}{2 \cdot 0,014 + 0,003} = 0,0055 \text{ м} \quad (1.30)$$

Характерная длина оребренной трубы в поперечном потоке газа:

$$l = \frac{F_{mp}}{F} d_0 + \frac{F_p}{F} \sqrt{0,785(d^2 - d_0^2)} = \frac{0,066}{1,339} 0,028 + \frac{1,2739}{1,339} \sqrt{0,785(0,056^2 - 0,028^2)} = 0,0423 \text{ м} \quad (1.31)$$

Число Рейнольдса при температуре

газа $\Delta t_{cp1} = 69,24^\circ \text{C}$, $\nu_1 = 20,02 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $\rho_1 = 1,029 \text{ кг/м}^3$:

$$\text{Re}_{II} = \frac{w_1 l}{\nu_1} \quad (1.32)$$

Рассчитаем скорость в сжатом сечении:

$$w_1 = \frac{w_{n1}}{\chi} = \frac{3}{0,496} = 6,05 \text{ м/с} \quad (1.33)$$

$$\text{Re}_{II} = \frac{6,05 \cdot 0,0423}{20,02 \cdot 10^{-6}} = 12783$$

Число Эйлера для газа при температуре $\Delta t_{cp1} = 69,24^\circ \text{C}$ находим по следующей формуле:

$$Eu = 2,7 z C_z' C_{\psi}' C_{\gamma}' \left(\frac{l}{d_s} \right)^{0,3} \text{Re}_l^{-0,25} = 2,7 \cdot 5 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \left(\frac{0,0423}{0,0055} \right)^{0,3} 12783^{-0,25} = 2,34 \quad (1.34)$$

Перепад давления потока газа на секции:

$$\Delta p_1 = Eu \rho_1 w_1^2 = 2,34 \cdot 1,029 \cdot 6,05^2 = 88,1 \text{ Па} \quad (1.35)$$

Потери давления от ускорения потока газа вследствие его нагревания рассчитываются не будут так, как газ незначительно нагревается в виду того, что происходит отдача теплоты от газов теплоносителю внутри труб.

В ходе расчетов коэффициент теплоотдачи участка перегрева составил $287 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, а участка конденсации – $519 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Общая поверхность теплообмена составила 137 м^2 . Внедрение КТУ одновременно с экономией $7,6 \text{ т}$ у. т. топлива, снижает количество вредных выбросов в окружающую среду. Срок окупаемости данного энергосберегающего мероприятия составил $2,06$ месяца.

Список использованных источников

1. Кунтыш В.Б., Бессонный А.Н., Дрейцер Г.А., Егоров И.Ф. Примеры расчетов нестандартизированных эффективных теплообменников. – СПб.: Недра, 2000. – 300 с.
2. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: Справочник / А.Н.Бессонный, Г.А.Дрейцер, В.Б.Кунтыш, В.И.Евченко, Ю.Н.Васильев,

А.Э.Пиир, О.П.Крекунов, В.И.Слухин, А.А.Брилль. Под общ. ред. В.Б.Кунтыша, А.Н.Бессоного. – СПб.: Недра, 1996. – 512 с.

3. Путрик, С.Б. Экспериментальное исследование конденсации водяного пара из парогазовой смеси на оребренной трубке: дис. ...канд. техн. наук / С. Б. Путрик, А. П. Баскаков, А. В. Мудреченко, Л. И. Филинков. – Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ, 2002. – 4с.

УДК620.92

КҮН ЭНЕРГИЯСЫН ПАЙДАЛАНУ ЖӘНЕ ОНЫҢ БОЛАШАҒЫ

**Сеилхан Айнаш Қайратқызы
Туменова Қамар Аманкелдиевна
Шалабаева Аякөз Сабитовна**

Choki.kz@mail.ru

Л.Н. Гумилев атындағы ЕҰУ, Астана, Қазақстан
Ғылыми жетекшісі - Саттинова З.К.

Күн - ең таза энергия көзі. Күн шуақты кезінде күннен түсетін жарық, шамамен Жер бетіне түсетін күн энергиясы 1000 ватт квадрат метрге дейін жетеді. Егер бүкіл әлемдегі барлық үйлер мен офистерді жарықтандыру үшін күн энергиясын пайдаланатын болса, жарықтандыру тегін болушы еді. Қазіргі таңда әлемде 2 миллиард адам электр энергиясынсыз өмір сүріп жатыр.

Температурасы 15 млн. К құрайтын күннің ортаңғы ауданында сутегінің гелийге ядролық айналуы Күн энергиясының көзі болып табылады. Энергия күн қойнауынан оның бетіне сәулелену арқылы, содан кейін сыртқы қабатында конвекция арқылы тасымалданады. Күн бетінде болатын плазмалық процестер қарқындылығы 11 жыл сайын өзгеріп тұрады. Күннен 149млн. км арақашықтықта орналасқан Жер бетіне күн энергиясы сәулесінің ағын қуаты

21 017 Вт шамасында келіп түседі.

Күн энергиясы үлкен. Тіпті оның Жер бетіне түсетін кішкентай бөлігі аса үлкен. Егер де Жер бетінің бір квадрат метріне түсетін күн сәулесі энергиясын толық пайдаланатын болсақ, онда екі жылқының күшіне жететін қуаты бар қозғалтқышты жұмыс істете аламыз. Бүкіл Жер толығымен Күннен оң мың есе көп энергия алады. Яғни, бұл бүкіл электр энергетика көздері, толық қуатта жұмыс істегенде ғана ала алатын энергия шамасына тең.

Күн энергиясы туралы дерек:

- күн энергиясы адам тұтынатын энергиясынан 7000 есе көп;
- 9/10 Күн энергожүйесінің негізі кремний фотоэлектрлік элементінен тұрады.
- компания мен технология негізінде күндік модульдердің өмір сүру ұзақтығы 10-25 жыл;

- күн элементтерінен панельді құру үшін бір-бірімен біріктірілген және ұяшықтардың біреуі сызықталған болса, бұл өндірімділікке және барлық панельдердің шығуына әсер етеді.

Күн энергиясын пайдалы энергияға жанама жолмен де айналдыра аламыз. Мысалы: биомасса, су және жел энергиясына түрленеді. Жердегі ауа райы Күн энергиясын "басқарады". Күн радиациясының көп бөлігін теңіздермен, мұхиттар жұтып отырады. Олардағы су қызып, бу ауаға айналады. Содан соң жаңбыр түрінде жерге қайтадан түсіп гидроэлектр станцияны қоректендіреді. Жел турбинасына қажет жел, ауаның біркелкі емес қыздырылуынан пайда болады. Күн энергиясының көмегімен пайда болатын басқа сарқылмайтын энергия көзіне жататын категория – биомасса. Жасыл өсімдіктер күн сәулесін жұтып алады да фотосинтездің арқасында органикалық зат түзіледі. Соңында олардан жылу және электр энергиясын алуға болады. Осылайша, жел, су және биомасса энергиясы туынды күн энергиясы болып табылады.

Күннің сәулесінен шыққан энергиясы арқылы өңделген энергия 2050 жылы адамзаттың