

ТНис 11

- Гидравлическое сопротивление
- Определение расходов теплоносителей

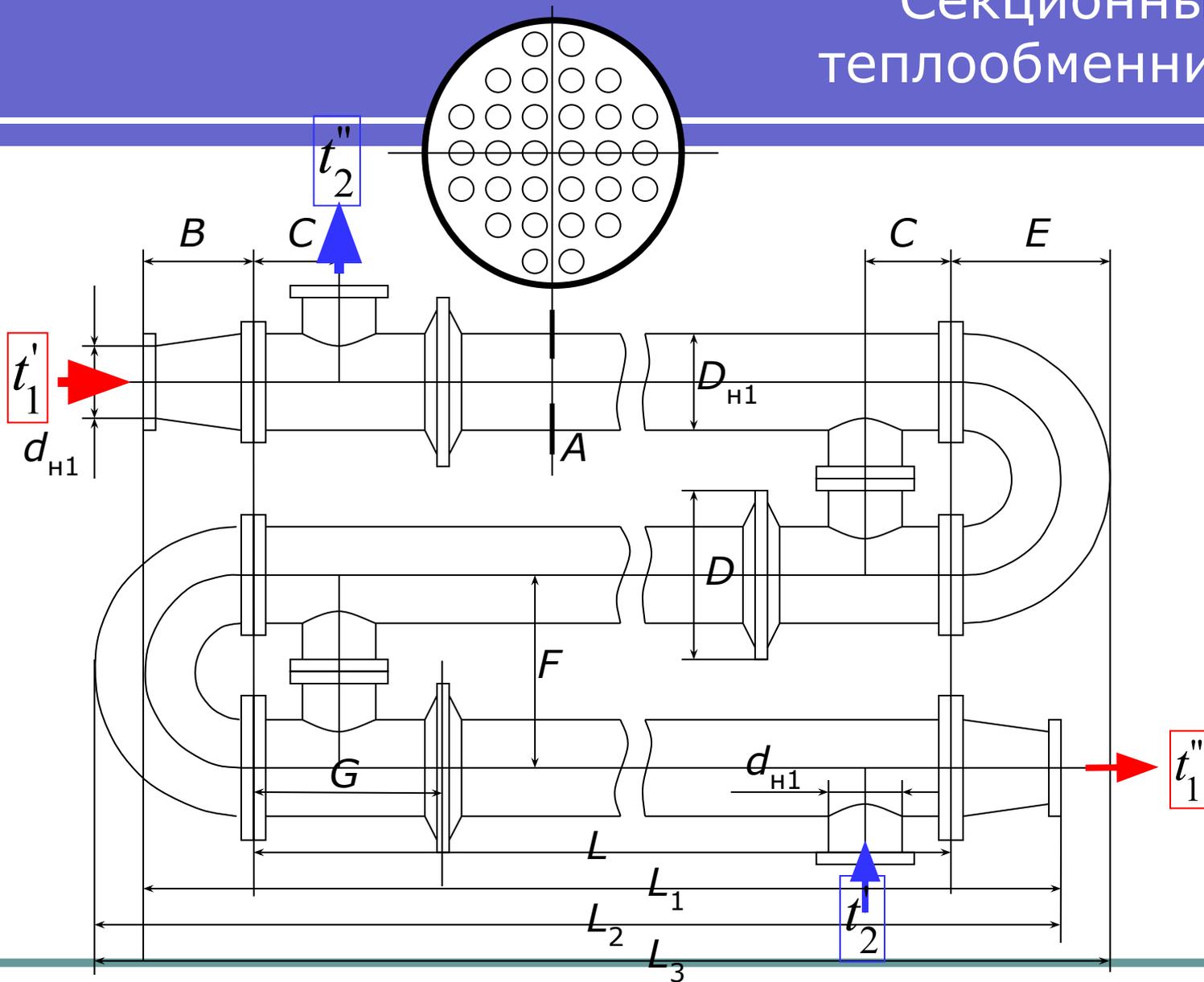
Гидравлическое сопротивление

Для определения мощности, затрачиваемой на прокачку теплоносителей через теплообменные аппараты, необходимо знать их гидравлические сопротивления.

Рассмотрим в качестве примера водо-водяной секционный подогреватель теплового пункта.

Полное гидравлическое сопротивление складывается из потерь на трение Δp_T и местных сопротивлений Δp_M , МПа:

$$\Delta p = \Delta p_0 + \overset{(1)}{\Delta p_i}$$



Описание водо-водяного подогревателя МВН-2050-62

Трубные пучки подогревателей набраны из стальных труб диаметрами $d_n/d_b=16/13,2$ мм и длинами $L_{тр}=2046$ или 4086 мм, закрепленных в трубных решетках, приваренных к корпусу теплообменника.

