

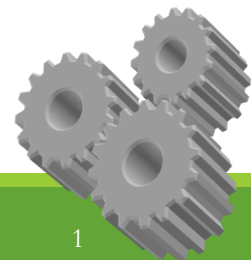
SZENT ISTVÁN
EGYETEM

ÉLELMISZERTUDOMÁNYI KAR, BUDAPEST

A pálinkakészítés műveletei és berendezései

Dr. Bánvölgyi Szilvia

Banvolgyi.Szilvia@szie.hu



Hőtani műveletek

Bevezetés

- Clausius (1855): „a hő csak a melegebb helyről a hidegebb helyre mehet át önmagától.”
- A hő a tér két pontja közötti $T_1 - T_2$ hőmérsékletkülönbség hatására, a T_1 helyről önmagától „áramlik” a T_2 helyre. Ez a hőterjedés önmagától végbemenő folyamata.
- Hajtóerő: hőmérsékletkülönbség (ΔT)

Bevezetés

- A művelettanban a hőátvitel irányított, tervezett formában történik.
- Alkalmazás:
 - Anyag melegítése (élelmiszerek pasztőrözése)
 - Anyag hűtése
 - Kondenzálás
 - Szárítás (oldószer molekulák a meleg levegőbe kerülnek)
 - Bepárlás (oldószer elpárologtatása szilárd anyag mellől)
 - Desztilláció, rektifikálás
- A hőtani műveletek a legtöbbször áramlástani műveletekkel együtt jelennek meg, a hőátvitel közben anyagátadás is történhet.
- Hőtranszport módjai: hővezetés, konvekció, hősugárzás.

Hőátmenet formái

- **Hővezetés (kondukció):**

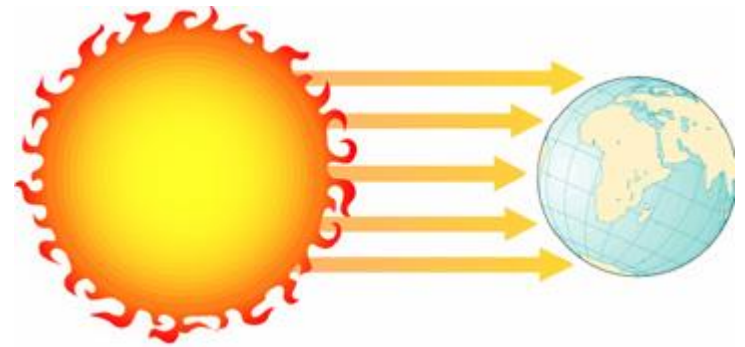
- A hővezetés során az anyag egymással közvetlenül érintkező elemi részecskéi hőmozgásuk révén adják át egymásnak a hőt.
- A hőmozgást végző elemi részecskék lehetnek molekulák (gázok és folyadékok esetén), vagy atomok (szilárd testek kristályrácsaiban), vagy a diffúziós mozgást végző szabad elektronok (fémekben).
- A hővezetésnél az anyag (makroméreteken) nem változtatja helyét.
- Előfordulás: szilárd testekben, és fluidumok fal mellett kialakuló határrétegében.



Hőátmenet formái

Hősugárzás (radiáció):

- A hőszugárzás során a hő a szugárzó test atomjainak hőmozgása következtében kibocsátott különböző hullámhosszú elektromágneses rezgések formájában terjed.
- A szugárzásos hőátvitelnek két részfolyamata van: a hőszugárzás és a hőelnyelés.
- Minden test képes hőszugárzásra, amelyet más test elnyel és ismét hővé alakít.



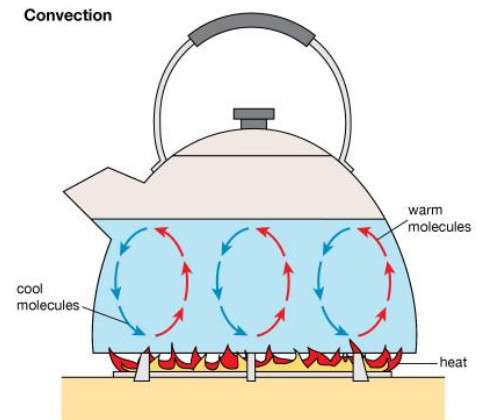
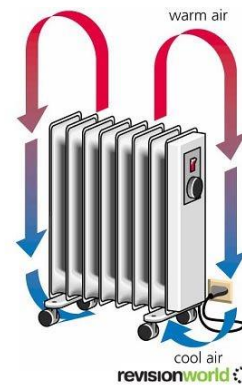
Hőátmenet formái

Konvekció (hőszállítás):

- Konvekciós hőátadás gázokban vagy folyadékokban mehet végbe.
- A fluidum makroszkopikus részeinek áramlása és elkeveredése következtében megy át a hőenergia a melegebb helyről a hidegebb helyre.

Fajtái:

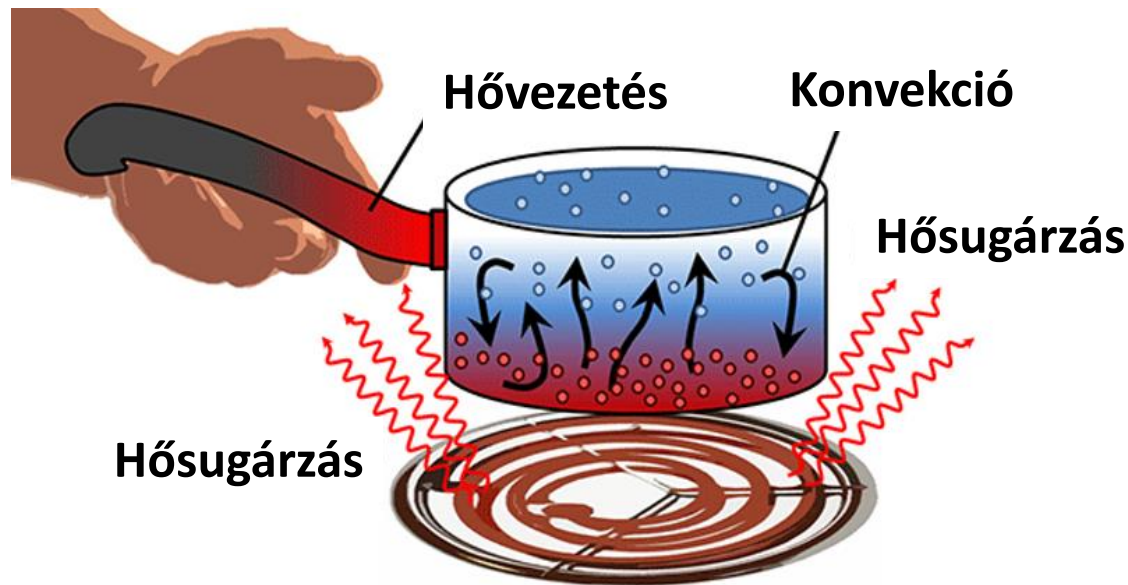
- természetes konvekció
- kényszerkonvekció



© 2013 Encyclopedia Britannica, Inc.

Hőátvitel formái

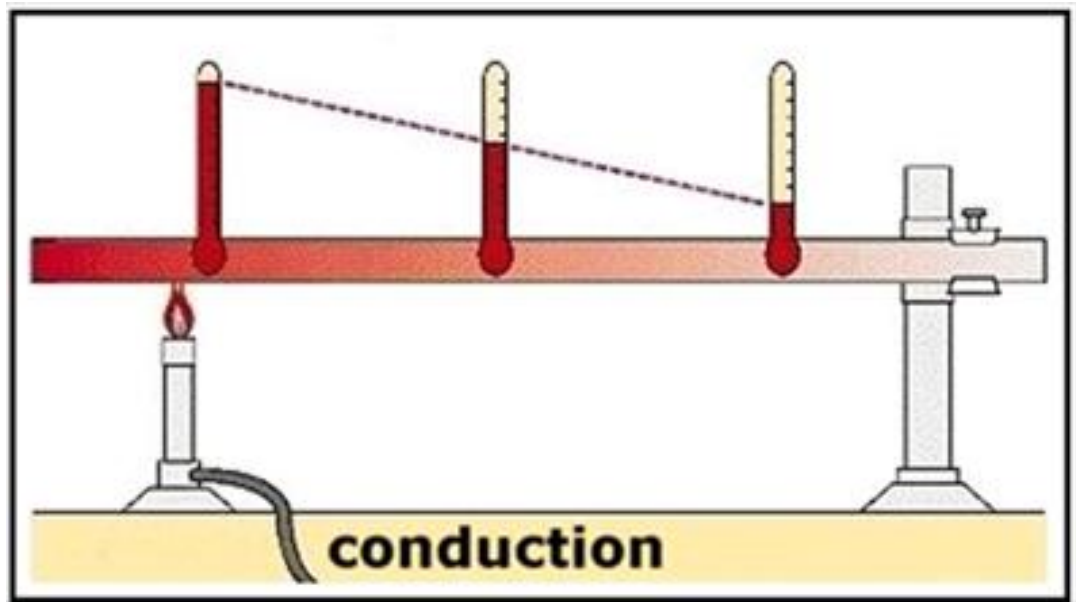
- A három megnyilvánulási forma ritkán lép fel egyedül, többnyire valamilyen módon egymással társulva mutatkoznak:



- A gyakorlati számításoknál a folyamatra jellemző fő megnyilvánulási formát szoktuk figyelembe venni.
- A hő nem tárolható tetszés szerint. Mindig van hőcsere a környezettel.

