

## УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛА ПРОМЫШЛЕННЫХ ВЫБРОСОВ И КАЧЕСТВО ВОЗДУШНОЙ СРЕДЫ

*д. т. н., проф. Полищук С.З.,\* к.т.н.,доц.Кушнир Е.Г.,\*  
к.т.н.доц. Лесникова И.Ю.,\*\* к. т. н.,доц. Петренко В.О.,\*  
маг. Васильева Ю.Д.,\* маг. Хоменко Е.А.\**

*\* Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры,  
г. Днепропетровск*

*\*\* Академия таможенной службы Украины, г. Днепропетровск*

**Вступление.** На сегодняшний день в Украине с дымовыми газами различного происхождения в атмосферу выбрасываются тысячи Гкал теплоты. А также тысячи тонн газообразных и твердых загрязнителей. В последние годы разрабатываются способы использования этого тепла для нагрева приточного воздуха и отопления помещения. Исследования говорят о высокой экономической эффективности использования тепла вентиляционных выбросов.

**Цель работы.** Проведение исследований по утилизации теплоты промышленных выбросов и изменению приземных концентраций загрязняющих атмосферу веществ при снижении температуры газовых выбросов.

**Состояние вопроса.** Наиболее глубокое использование теплоты сжигания топлива осуществляется в теплоэнергетических котлах. Дымовые газы после различного рода печей имеют температуру 130—190°C с использованием экономайзера, а без него 300-500°C и выше. В этом случае утилизация теплоты (и охлаждение газов) просто обязательна, хотя бы для ограничения теплового загрязнения окружающей среды.

В средней полосе и высоких широтах в большинстве помещений требуется подогрев воздуха в холодный период года; в теплый период года и в низких широтах, а также в помещениях с высокотемпературными технологическими процессами требуется охлаждение воздуха.[1]

В этих случаях вентиляция применяется в комплексе с системами отопления и кондиционирования воздуха. Простое перемещение удаляющихся вредных примесей из производственных помещений наружу при современных масштабах промышленных выбросов приводит к повышению в земной атмосфере содержания ядовитых газов, снижению содержания кислорода, разрушению озонового слоя, конденсации вредных паров и т.д. Следовательно, в функции вентиляции должна входить также очистка воздуха, удаляемого из производственных помещений, от вредностей, загрязняющих атмосферу.

С целью сокращения расходов на вентиляционное оборудование и сооружения, устранения излишних затрат энергии и топлива, а также решения экологических задач, при выборе технологических процессов, следует отда-

вать предпочтение тем, которые характеризуются наименьшим количеством вредных производственных факторов.

Поэтому очень важной является совместная работа технологов и специалистов по вентиляции в направлении оптимального решения задачи нормализации воздуха рабочей зоны. Если невозможно полное устранение вредных выделений, следует по возможности ограничить их распространение в рабочих зонах помещений до величин, не превышающих предельно допустимых. [2]

Тепло удаляемого из помещений вентиляционного воздуха является значительным источником низко потенциального тепла. В настоящее время для утилизации тепла вытяжного воздуха применяют регенеративные вращающиеся теплообменники, теплообменники с промежуточным теплоносителем, пластинчатые рекуператоры, утилизаторы с тепловыми трубами, рекуперативные теплообменники и др.

Утилизация теплоты вентиляционных выбросов может осуществляться следующими способами:

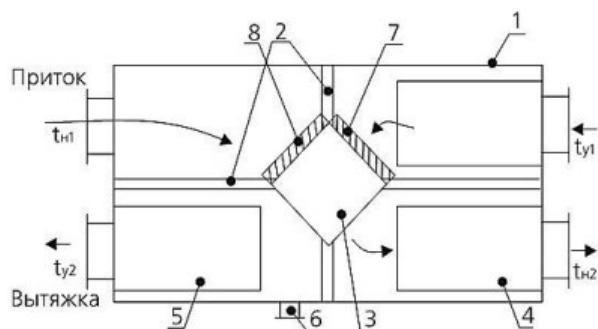
- рециркуляцией части вытяжного воздуха;
- применением рекуперативных теплообменников-утилизаторов;
- применением регенеративных теплообменников-утилизаторов;
- применением двух рекуперативных теплообменников, использующих промежуточный теплоноситель;
- применением теплопередающих труб.