Для компенсации температурных деформаций на каждой секции теплообменника установлен линзовый компенсатор диаметром D .

Греющая вода, как правило, проходит внутри труб, а нагреваемая – в межтрубном пространстве.

Необходимая поверхность теплообмена набирается из нескольких секций, смонтированных последовательно (на предыдущем слайде показано три таких секции).

Сопротивление трения

Сопротивление трения определяется по формуле, МПа:

$$\Delta p_{\text{тр}} = 1(\theta)^{-6} \lambda \frac{L \rho w^2}{d \cdot 2}$$

где L – полная длина канала, м; d – внутренний диаметр труб для горячей воды и эквивалентный диаметр межтрубного пространства – для холодной воды, м;

ρ – плотность теплоносителя при его средней температуре, г/м³;

w – скорость воды, м/с;

λ – коэффициент сопротивления трения, который зависит от режима движения жидкости и шероховатости канала.

Коэффициент сопротивления трения при ламинарном режиме

При ламинарном движении теплоносителя ($Re < 2300$) для определения λ можно использовать формулу Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

при переходном ($Re = 2300 \dots 10^4$) и турбулентном ($Re > 10^4$) режимах коэффициент трения зависит не только от режима движения жидкости, но и от шероховатости канала.

При малых значениях Re , когда пограничный слой покрывает выступы шероховатости, канал считается гидравлически гладким и λ может быть определен по формуле Блазиуса.

Коэффициент сопротивления трения при $Re > 2300$

При возрастании числа толщина пограничного слоя уменьшается и может оказаться меньше выступов шероховатости. Тогда для гладких и шероховатых каналов универсальной является **формула Альтшуля**:

$$\lambda = 0,1 \left(\varepsilon + \frac{1000}{Re} \right)^{0,25}$$

где $\varepsilon = K/d$ – относительная шероховатость труб, а K – абсолютная, мм, которую можно выбрать из таблицы:

Характер поверхности	K , мм
Цельнотянутые трубы из меди, латуни, стекла	0,0015...0,01
Цельнотянутые новые стальные трубы	0,02...0,1
Цельнотянутые стальные трубы б/у	0,12...0,2

Местные потери

Местные потери обусловлены вихреобразованием в местах изменения сечения канала и других препятствий (вход, выход, поворот и др.) и могут быть определены по формуле, МПа:

$$\Delta p_i' = 10^{-6(5)} \left(\sum \xi_i \right) \frac{\rho w^2}{2}$$

где ξ_m – коэффициенты местных сопротивлений (см. табл. на следующем слайде), остальные составляющие те же, что в формуле (2).

Коэффициенты местных сопротивлений

Виды препятствий	ξ_M
Вход в трубы	1,5
Выход из труб	1,5
Поворот на 180° из одной секции в другую через колено	2
Вход в межтрубное пространство	1,5
Выход из межтрубного пространства	1
Переход из одной секции в другую	2,5

Длины каналов в формуле (2)

Полная длина канала в формуле (2) для горячей воды (в трубах L_T) и холодной воды (в межтрубном пространстве L_{MT}), м:

$$; \quad L_{\dot{\circ}}^{(6)} = nL_{\dot{\circ}\ddot{\circ}}$$

$$\cdot \quad L_{1\dot{\circ}} = n(L^{(7)} - 2C)$$

Здесь n – число секций в подогревателе;

$L_{тр}$ – длина труб (см. слайд 4);

остальные обозначения в формулах (6) и (7) приведены на схеме теплообменника (слайд 3).

Мощности привода насосов

Мощности привода насосов для теплоносителей, Вт:

$$N = \frac{\Delta p V}{\eta}$$

где Δp – гидравлические сопротивления теплоносителей по формуле (1), Па;

V – расходы теплоносителей, м³/с;

η – КПД насосов ($\eta=0,6...0,8$).