Jelölések

T	hőmérséklet	[°C, K]
t	idő	[s]
Q	hőmennyiség	[J]
q	hőáram	[W]
q'	hőáramsűrűség	[W/m ²]
A	hőátadó felület	[m ²]
λ	hővezetési tényező	[W/(m·K)]
α	hőátadási tényező	[W/(m ² ·K)]
k	hőátbocsátási tényező	[W/(m ² ·K)]



Hővezetés

Hővezetés

Fourier I. törvénye:

$$q = -\lambda \cdot A \cdot \frac{dT}{dx}$$

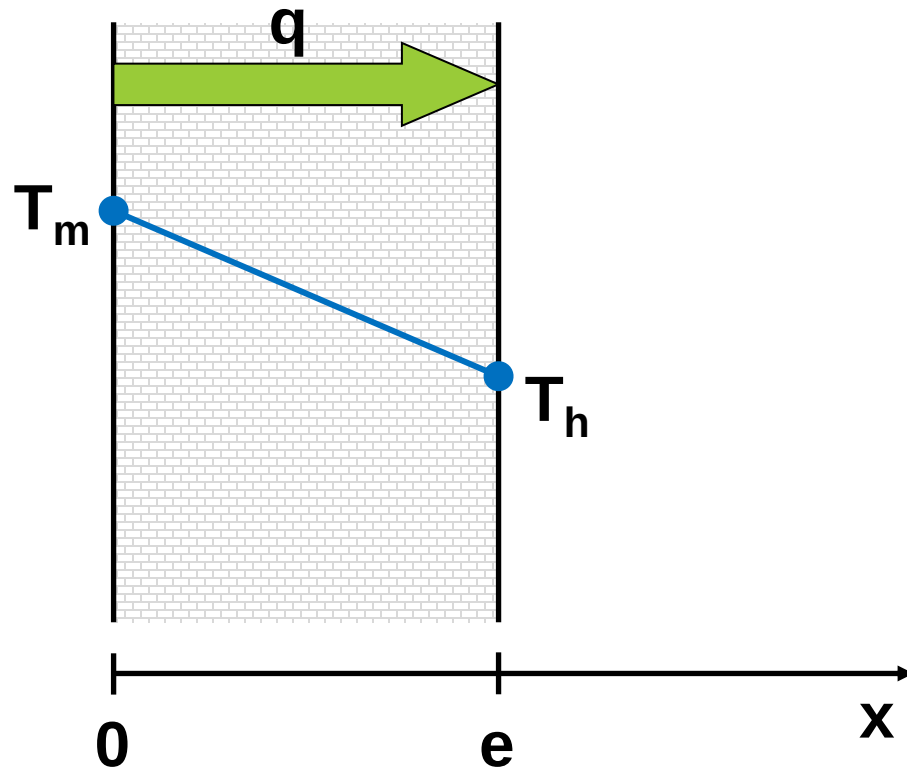
q	[W]	,x' irányú hőáram
λ	[W/(m·K)]	az anyag hővezetési tényezője
A	[m ²]	hőátadó felület
$\frac{dT}{dx}$	[K/m]	hőmérséklet gradiens



Néhány anyag hővezetési tényezője

Anyag	λ [W/(mK)]	Anyag	λ [W/(mK)]
Gyémánt	900-2320	Üveg	0,8
Réz	399	Vakolat	0,5
Arany	318	Víz	0,6
Alumínium	237	Olaj	0,17
Vas	72	Plexi	0,184
Acél	42	Levegő	0,025
Márvány	3,1	Parafa	0,041
Szén	3	Üveggyapot	0,046
Kazánkő	2,3	Stirocel	0,04
Zománc	1	Gyapjú	0,03

Egyrétegű síkfal hővezetése



$$T_m > T_h$$

$$T_m = \text{áll.}$$

$$T_h = \text{áll.}$$

Egyrétegű síkfal hővezetése

$$q = -\lambda \cdot A \cdot \frac{dT}{dx}$$

$$q \cdot (e - 0) = -\lambda \cdot A \cdot (T_h - T_m)$$

$$q \cdot dx = -\lambda \cdot A \cdot dT$$

$$q \cdot e = -\lambda \cdot A \cdot (T_h - T_m)$$

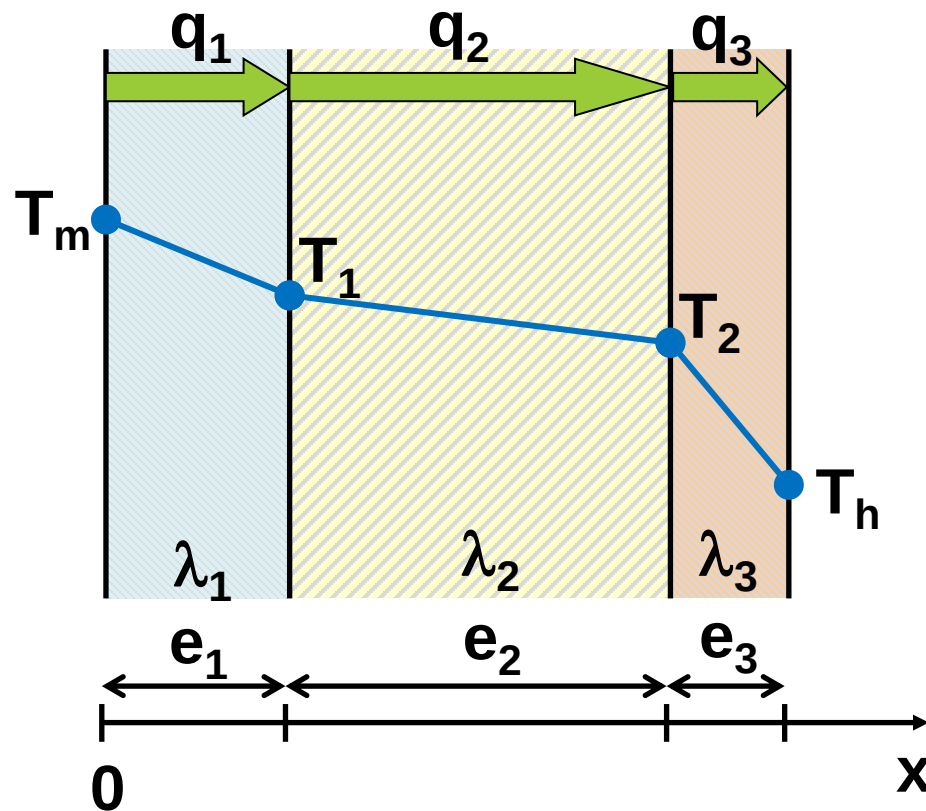
$$q \cdot \int_0^e dx = -\lambda \cdot A \cdot \int_{T_m}^{T_h} dT$$

$$q = -\frac{\lambda}{e} \cdot A \cdot (T_h - T_m)$$

$$q \cdot [x]_0^e = -\lambda \cdot A \cdot [T]_{T_m}^{T_h}$$

$$q = \frac{\lambda}{e} \cdot A \cdot (T_m - T_h) \quad [\text{W}]$$

Többrétegű síkfal hővezetése



$$T_m > T_h$$

$$T_m = \text{áll.}$$

$$T_h = \text{áll.}$$

Többrétegű síkfal hővezetése

Az egyes rétegekre:

$$q_1 = \frac{\lambda_1}{e_1} \cdot A \cdot (T_m - T_1)$$

$$q_2 = \frac{\lambda_2}{e_2} \cdot A \cdot (T_1 - T_2)$$

$$q_3 = \frac{\lambda_3}{e_3} \cdot A \cdot (T_2 - T_h)$$

Átrendezve az egyenleteket:



$$\frac{q}{A} \cdot \frac{e_1}{\lambda_1} = T_m - T_1$$



$$\frac{q}{A} \cdot \frac{e_2}{\lambda_2} = T_1 - T_2$$



$$\frac{q}{A} \cdot \frac{e_3}{\lambda_3} = T_2 - T_h$$

Ha T_m és T_h állandó, akkor az átment hő minden rétegben állandó:

$$q_1 = q_2 = q_3 = q$$

Ebből összeadás után:

$$\frac{q}{A} \cdot \left(\frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} \right) = T_m - T_h$$

Többrétegű síkfal hővezetése

Átment hő:

$$q = \frac{A}{\frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3}} \cdot (T_m - T_h) = \frac{A}{\sum_i \frac{e_i}{\lambda_i}} \cdot (T_m - T_h) \quad [\text{W}]$$

hőellenállás

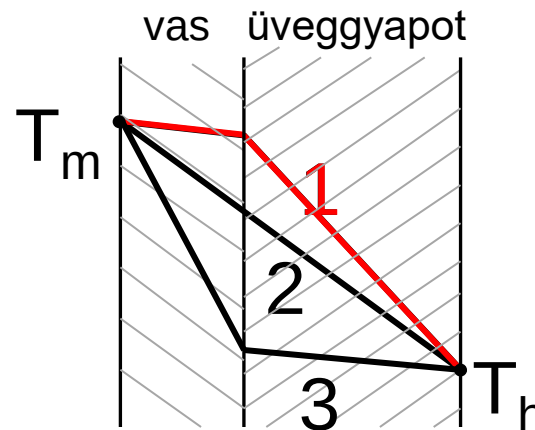
A hőellenállások úgy adódnak össze, mint a sorba kötött elektromos ellenállások (Ohm trv.)