Принципиальные схемы применения рекуперативных теплообменников-утилизаторов теплоты вытяжного воздуха в системах вентиляции и кондиционирования воздуха показаны на рис. 1 и 2. Приточный воздух (рис.1), проходя через теплообменник-утилизатор 3, нагревается (или охлаждается) потоком уходящего воздуха. Эффективность теплообмена в таких устройствах достигает 75 %. В системах кондиционирования, работающих по такому принципу (рис.2), дополнительно введены калориферы 3, 6 и увлажнитель воздуха 5.[2]

Схемы применения регенеративных теплообменников роторного типа в указанных системах иллюстрируются на рис. 3 и 4. Эти теплообменники сложнее в эксплуатации и требуют дополнительных затрат энергии на привод электродвигателя вращения ротора. Кроме того, до 2% удаляемого воздуха может подмешиваться к воздуху приточному, что связано с конструктивными особенностями теплообменников этого типа. Регенеративный теплообменник с вращающейся насадкой (рис. 5) представляет собой плоский корпус с теплоаккумулирующей насадкой, состоящей из пакетов листов или сеток. В теплообменниках с конденсацией влаги насадка заполняется тонкими листами из картона и других материалов, обработанных раствором хлористого натрия. Насадка вращается. Теплота удаляемого воздуха нагревает часть насадки, находящуюся в потоке вытяжного воздуха, в то же время другая ее часть, находящаяся в потоке приточного воздуха, охлаждается. Процесс периодически повторяется по мере вращения насадки. [2]

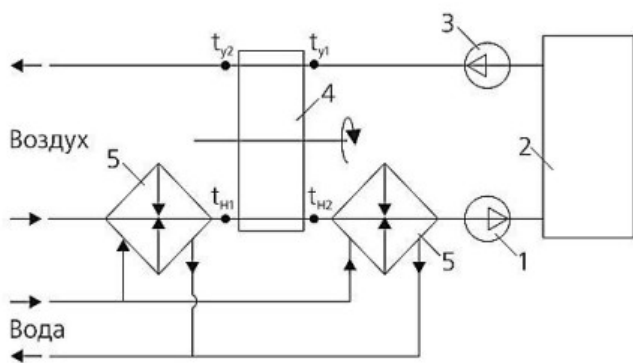
Возможна схема, в которой насадка не вращается, но при этом воздух через нее поочередно, то нагнетается в помещение, то удаляется.

Схема системы вентиляции, в которой применяются два теплообменника, связанных промежуточным контуром с циркулирующим теплоносителем, приведена на рис. 6. Такое техническое решение принимается, если приточный и вытяжной воздуховоды невозможно по ряду причин совместить в одном месте.



- 1 - корпус;
- 2 - перегородка;
- 3 - теплообменник-утилизатор;
- 4 - приточный вентилятор;
- 5 - вытяжной вентилятор;
- 6 - дренаж конденсата;
- 7-8 – фильтры.

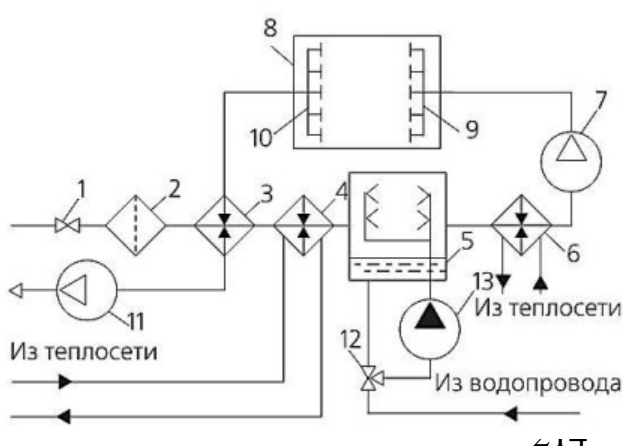
Рис. 1. Блок приточно-вытяжной вентиляции с пластинчатым теплообменником утилизатором.