Определение расхода теплоносителя по уравнению теплового баланса

Расходы горячего m_1 и холодного m_2 теплоносителей для известной тепловой нагрузки Q можно определить из уравнения теплового баланса теплообменника, Вт:

$$Q = m_1 c_1 (t'_1 - t''_1) \eta = m_2 c_2 (t''_2 - t'_2), \quad (1)$$

где m_1, m_2 – расходы горячего и холодного теплоносителей, кг/с;

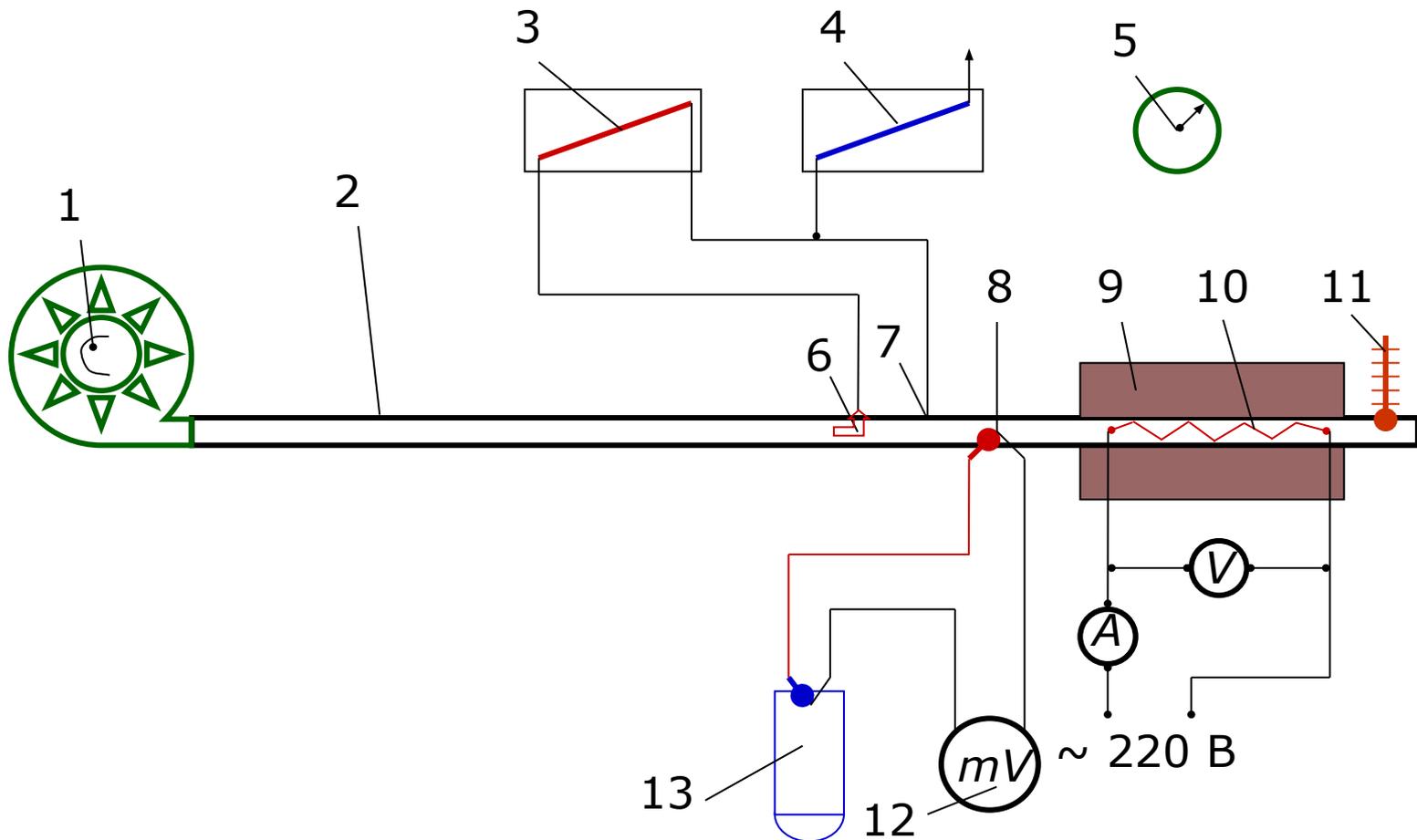
c_1, c_2 – теплоемкости теплоносителей, Дж/(кг·К);

t'_1, t''_1 – температуры горячего теплоносителя на входе и выходе, °С;

t''_2, t'_2 – температуры холодного теплоносителя на выходе и входе, °С;

η – КПД теплообменного аппарата.