Feladat:

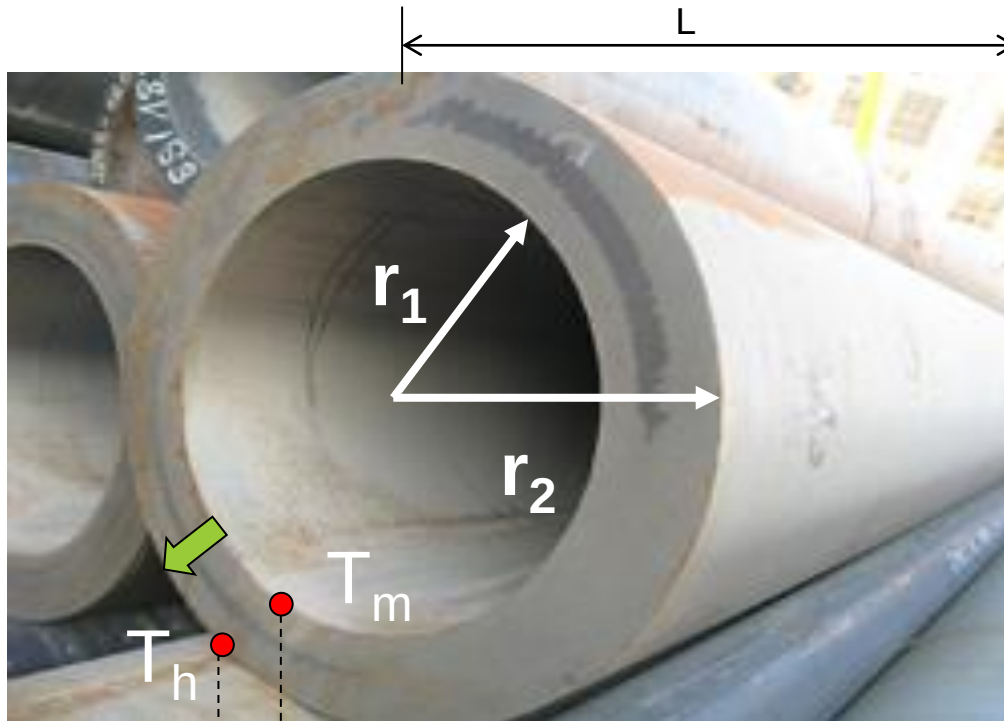
$$T_m > T_h$$

$$T_m = \text{áll.}$$

$$T_h = \text{áll.}$$



Egyrétegű hengeres fal hővezetése



$$T_m > T_h$$

$$T_m = \text{áll.}$$

$$T_h = \text{áll.}$$

Fourier I. törvénye:

$$q = -\lambda \cdot A(r) \cdot \frac{dT}{dr}$$

Logaritmikus fv!

Egyrétegű hengeres fal hővezetése

Nagy átmérőjű hengeres fal a hővezetés szempontjából sík falnak tekinthető. Ha viszont a belső és a külső átmérő aránya $d_b/d_k < 0,6$, akkor figyelembe kell venni, hogy a hővezetés irányában a felület változik.

1) $d_b/d_k < 0,6$

$$q = -\lambda \cdot A(r) \cdot \frac{dT}{dr}$$

$$q = -\lambda \cdot \underbrace{2 \cdot r \cdot \pi \cdot L}_A \cdot \frac{dT}{dr}$$

$$q \cdot \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r} = -\lambda \cdot 2 \cdot \pi \cdot L \cdot \int_{T_m}^{T_h} dT$$

$$q \cdot [\ln r]_{r_1}^{r_2} = -\lambda \cdot 2 \cdot \pi \cdot L \cdot [T]_{T_m}^{T_h}$$

$$q \cdot (\ln r_2 - \ln r_1) = -\lambda \cdot 2 \cdot \pi \cdot L \cdot (T_h - T_m)$$

$$q \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} = -\lambda \cdot 2 \cdot \pi \cdot L \cdot (T_h - T_m)$$

$$q = \frac{\lambda \cdot 2 \cdot \pi \cdot L}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot (T_m - T_h) \quad [\text{W}]$$

Egyrétegű hengeres fal hővezetése

2) $d_b/d_k \geq 0,6$

Elegendő pontossággal tudjuk kiszámítani a hőáramot, ha átlagos sugárral számolunk és a sík fal képletét alkalmazzuk:

Egyrétegű síkfal hővezetése:

$$q = \frac{\lambda}{e} \cdot A \cdot (T_m - T_h)$$

$$e = r_2 - r_1$$

Hőátadó felület meghatározása:

$$A = 2 \cdot r_{\text{átlag}} \cdot \pi \cdot L$$

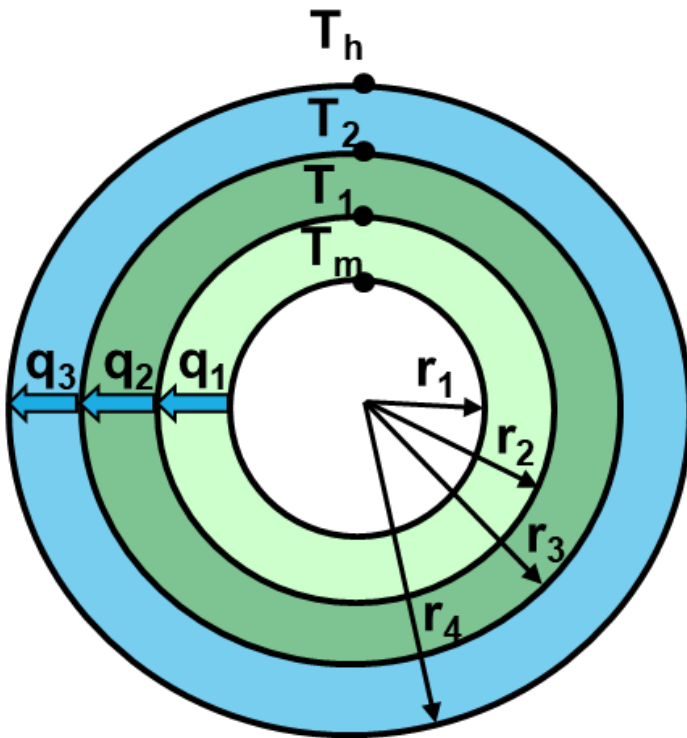
$$r_{\text{átlag}} = \frac{r_1 + r_2}{2}$$

$$q = \frac{\lambda}{r_2 - r_1} \cdot 2 \cdot r_{\text{átlag}} \cdot \pi \cdot L \cdot (T_m - T_h) \text{ [W]}$$

Többrétegű hengeres fal hővezetése

Az ipari gyakorlatban a csövek falát szigeteljük, vagy a csöveken belül szilárd lerakódás keletkezik.

1) $d_1/d_4 < 0,6$ (csak hengeres falként kezelhető)



$$T_m > T_h$$

$$T_m = \text{áll.}$$

$$T_h = \text{áll.}$$

Egyrétegű hengeres fal hővezetése:

$$q = \frac{\lambda \cdot 2 \cdot \pi \cdot L}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot (T_m - T_h)$$

Többrétegű hengeres fal hővezetése

Az egyes rétegekre:

$$q_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot L}{\frac{1}{\lambda_1} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot (T_m - T_1)$$

$$q_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot L}{\frac{1}{\lambda_2} \cdot \ln \frac{r_3}{r_2}} \cdot (T_1 - T_2)$$

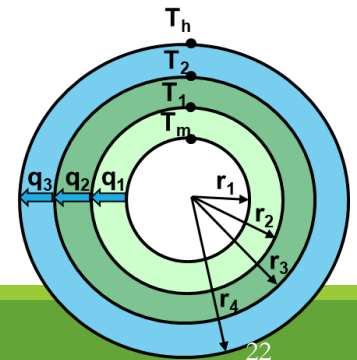
$$q_3 = \frac{2 \cdot \pi \cdot L}{\frac{1}{\lambda_3} \cdot \ln \frac{r_4}{r_3}} \cdot (T_2 - T_h)$$

Ha T_m és T_h állandó, akkor az átment hő minden rétegben állandó: $q_1 = q_2 = q_3 = q$

Átrendezve és összevonva az egyenleteket:

$$q = \frac{2 \cdot \pi \cdot L}{\frac{1}{\lambda_1} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2} \cdot \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{1}{\lambda_3} \cdot \ln \frac{r_4}{r_3}} \cdot (T_m - T_h)$$

$$q = \frac{2 \cdot \pi \cdot L}{\sum_i \frac{1}{\lambda_i} \cdot \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}} \cdot (T_m - T_h) \text{ [W]}$$



Többrétegű hengeres fal hővezetése

2) $d_1/d_4 \geq 0,6$

Elegendő pontossággal tudjuk kiszámítani a hőáramot, ha átlagos sugárral számolunk és a sík fal képletét alkalmazzuk:

Többrétegű síkfal hővezetése:

$$q = \frac{A}{\sum_i \frac{e_i}{\lambda_i}} \cdot (T_m - T_h)$$

Falvastagságok meghatározása:

$$e_1 = r_2 - r_1$$

$$e_2 = r_3 - r_2$$

$$e_3 = r_4 - r_3$$

$$e_i = r_{i+1} - r_i$$

Hőátadó felület meghatározása:

$$A = 2 \cdot r_{\text{átlag}} \cdot \pi \cdot L$$

Átlagos sugár meghatározása:

$$r_{\text{átlag}} = \frac{r_1 + r_i}{2}$$

$$q = \frac{2 \cdot r_{\text{átlag}} \cdot \pi \cdot L}{\sum_i \frac{r_{i+1} - r_i}{\lambda_i}} \cdot (T_m - T_h) \quad [\text{W}]$$

Számítási feladatok

HŐVEZETÉS

Számítási feladatok – hővezetés1

Egy kemence síknak tekinthető fala kétrétegű, $e_1 = 10$ cm tűzálló téglából ($\lambda_1 = 1,44$ W/(mK)) és $e_2 = 20$ cm vastag vörös téglából ($\lambda_2 = 0,58$ W/(mK)). A kemence hőmérsékletét a belső felületre helyezett termoelemmel mérjük. Határozzuk meg:

- a) két téglaréteg érintkezési hőmérsékletét (T_2), ha a hőveszteség 1395 W/m² és a külső falhőfok 130 °C,
- b) a kemence belső hőmérsékletét (T_1)!
- c) Használható-e a termoelem, ha 715 °C-ot mutat és az előírt pontossága 2 %?