- 1 - приточный клапан;
- 2 - воздушный фильтр;
- 3 - рекуперативный теплообменник - утилизатор;
- 4 - калорифер первой ступени подогрева воздуха;
- 5 - камера орошения;
- 6 - калорифер второй ступени подогрева воздуха;

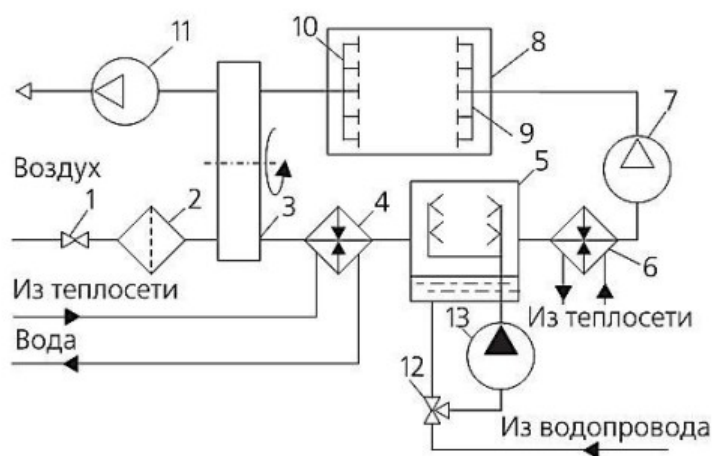
7 - приточный вентилятор; 8 - обслуживаемое помещение; 9 - система приточных воздуховодов; 10 - система вытяжных воздуховодов; 11 - вытяжной вентилятор; 12 - трехходовой клапан; 13 - циркуляционный насос.

Рис. 2. Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха с утилизацией теплоты вентиляционных выбросов в рекуперативном теплообменнике.



- 1 - приточный вентилятор;
- 2 - вентилируемое помещение;
- 3 - вытяжной вентилятор;
- 4 - регенеративный теплообменник с вращающейся насадкой;
- 5 - рекуперативные теплообменники «воздух-жидкость»

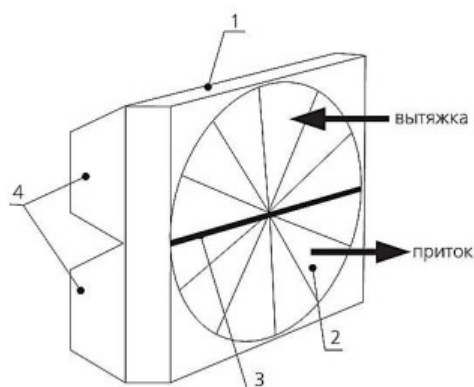
Рис. 3. Принципиальная схема приточно-вытяжной вентиляции с регенеративным теплообменником - утилизатором роторного типа.



- 1 - приточный клапан;
- 2 - воздушный фильтр;
- 3 - регенеративный теплообменник роторного типа;
- 4 - калорифер первой ступени подогрева воздуха;
- 5 - камера орошения;
- 6 - калорифер второй ступени подогрева воздуха;
- 7 - приточный вентилятор;
- 8 - обслуживаемое помещение;
- 9 - система приточных воздухо-