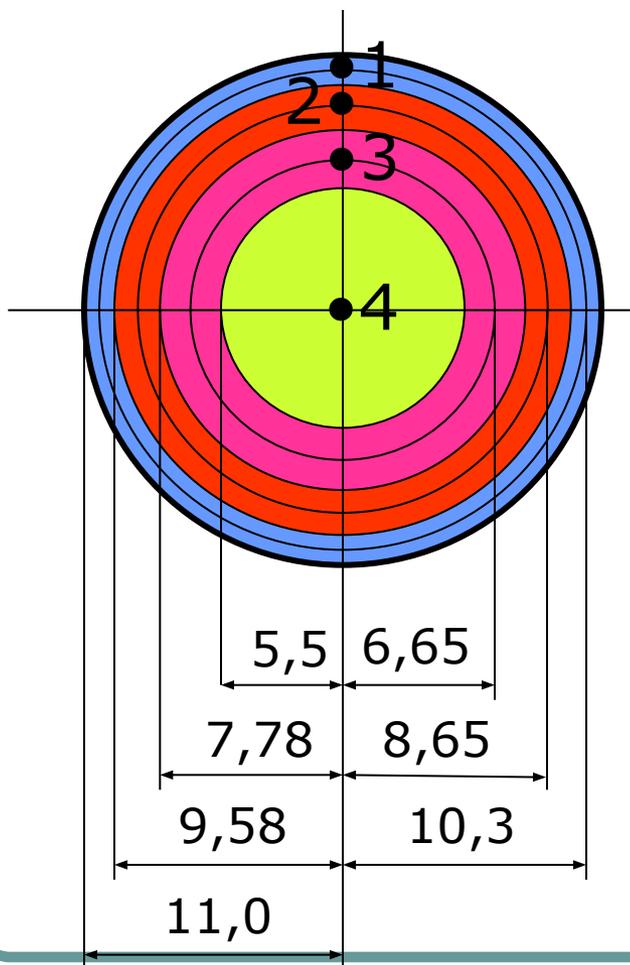
Измерение расхода теплоносителя с помощью трубки Пито



Обозначения

- 1 – вентилятор;
- 2 – труба;
- 3 – дифференциальный манометр динамического напора, кг/см²;
- 4 – дифференциальный манометр избыточного статического давления, мм. вод. ст.;
- 5 – барометр;
- 6 – трубка Пито для измерения полного напора воздушного потока;
- 7 – отбор избыточного статического давления воздуха в трубе;
- 8 – дифференциальная термопара для измерения температуры воздуха в трубе перед тепловым расходомером t' ;
- 9 – теплоизоляция теплового расходомера;
- 10 – электронагреватель теплового расходомера;
- 11 – термометр для измерения температуры воздуха на выходе t'' ;
- 12 – потенциометр для измерения ЭДС термопары;
- 13 – сосуд Дьюара с тающим льдом (0 °С).

Точки 1...4 для измерения динамического напора в равновеликих сечениях



Разность полного напора воздуха по трубке Пито и избыточного статического давления – это **динамический напор** $h_{дл'}$, измеряемый микроманометром 3, кг/м².

Плотность воздуха в трубе, кг/м³:

$$\rho = \rho_0 \frac{273}{273 + t'} \frac{B + p_{ст} / 13,6}{760}$$

где $\rho_0 = 1,293$ кг/м³ – плотность воздуха при нормальных физических условиях;
 B – барометрическое давление, мм рт. ст.;
 $p_{ст}$ – избыточное статическое давление, мм вод. ст.; **13,6** – отношение плотностей ртути и воды;
 t' – температура воздуха в трубе, °С.

Скорости и расход воздуха

Динамический напор воздуха в сечениях 1...4, Па:

$$p_{дi} = gh_{дi} = 9,81h_{дi}. \quad (3)$$

Скорости воздуха в сечениях 1...4, м/с:

$$w_i = (2p_{дi}/\rho)^{0,5}. \quad (4)$$

Средняя скорость воздуха в трубе, м/с:

$$w = \Sigma w_i / 4. \quad (5)$$

Массовый расход воздуха, кг/с:

$$m = 3,14d^2 w \rho / 4. \quad (6)$$

Здесь $d=0,022$ м – диаметр трубы.

Определение расхода теплоносителя по тепловому расходомеру

Терморасходомер находится в конце трубы (см. слайд 13).

Теплота, отдаваемая электронагревателем, Вт:

$$Q = \eta I U \cos \varphi, \quad (7)$$

где $\eta = 0,94$ – коэффициент тепловых потерь;

I – ток, А; U – напряжение, В; $\cos \varphi = 0,96$.

Массовый расход теплоносителя

Теплота, воспринятая воздухом, Вт:

$$Q = mc_p(t'' - t'). \quad (8)$$

Здесь t'' , t' – температуры воздуха на выходе и входе, °С;
 $c_p = 1003 + 0,027t$ – средняя изобарная массовая теплоемкость воздуха при его средней температуре $t = 0,5(t'' + t')$.

Из уравнения теплового баланса (8) массовый расход воздуха, кг/с:

$$m = Q / [c_p(t'' - t')]. \quad (9)$$