Adatok:

$$e_1 = 10 \text{ cm}$$

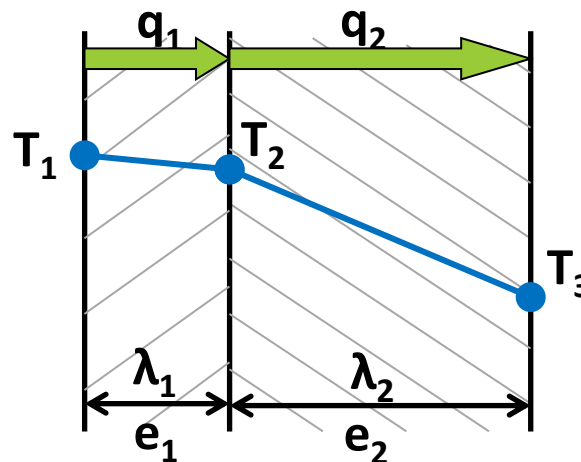
$$\lambda_1 = 1,44 \text{ W/(mK)}$$

$$e_2 = 20 \text{ cm}$$

$$\lambda_2 = 0,58 \text{ W/(mK)}$$

$$q' = 1395 \text{ W/m}^2$$

$$T_3 = 130 \text{ °C}$$



Számítási feladatok – hővezetés1

a) Érintkezési hőmérséklet meghatározása

Stacionáris állapotban mindkét falrétegen ugyanaz a hőmennyiség halad át. Hőáramsűrűség: (hővesztesség – bármi lehet: q , q' , Q .)

$$\frac{q_1}{A} = \frac{q_2}{A} = \frac{q}{A} = 1395 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$\text{1. rétegre: } q_1 = \frac{\lambda_1}{e_1} \cdot A \cdot (T_1 - T_2) \quad \frac{q_1}{A} = q' = \frac{\lambda_1}{e_1} \cdot (T_1 - T_2)$$

$$\text{2. rétegre: } q_2 = \frac{\lambda_2}{e_2} \cdot A \cdot (T_2 - T_3) \quad \frac{q_2}{A} = q' = \frac{\lambda_2}{e_2} \cdot (T_2 - T_3)$$

$$T_2 = \frac{q' \cdot e_2}{\lambda_2} + T_3 = \frac{1395 \cdot 0,2}{0,58} + 130$$

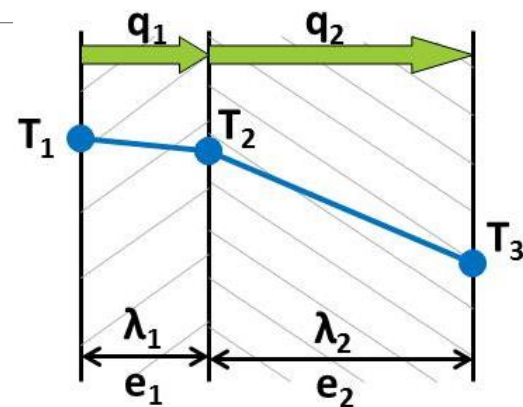
$$T_2 = 611^\circ\text{C}$$

Számítási feladatok – hővezetés1

b) Kemence belső hőmérséklete:

$$\frac{q_1}{A} = q' = \frac{\lambda_1}{e_1} (T_1 - T_2)$$

$$T_1 = \frac{q' \cdot e_1}{\lambda_1} + T_2 = \frac{1395 \cdot 0,1}{1,44} + 611$$



$$T_1 = 708^\circ\text{C}$$

c) Használható-e a termoelem?

$$\frac{708}{715} = 0,99021 = 99,021 \%$$

$$\text{hiba : } 100 - 99,021 = 0,979 \%$$

Válasz: Igen, mert a hiba < 2 %

Számítási feladatok – hővezetés2

Egy szigetelőcső (polyuretán) belső átmérője 600 mm, külső átmérője 720 mm, a belső felület hőmérséklete 150 °C, a külső felületé 25 °C. A cső anyagának hővezetési tényezője 0,04 W/(mK). Számítsuk ki a 100 m hosszú csővezetéken egy nap alatt vezetéssel leadott hőmennyiséget!

Adatok:

$$d_b = 600 \text{ mm}$$

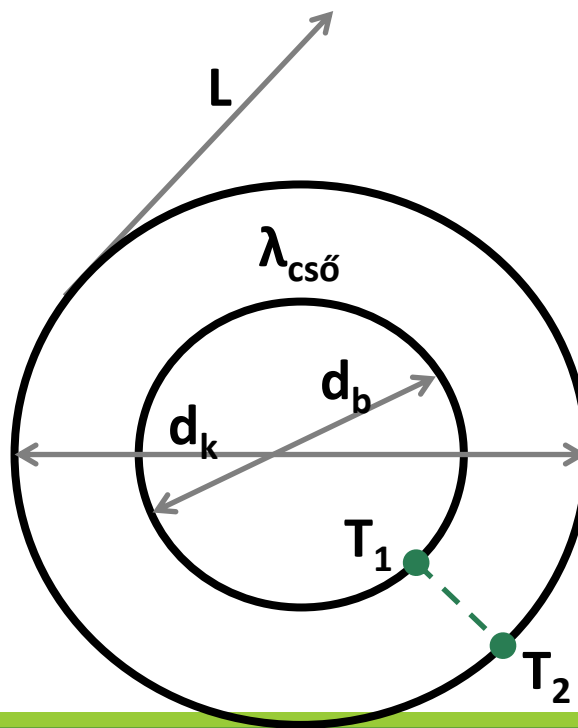
$$d_k = 720 \text{ mm}$$

$$T_1 = 150 \text{ °C}$$

$$T_2 = 25 \text{ °C}$$

$$\lambda_{\text{cső}} = 0,04 \text{ W/(mK)}$$

$$L = 100 \text{ m}$$



Számítási feladatok – hővezetés2

Egyrétegű hengeres fal hővezetése esetén a hőáram számítása:

$$q = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda_{cső}}{\ln \frac{d_k}{d_b}} \cdot (T_1 - T_2) = \frac{2 \cdot \pi \cdot 100 \cdot 0,04}{\ln \frac{0,72}{0,6}} \cdot (150 - 25)$$

$$q = 17231 \text{ W} = 17,23 \text{ kW}$$

Hőmennyiség:

$$Q = q \cdot t = 17231 \cdot 86400 = 1,488 \cdot 10^9 \text{ J}$$

$$Q = 1488 \text{ MJ}$$

Számítási feladatok – hővezetés3

Egy hűtőgép acélból készült ammónia vezetéket 40 mm vastag üveggyapotot szigeteléssel látták el, melynek hővezetési tényezője $0,037 \text{ W/(mK)}$. Az acélcső külső átmérője 30 mm, belső átmérője 20 mm, hővezetési tényezője $45,4 \text{ W/(mK)}$. Az acélcső belső felületének hőfoka -10°C , a szigetelés külső felületéé $+20^\circ\text{C}$. Számítsuk ki a hőáramot a cső 5 m-es szakaszán, valamint az acélcső falán a hőfokesést!