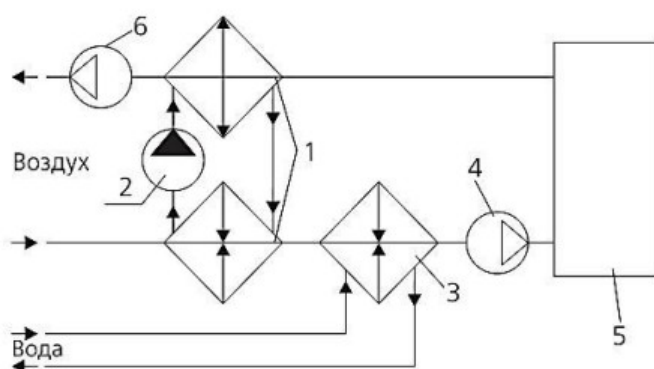
водов; 10 - система вытяжных воздуховодов; 11 - вытяжной вентилятор; 12 - трехходовой клапан; 13 - циркуляционный насос.

Рис. 4. Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха с утилизацией теплоты вентиляционных выбросов в регенеративном теплообменнике роторного типа.



- 1 - корпус;
- 2 - вращающийся ротор;
- 3 - перегородка;
- 4 - патрубки

Рис. 5. Схема регенеративного теплообменника с вращающейся насадкой.



- 1 - теплообменник;
- 2 - циркуляционный насос;
- 3 - калорифер;
- 4 - приточный вентилятор;
- 5 - обслуживаемое помещение;
- 6 - вытяжной вентилятор.

Рис. 6. Принципиальные

схемы систем вентиляции с теплообменниками-утилизаторами.

Одновременное достижение максимальной экономии энергии и повышение комфортности проживания в жилом доме, казалось бы, практически невозможно. Решить данную проблему позволяет использование технологии утилизации сбросного тепла вытяжного воздуха. Это подтверждает оценка температурно-влажностного режима внутреннего воздуха в квартирах с естественными системами вентиляции, которая проводилась на основе экспериментальных натурных данных о тепловом режиме квартир жилого дома.[3]

Повторное использование тепла экономически разумно и желательно, т.к. при его утилизации происходит снижение температуры выбрасываемых газов. Применение в системах приточно-вытяжной вентиляции утилизаторов тепла позволяет почти вдвое сократить расходы топлива на отопление и вентиляцию, используя 50-70% тепла вытяжного воздуха для нагрева приточного.

**Основная часть.** Проанализируем, как при утилизации теплоты газовых(вентиляционных) выбросов могут изменяться концентрации загрязняющих атмосферу веществ, за счет изменения (снижения) температуры газовых выбросов. Кроме экономического эффекта от использования теплоты выбросов необходимо рассмотреть и вопросы, связанные с качеством воздушной среды. В соответствии с методикой расчета концентраций в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий.(ОНД 86) [4] максимальное значение приземной концентрации вредного вещества  $c_m$ (мг/м<sup>3</sup>) при выбросе газовойоздушной смеси из одиночного точечного источника с круглым устьем достигается при неблагоприятных метеорологических условиях на расстоянии  $x_m$  (м) от источника и определяется по формуле:

$$c_m = \frac{A \cdot M \cdot F \cdot m \cdot n \cdot \eta}{H^2 \sqrt[3]{V_1 \cdot \Delta T}},$$

где  $A$  – коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы;  $M$  – масса вредного вещества, выбрасываемого в атмосферу в единицу времени, г/с;  $F$  – безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосферном воздухе;  $m$  и  $n$  – коэффициенты, учитывающие условия выхода газовойоздушной смеси из устья источника выброса;  $H$  – высота источника выброса над уровнем земли (для наземных источников при расчете прижимается  $H = 2$  м), м;  $\eta$  – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние рельефа местности (для местности с перепадом высот, не более 50 м/км = 1);  $\Delta T$  – разность между температурой выбрасываемой газовойоздушной смеси  $T_r$  и температурой окружающего атмосферного воздуха  $T_b$ , °С;  $V_1$ , м<sup>3</sup>/с – расход газовойоздушной смеси, определяемый по формуле:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \omega_0,$$

Значение коэффициента  $A$  для условий Украины, обычно принимаем равным 160.