Adatok:

$$e_{sz} = 40 \text{ mm}$$

$$\lambda_{sz} = 0,037 \text{ W/(mK)}$$

$$d_k = 30 \text{ mm}$$

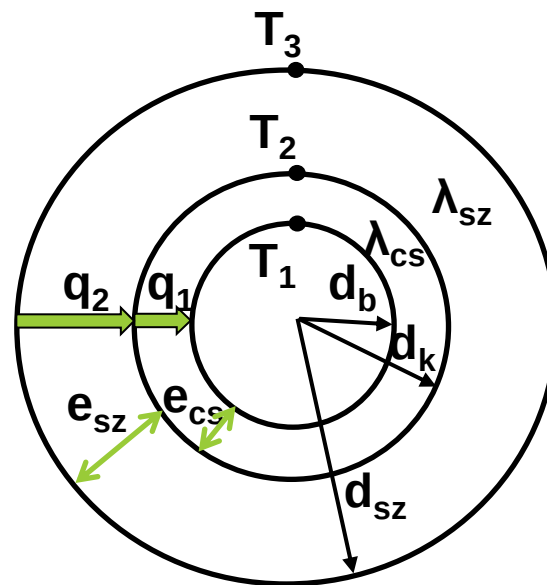
$$d_b = 20 \text{ mm}$$

$$\lambda_{cs} = 45,4 \text{ W/(mK)}$$

$$T_1 = -10^\circ\text{C}$$

$$T_3 = 20^\circ\text{C}$$

$$L = 5 \text{ m}$$



Számítási feladatok – hővezetés3

- Szigetelés átmérőjének kiszámítása:

$$d_{sz} = d_k + 2 \cdot e_{sz} = 30 + 2 \cdot 40 = 110 \text{ mm} = 0,11 \text{ m}$$

- Többrétegű hengeres falon vezetéssel átment hőáram:

$$q = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot (T_3 - T_1)}{\frac{1}{\lambda_{cs}} \cdot \ln \frac{d_k}{d_b} + \frac{1}{\lambda_{sz}} \cdot \ln \frac{d_{sz}}{d_k}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot (20 - (-10))}{\frac{1}{45,4} \cdot \ln \frac{0,03}{0,02} + \frac{1}{0,037} \cdot \ln \frac{0,11}{0,03}}$$

$$q = 26,83 \text{ W}$$

- Hőmérsékletesés a csőfalban:

$$q = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda_{cs}}{\ln \frac{d_k}{d_b}} \cdot (T_2 - T_1)$$

$$T_2 - T_1 = q \cdot \frac{\ln \frac{d_k}{d_b}}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda_{cs}} = 26,83 \cdot \frac{\ln \frac{0,03}{0,02}}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 45,4} = 0,00763 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_2 - T_1 = 7,63 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}$$

KONVEKTÍV HŐÁTADÁS

Konvektív hőátadás – konvekció

- A konvektív hőátadás elmélete valamilyen sík vagy görbült fal mentén áramló közeg hőátadását vizsgálja. Hőtranszport: faltól fluidumig vagy fluidumtól falig.
- Konvekció **csak fluidumokban** (folyadék, gáz, gőz) mehet végbe. A fluidum részecskéinek elmozdulása bekövetkezhet:
 - szivattyúzás, keverés stb. következtében. Ezt nevezzük **kényszerkonvekciónak**,
 - vagy a fluidumban keletkezett *sűrűségkülönbség* miatt. Ez a **természetes konvekció**.
- Konvektív hőátadás $\neq$ konvekció!!!
- A gyakorlatban tiszta konvekció nincs, a hőszállítás mellett mindig van hővezetés (kondukció) is. Ezt az együttes folyamatot konvektív **hőátadásnak** nevezzük.

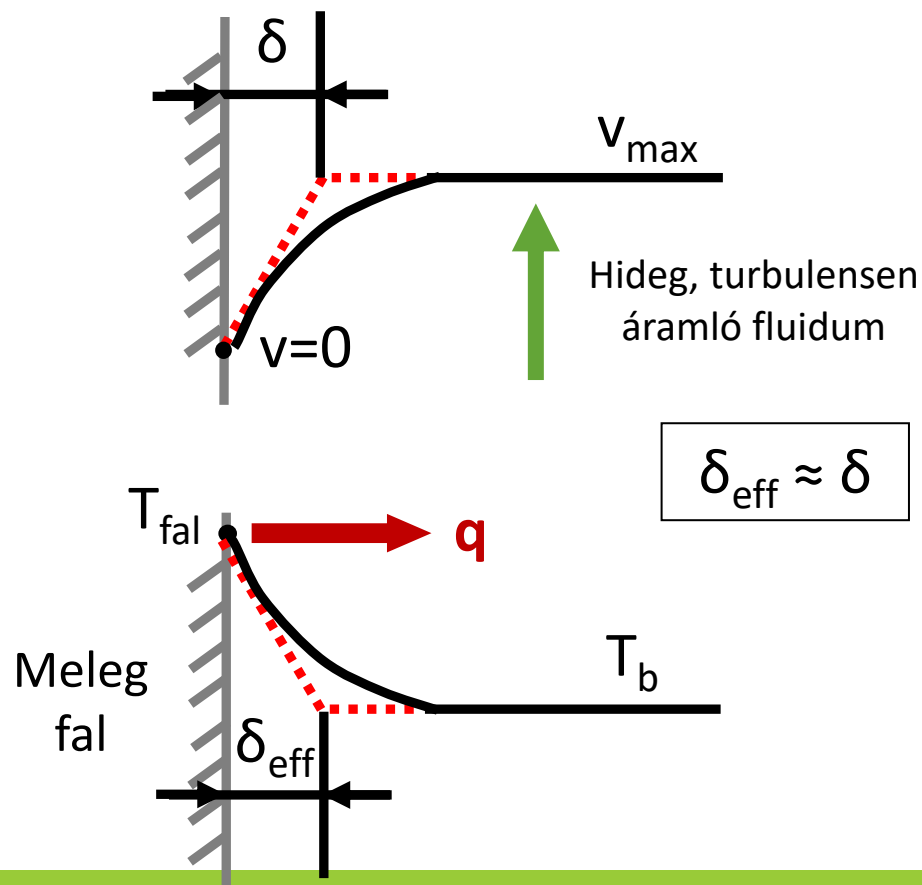
Kényszerkonvekció

Kényszerkonvekció

- A mérnök számára a jól tervezhető, kézben tartható folyamatok a fontosak, ezért a kényszerkonvekció jelentősége lényegesen nagyobb, mint a természetes konvekcióé.
- Vegyünk egy függőleges sík falat, amely mellett fluidum áramlik felfelé, a fal meleg. A következő vázlat a fluidum sebességprofilját és hőmérsékletprofilját ábrázolja állandósult állapotban:

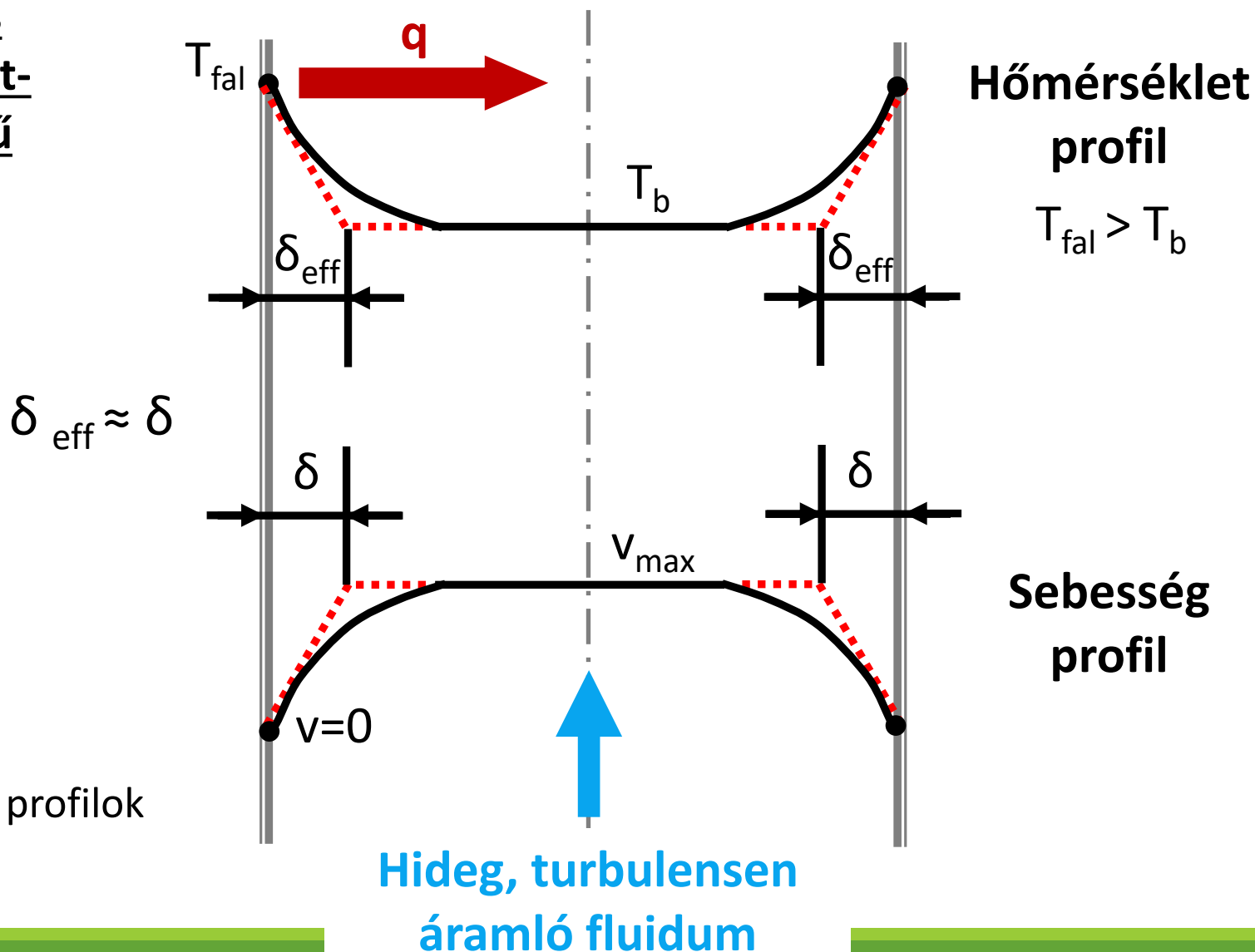
Áramlás síklap mellett

δ	Áramlástan lamináris határréteg
δ_{eff}	Hőtani effektív határréteg
T_{fal}	Falhőmérséklet
T_b	A fluidum főtémegeének hőmérséklete
v	A fluidum áramlási sebessége



Kényszerkonvekció

Áramlás
kör kereszt-
metszetű
csőben



Kényszerkonvekció

Newton-féle empirikus hűlési törvény:

$$q = \alpha \cdot A \cdot (T_b - T_{fal}) \quad \text{ha } T_b > T_{fal}$$

α - hőátadási tényező [W/(m²K)]

Az α hőátadási tényező W/(m²K) dimenziójú, azaz azt a hőmennyiséget jelenti, amelyet egységnyi felületen, egységnyi hőmérsékletkülönbség hatására egységnyi idő alatt a fluidum felvész (vagy lead). Függ:

- fluidum fizikai tulajdonságaitól
- áramlási viszonyoktól
- készülék geometriájától

A főtömeg hőmérséklete (T_b) turbulens áramlás, vagyis jó keveredés esetén közel van a maximum (minimum) hőmérséklethez, a fal mellett viszont meredeken, lineárisan nő. Ez a lineáris hőmérsékletváltozás a hővezetésre jellemző.

Kényszerkonvekció

A falnál kialakuló vékony hidrodinamikai **határréteg a teljes hőellenállást magában foglalja.**

Stacioner állapotban a hőáram kétféleképpen is felírható: hőátadással és hővezetéssel ha $T_{\text{fal}} > T_{\text{b}}$:

$$\alpha \cdot A \cdot (T_{\text{fal}} - T_{\text{b}}) = \frac{\lambda}{\delta_{\text{eff}}} \cdot A \cdot (T_{\text{fal}} - T_{\text{b}})$$

Az α hőátadási tényező egyenesen arányos a fluidum λ hővezetési tényezőjével, és fordítottan arányos a $\delta_{\text{eff}} \approx \delta$ hőtani (áramlástani) határréteggel:

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta_{\text{eff}}}$$

Ha növeljük a folyadék sebességét a csőben, a lamináris határréteg vastagsága (δ_{eff}) csökken és a hőátadási tényező (α) nő.

Hőátadási tényező meghatározása

1. Kísérleti úton

- Egy A keresztmetszetű csatornában elhelyezett D külső átmérőjű, L hosszúságú, T_{fal} =áll. falhőmérsékletű csövet, keresztáramban áramoltatott levegővel hűtünk.
- A mérések feldolgozása nem szolgáltat eléggé áttekinthető és egyértelmű eredményt. Kezelhetetlen a kapott diagram.

2. Dimenzionál analízissel

Matematikailag kimutatható, hogy bármely fizikai összefüggés felírható a benne szereplő független változók hatványkifejezéseinek szorzatával.

$$\alpha = f(D, v, \eta, \lambda, \rho, c_p)$$

$$Nu = C \cdot Re^e \cdot Pr^f$$

Hőátadási tényező meghatározása

$$Nu = C \cdot Re^e \cdot Pr^f$$

A dimenziómentes jellemzők:

Nusselt szám: $Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda} = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}$

Reynolds szám: $Re = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\eta}$

Prandtl szám: $Pr = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda}$

Peclet szám: $Pe = Re \cdot Pr$

A dimenziómentes számokban az anyagi jellemzők függnek a hőmérséklettől. Vagy a T_b (bulk, főtömeg) vagy a T_f (film) hőmérsékleten kell behelyettesíteni, ahol $T_f = (T_{fal} + T_b)/2$.

Az egyes geometriai elrendezésekre a $Nu \sim Re$ egyenlet állandóit és kitevőit (C , e , f) **kísérletileg** határozzák meg.

Kritériális egyenletek

1. Csőben áramló fluidum, lamináris áramlás

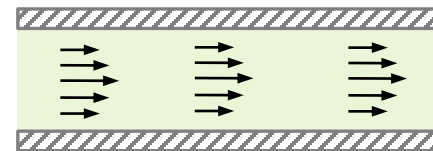
$$Nu_b = C \cdot Pe_b^{0,23} \cdot \left(\frac{D}{L}\right)^{0,5}$$

$$C = 15 \quad \text{melegedésnél}$$

$$C = 11,5 \quad \text{hűlésnél}$$

$$Pe_b = Re_b \cdot Pr_b = \frac{D \cdot v \cdot \rho_b \cdot c_{p_b}}{\lambda_b}$$

$$\left. \begin{array}{l} C = 15 \\ C = 11,5 \end{array} \right\} \text{ ha } \begin{array}{l} 5000 < Pe < 40000 \\ 100 < L/D < 400 \end{array}$$



Kraussold képlete

Nagy viszkozitású folyadéokra:
$$Nu_b = 1,86 \cdot \left(Pe_b \cdot \frac{d_b}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\eta_b}{\eta_f} \right)^{0,14}$$

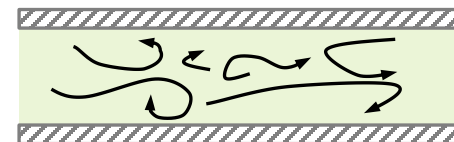
Sieder és Tate képlete

2. Csőben áramló fluidum, turbulens áramlás

$$Nu_b = 0,023 \cdot Re_b^{0,8} \cdot Pr_b^{0,4}$$

$$Nu_f = 0,023 \cdot Re_f^{0,8} \cdot Pr_f^{0,33}$$

D = a cső belső átmérője



Nagy viszkozitású folyadékra:
$$Nu_b = 0,027 \cdot Re_b^{0,8} \cdot Pr_b^{0,33} \cdot \left(\frac{\eta_b}{\eta_f} \right)^{0,14}$$

Kritériális egyenletek

3. Csőben áramló fluidum, átmeneti áramlás

$$Nu_b = 0,116 \cdot \left(Re_b^{\frac{2}{3}} - 125 \right) \cdot Pr_b^{\frac{1}{3}} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_b}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \cdot \left(\frac{\eta_b}{\eta_f} \right)^{0,14}$$

Érvényességi tartomány:

$$2300 < Re < 150\,000$$

$$0,6 < Pr < 500$$

$$1 < L/D < \infty$$

Kritériális egyenletek

4. Hőátadás csőköteges hőcserélő köpenyterében

$$Nu_b = C \cdot Re_{a,b}^{0,6} \cdot Pr_b^{0,33} \cdot \left(\frac{\eta_b}{\eta_{fal}} \right)^n$$

$$Re_{a,b} = \frac{d_a \cdot v \cdot \rho_b}{\eta_b}$$

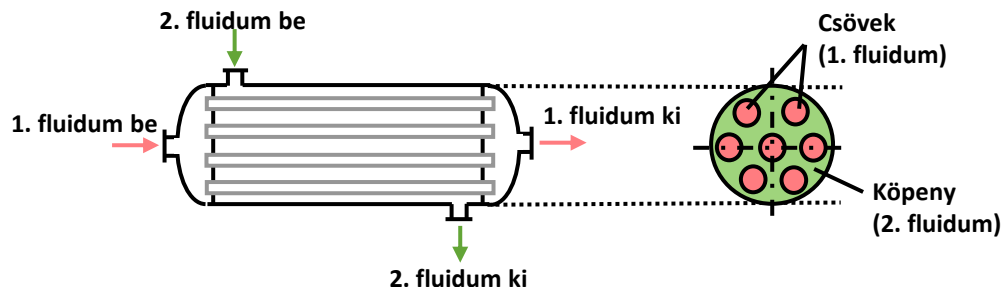
$$Nu_b = \frac{\alpha \cdot d_a}{\lambda}$$

$$C = 1,15 \cdot D_e^{0,6}$$

d_a – a kis csövek külső átmérője

D_e – a köpenytér egyenértékű átmérője

Ha a hőcserélő terelőlemez nélküli 'n' értéke 0.



5. Csőre merőleges áramlás a csövön kívül

Gázra: $Nu_f = B \cdot Re_f^m$

Folyadékra: $Nu_f = 1,12 \cdot B \cdot Re_f^m \cdot Pr_f^{\frac{1}{3}}$

D = a cső külső átmérője

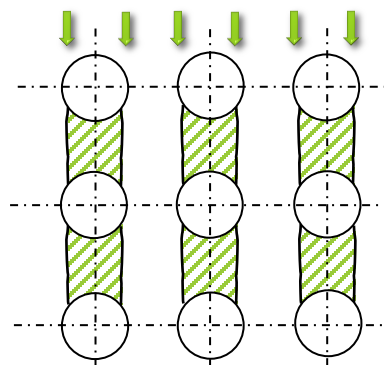
Re	B	m
1.....4	0,891	0,330
4.....40	0,821	0,385
40.....4000	0,615	0,466
4000.....40000	0,174	0,618
40000.....250000	0,0239	0,805

Kritériális egyenletek

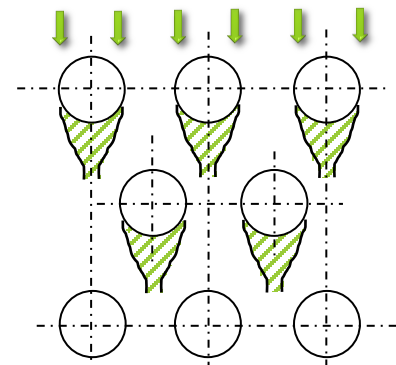
6. Csőkötegre merőleges áramlás

$$Nu_b = C \cdot Re_b^m \cdot Pr_b^n \cdot \left(\frac{Pr_b}{Pr_{fal}} \right)^{0,25}$$

Re_b	C	m	n
5.....1000	0,5	0,5	0,38
$10^3 \dots 2 \cdot 10^5$	0,25	0,6	0,38
$> 2 \cdot 10^5$	0,023	0,8	0,37



Soros csőelrendezés



Eltolt csőelrendezés

7. Kanyarcsőben (csőspirál)

α értéke függ a csősor számától is, az első csősor α -ja a maximálisnak 60-70 %-a. Kb. a negyedik-ötödik csősornál éri el a maximális értéket. Korrekciós tényezők diagramban találhatóak.