Значение мощности выброса ( $M$ , г/с) и расходов газовой смеси ( $V_1$ , м<sup>3</sup>/с) при проектировании предприятий определяются расчетом в технологической части проекта или принимаются в соответствии с существующими нормативами.

При определении значения  $\Delta T$  (°C) следует принимать температуру окружающего атмосферного воздуха  $T_{в}$  (°C), равной средней максимальной температуре наружного воздуха наиболее жаркого месяца года (согласно СНиП 2.01.01-82), а температуру выбрасываемой в атмосферу газовой смеси  $T_r$  (°C) — по действующим для данного производства технологическим нормативам.

Значение безразмерного коэффициента  $F$  принимается в зависимости от следующего:

1 - для газообразных вредных веществ и мелкодисперсных аэрозолей (пыль, зола и т.п.), скорость благоустроенного оседания которых практически равна нулю;

2 - для мелкодисперсных аэрозолей (кроме указанных выше) при среднем эксплуатационном коэффициенте очистки выбросов не менее 90%;

2,5 - для мелкодисперсных аэрозолей (кроме указанных выше) при среднем эксплуатационном коэффициенте очистки выбросов от 75 до 90%;

3 - при отсутствии очистки выбросов от мелкодисперсных аэрозолей (кроме указанных выше).

Значения коэффициентов  $m$  и  $n$  определяется в зависимости от параметров  $f, v_m, v'_m$  и  $f_e$ :

$$f = 1000 \frac{\omega_0^2 \cdot D}{H^2 \cdot \Delta T}, v_m = 0,65 \sqrt[3]{\frac{V_1 \cdot \Delta T}{H}},$$

$$v'_m = 1,3 \frac{\omega_0 \cdot D}{H}, f_e = 800 (v'_m)^3.$$

Коэффициент  $m$  определяется в зависимости от  $f$  по следующим формулам:

$$\text{если } f < f_e, \text{ то } f < 100. \text{ В этом случае } m = \frac{1}{0,67 + 0,1\sqrt{f} + 0,34\sqrt[3]{f}};$$

$$\text{если } f \geq 100, \text{ то } m = \frac{1,47}{\sqrt[3]{f}}.$$

Для  $f_e < f < 100$ , значения коэффициента  $m$  определяется при  $f = f_e$ .

Коэффициент  $n$  при  $f < 100$  определяется в зависимости от  $v_m$  по формулам:

$$n = 1 \text{ при } v_m \geq 2;$$

$$n = 0,3532v_m - 2,13v_m + 3,13 \text{ при } 0,5 \leq v_m < 2;$$

$$n = 4,4v_m \text{ при } v_m < 0,5;$$

При  $f \geq 100$  или  $\Delta T \approx 0$  значение  $n$  рассчитывается при  $v_m = v'_m$ .

При  $f \geq 100$  (или  $\Delta T \approx 0$ ) и  $v'_m \geq 0,5$  (холодные выбросы) для расчета  $c_m$  используется формула:

$$c_m = \frac{AMFn\eta}{H^{4/3}} K;$$

$$\text{где } K = \frac{D}{8V_1} = \frac{1}{7,1\sqrt{w_o V_1}}$$

Аналогично при  $f < 100$  и  $v_m < 0,5$  или  $f \geq 100$  и  $v_m < 0,5$  (случай предельно малых опасных скоростей ветра) расчет  $c_m$  производится по формуле:

$$c_m = \frac{AMm'\eta}{H^{7/3}};$$

где  $m' = 2,86m$  при  $f < 100, v_m < 0,5$ ;

$m' = 0,9$  или  $f \geq 100$  и  $v_m < 0,5$ .

Таким образом, мы имеем четыре варианта для вычисления коэффициента  $n$  и шесть вариантов для вычисления коэффициента  $p$ .