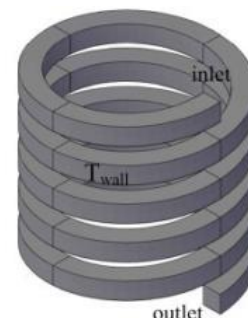
Az egyenes csőre számított α -ból:

$$\alpha_{spirál} = \alpha_{egyenes} \cdot \left(1 + 1,77 \cdot \frac{D}{R} \right)$$

ahol

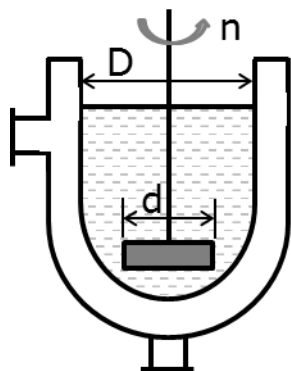
D – a cső belső átmérője

R – a kanyar (ív) sugara



Kritériális egyenletek

8. Hőátadás keverős készülékben a folyadékoldalon



$$Nu_b = C \cdot Re_b^{\frac{2}{3}} \cdot Pr_b^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\eta_b}{\eta_{fal}} \right)^{0,14}$$

$$Re_b = \frac{d^2 \cdot n \cdot \rho_b}{\mu_b}$$

$$Nu_b = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda_b}$$

$C = 0,36 - 0,76$ keverőtől függően
 d – keverőlapát átmérője

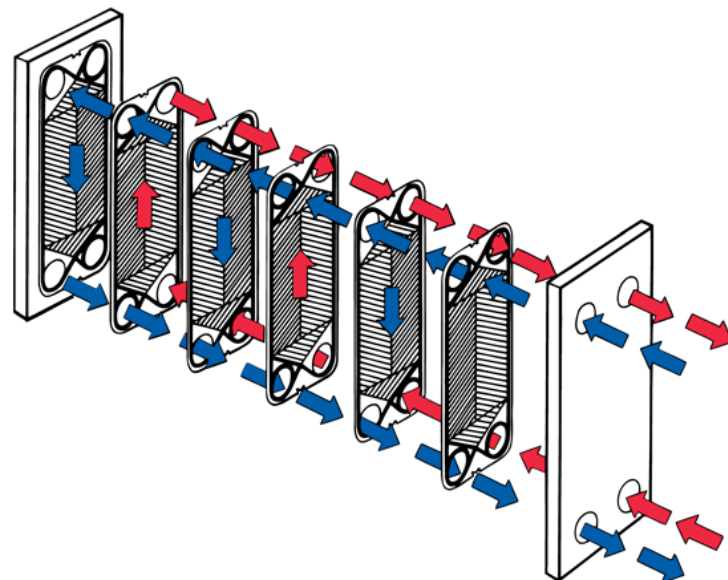
9. Hőcsere lemezes hőcserélőben

$$Nu_b = 0,273 \cdot Re_b^{0,65} \cdot Pr_b^m \cdot \left(\frac{s}{l} \right)^{0,35}$$

$$m = 0,3 - 0,5$$

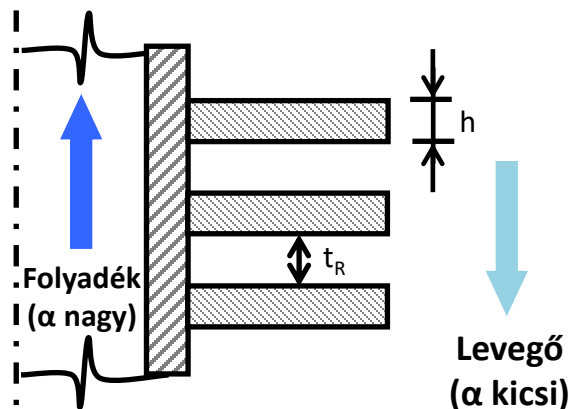
$$s = 1,6 - 6 \text{ mm}$$

s, l : a lemezek kialakításának
geometria paraméterei



Kritériális egyenletek

10. Bordáscsőves hőcserélő hőcseréje



A bordák 10-20-szorosára növelik a felületet.

Meg kell határozni a külső borda nélküli felület (sima csőre) α_0 értékét és azt korrigálni:

$$\alpha_{\text{bordás}} = \alpha_0 \cdot \xi \cdot \left(\frac{b_b \cdot A_R}{A} + \frac{A - A_R}{A} \right)$$

ahol

A – teljes bordázott csőfelület

A_R – bordák felülete

ξ – borda geometriájából adódó konstans

b_b – bordahatásfok diagramból

h – borda vastagsága

t_R – bordák közti távolság

$$\xi = 1 - 0,18 \cdot \left(\frac{h}{t_R} \right)^{0,63}$$

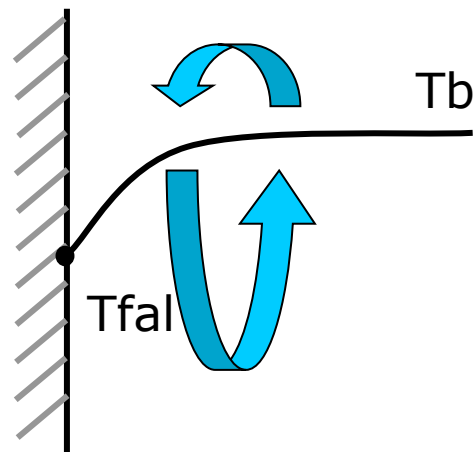
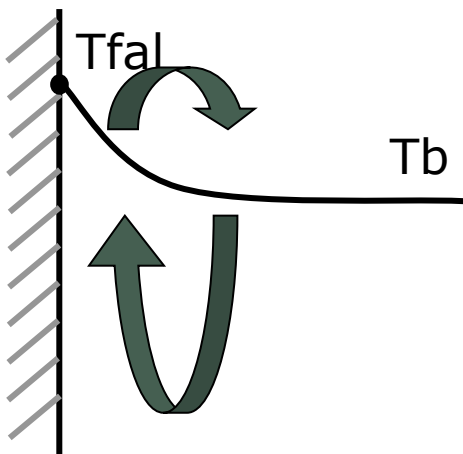
Hőátadási tényező tájékoztató értékei

Anyag	α [W/(m ² ·K)]	Nagyságrend
Gáz	1-60	~10
Túlhevített gőz	30-120	~10-100
Folyadék		
1. természetes konvekció	60-180	~100
2. kényszerkonvekció		
- lamináris áramlás	120-350	~100
- turbulens áramlás	350-2500	~1000
Forrás	1700-7000 (50000)	~10000
Kondenzáció (vízgőz)		
- film	6000-20000	~10000
- csepp	30000-40000	~10000

Természetes konvekció

Természetes konvekció

- Fűtött falak mentén a fluidum felmelegszik és a környezet felhajtó ereje a meleg réteget felfelé hajtja. Hűtött falak mentén lefelé irányuló áramlás indul meg.
- Az áramlást a fluidumban keletkező sűrűségkülönbség indítja el.