Рассмотрим один из этих случаев подробнее с точки зрения установления взаимосвязи концентрации  $c_m$  с перепадом температур  $\Delta T$ .

При  $f < f_e$  должно выполняться условие:

$$1000 \frac{\omega_0^2 D}{H^2 \Delta T} < 800 \left( 1,3 \frac{\omega_0 D}{H} \right) \text{ или}$$

$$\Delta T > \frac{10H}{8 \cdot 1,3^3 \omega_0 D^2} = 0,57 \frac{H}{\omega_0 D^2};$$

Соответственно при  $f < 100$ :

$$\Delta T > \frac{10\omega_0^2 D^2}{H^2};$$

$$\text{При } v_m \geq 2: \Delta T \geq \frac{8H}{0,65^3 v_1} = \frac{4 \cdot 8H}{0,65^3 \pi \cdot D^2 \omega_0} = 37,09 \frac{H}{D^2 \omega_0};$$

Выражение для величины  $c_m$  примет вид:

$$V_1 = \frac{AMF\eta}{H^2 \sqrt[3]{v_1 \Delta T} (0,67 + 0,4\sqrt{f} + 0,34\sqrt[3]{f})} = \frac{AMF\eta}{H^2 \sqrt[3]{v_1 \Delta T} (0,67 + 0,4\sqrt{1000 \frac{\omega_0^2 D}{H^2 \Delta T}} + 0,34\sqrt[3]{1000 \frac{\omega_0^2 D}{H^2 \Delta T}})}$$

Анализ последнего выражения показывает, что при определенном значении  $\Delta T$  величина  $c_m$  достигнет максимального значения:

$$\Delta T = \left( \frac{0,4\sqrt{1000 \frac{\omega_0^2 D}{H^2 \Delta T}}}{2 \cdot 0,67} \right)^2 = \frac{0,16 \cdot 1000 \cdot \omega_0^2 D}{H^2 \cdot 1,34^2} = \frac{160}{1,34^2} \frac{\omega_0^2 D}{H^2} = 89,107 \frac{\omega_0^2 D}{H^2}$$

Таким образом решение задачи на экстремумы с учетом положения всех ограничений имеет вид:  $\Delta T = 89,107 \frac{\omega_0^2 D}{H^2}$  при условии  $\Delta T \geq 37,09 \frac{H}{D^2 \omega_0}$ . Введем

обозначение  $t = \omega_0/H$ , тогда  $\Delta T = 89,107 t^2 D$  при  $\Delta T \geq 37,09 \frac{1}{tD}$ . Следовательно

это решение справедливо при условии  $89,107 t^2 D \geq 37,09 \frac{1}{tD}$  или

$$t^3 D^2 \geq \frac{37,09}{89,107} = 0,416$$

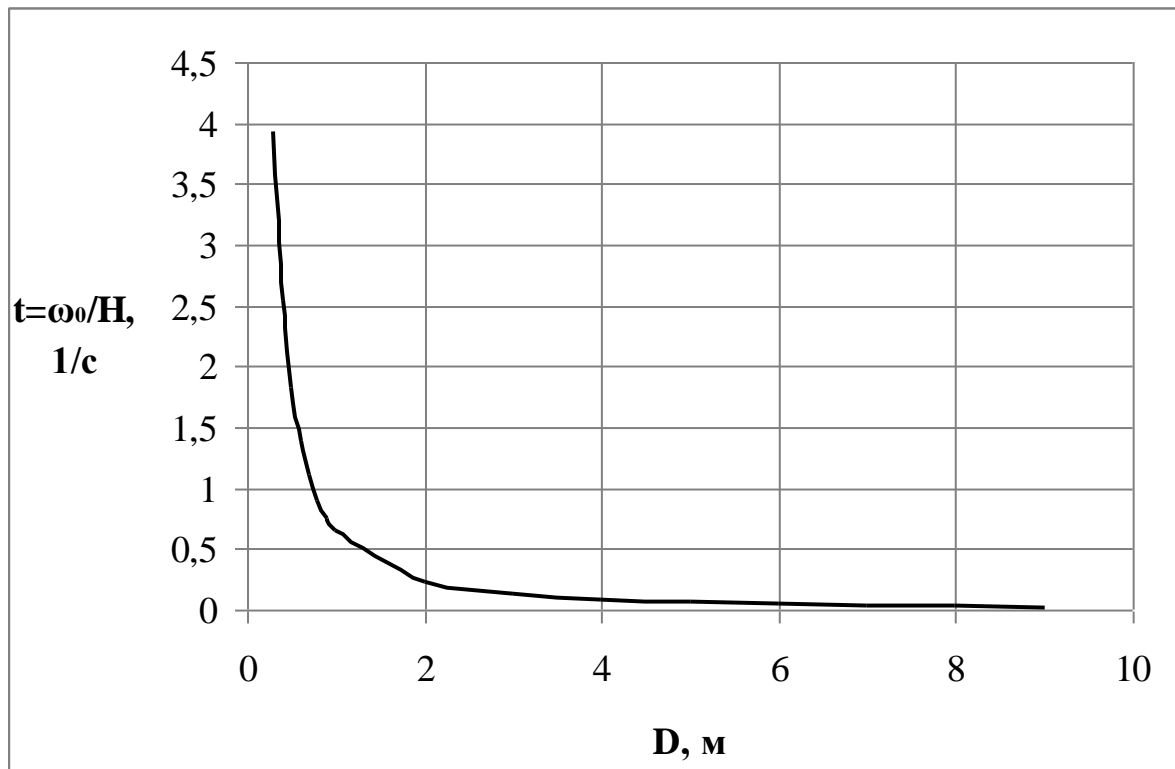


Рис.7 Зависимость  $t=W_0/H$  от  $D$ .м

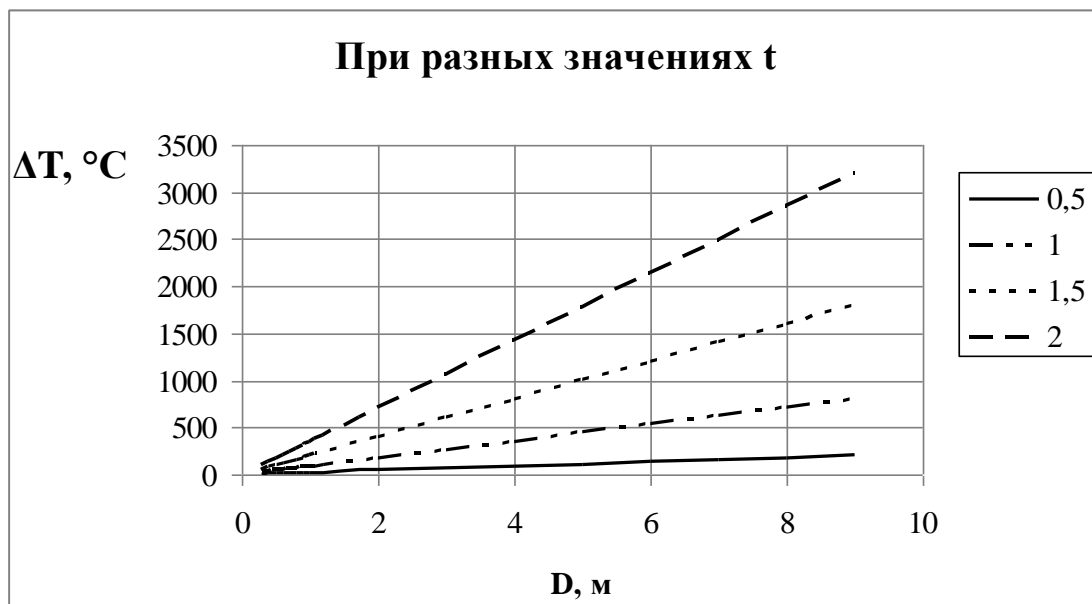


Рис.8 Зависимость  $\Delta T$  от  $D$  при разных значениях  $t, 1/c$ .



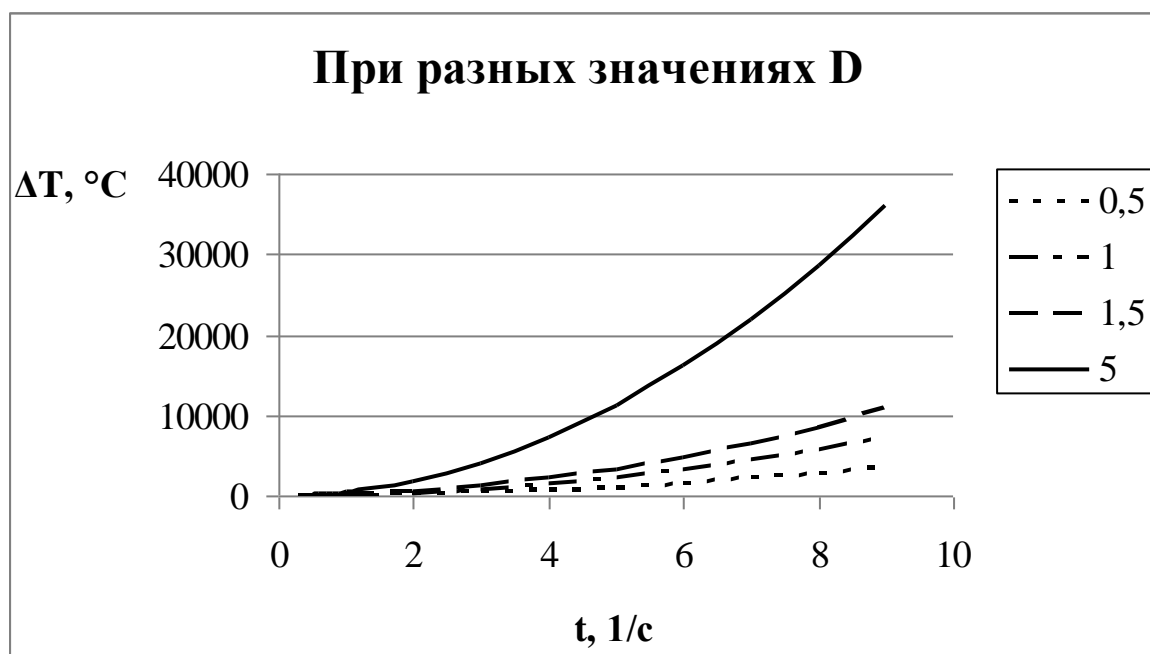


Рис.9 Зависимость  $\Delta T$  от  $t$  при разных значениях  $D$ .м

**Выводы.** На рассмотренном примере можно сделать вывод о том, что существует область значений температуры газовых выбросов, при котором приземная концентрация загрязняющих веществ достигает максимума. В связи с этим при проектировании мероприятий по энергосбережению за счет использования теплоты газовых выбросов необходимо дополнительно произвести расчеты возможного изменения приземных концентраций загрязняющих веществ с изменением температуры газовых выбросов для проверки выполнения санитарно-гигиенических нормативов.

#### Использованные источники:

1. Интернет ресурс <http://www.patriot-nrg.ua/rus/savings/view/112>
- 2.Хараз Д.И Псахис В.И. «Пути использования вторичных энергоресурсов в химическом производстве». М.: Химия, 1984. – 224 с.
- 3.Каледина Н.О. «Вентиляция производственных объектов».М.: 2008. - 193 с.
- 4.«Методика расчета концентраций в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий». Гидрометеиздат :Л.:1987 ОНД 86. - 95 с.