Természetes konvekció

- Kritériális egyenlet:

- Nu: Nusselt szám
- Gr: Grasshoff szám
- Pr: Prandtl szám
- Ra: Rayleigh szám

$$\text{Nu} = C \cdot \left(\underbrace{\text{Gr} \cdot \text{Pr}}_{\text{Ra}} \right)^m$$

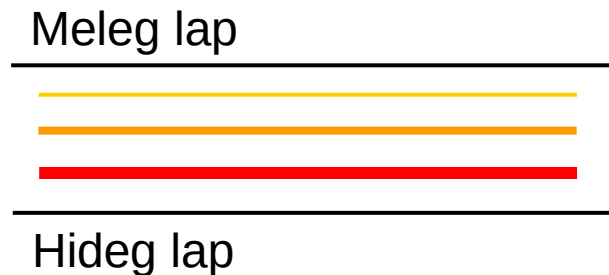
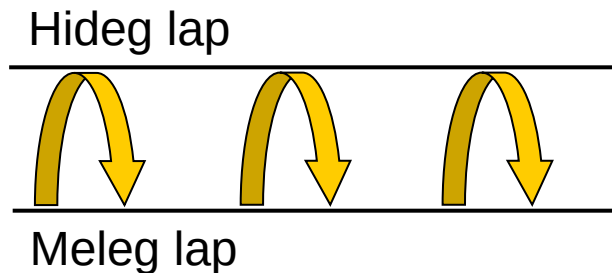
- Grasshoff szám:

- L: fal hossza
- g: nehézségi gyorsulás
- $(\beta \cdot \Delta T)$: köbös hőtágulási együttható a háborítatlan közeg hőmérsékletén

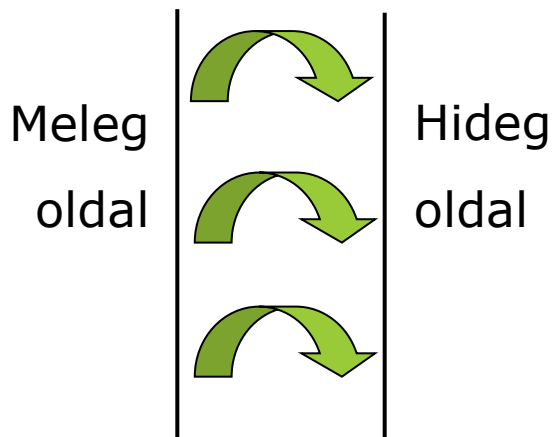
$$\text{Gr} = \frac{L^3 \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot \rho^2}{\eta^2}$$

Természetes konvekció

- Természetes konvekció vízszintes lapok között:



- Természetes konvekció függőleges lapok között:



Halmazállapot-változással járó hőtranszport

KONDENZÁCIÓ

Kondenzáció

- **Definíció:** telített gőzből hőelvonás hatására telített (forrásponti hőmérsékletű) folyadék lesz,
- izoterm folyamat,
- kondenzáció során felszabaduló hő: kondenzációs hő (=párolgáshő)
- ez a jelenség figyelhető meg pl.
 - amikor hideg téli időben a leheletben lévő vízgőz kicsapódik,
 - amikor a hideg utcáról meleg helyiségbe lépve bepárá sodik a szemüveg,
 - amikor a gépkocsi hideg ablaka a benn ülők lehelete miatt bepárá sodik, stb.



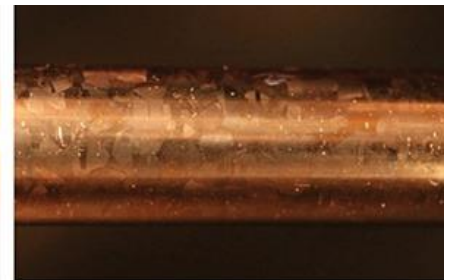
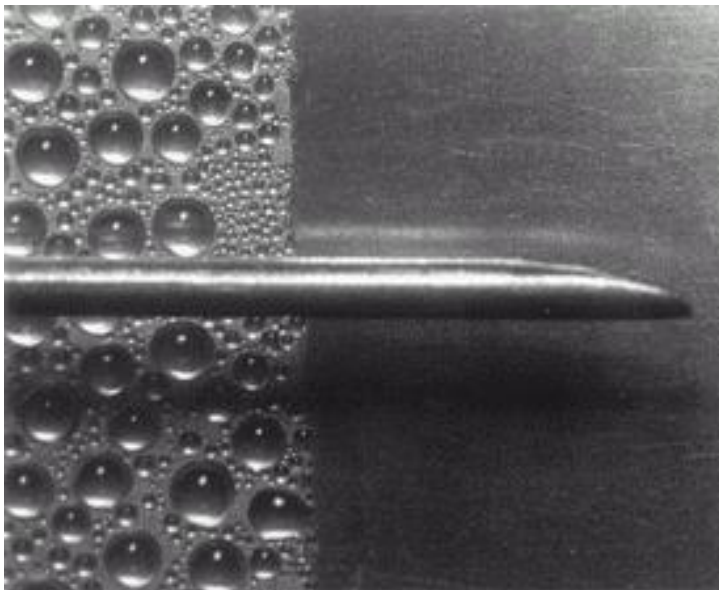
Kondenzáció fajtái

- **cseppkondenzáció:** a kondenzátum *nem nedvesíti a felületet*, cseppek alakulnak ki, növekednek, leszakadnak, legördülnek a felületről magukkal ragadva az útjukba kerülő cseppeket. A gőz és a hűtött felület között jó az érintkezés → nagy mértékű hőtranszport valósul meg ($8 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2$).



Kondenzáció fajtái

- **filmkondenzáció:** a kondenzátum *nedvesíti a felületet*, szétfolyik rajta, vékony folyadékfilm (hártya) alakul ki a felületen. Film jelentős hőellenállást jelent. Lényegesen kisebb a hőtranszport. Hőátvitel részfolyamatai: film belsejében hővezetés, gőz–folyadék között konvekció. Film vastagsága határozza meg α értékét.



Kondenzációs hőátadás

- A hőátadási együttható Nusselt-féle képlete filmkondenzáció esetén:

$$\alpha_{\text{függ. cső}} = 0,943 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda_f^3 \cdot \rho_f^2 \cdot r_g \cdot g}{\eta_f \cdot H \cdot (T_{\text{göz}} - T_{\text{fal}})}} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$$

$$\alpha_{\text{vízsz. cső}} = 0,725 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda_f^3 \cdot \rho_f^2 \cdot r_g \cdot g}{\eta_f \cdot n \cdot d \cdot (T_{\text{göz}} - T_{\text{fal}})}} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$$

$$\alpha \sim \lambda_f, \rho_f, r_g, \frac{1}{\eta_f}, \frac{1}{H}, \frac{1}{\Delta T}$$

- λ_f , ρ_f és η_f : a kondenzátum (folyadék) tulajdonsága a filmhőmérsékleten (T_f)
- H: függőleges cső hossza, [m]
- d: vízszintes cső külső átmérője, [m]
- r_g : gőz kondenzációs hője, [J/kg]
- g: nehézségi gyorsulás, [m/s²]
- $\Delta T = (T_{\text{göz}} - T_{\text{fal}})$: hőmérsékletkülönbség, [K]
- n: csövek darabszáma

$$T_f = \frac{(T_{\text{göz}} + T_{\text{fal}})}{2}$$

Kondenzációs hőátadást befolyásoló tényezők

- Gőz áramlási iránya:

- Gőz lefelé áramlik → vékonyítja a filmet → javul a hőátadás
- Gőz felfelé áramlik → torlasztja a filmréteget → romlik a hőátadás

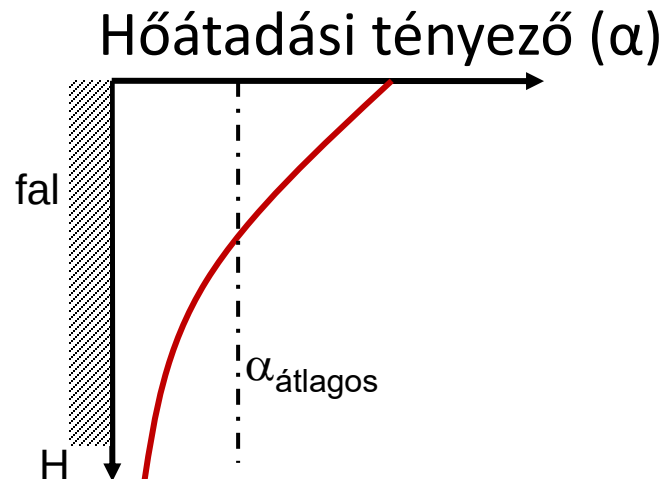
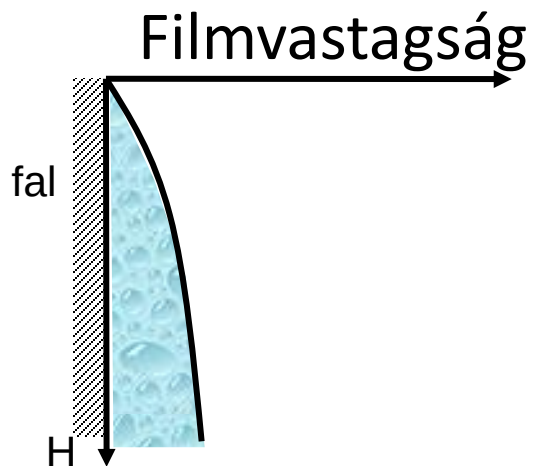
- Gőz sebességének hatása:

- Sebesség növelése → leszaggatja a filmet → javul a hőátadás
- $v_{\text{gőz}} \geq 10 \text{ m/s}$ → gőz és folyadék közötti súrlódás elhanyagolható

- Inert gáz jelenléte:

- Ha levegő van a gőzben, a kondenzáció leromlik, mert az inert gáz nem kondenzál, hanem diffúziós réteget képez a film mellett. A gőznek ezen a rétegen is át kell jutnia diffúzióval.

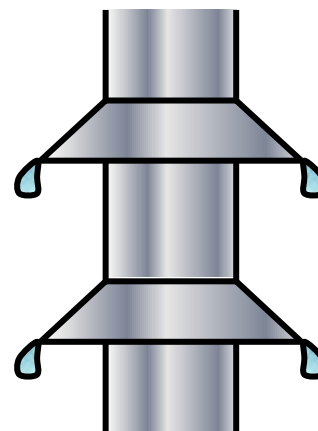
Kondenzáció



A filmréteg vastagszik és rontja a hőátadást:

$$\alpha \sim \sqrt{\frac{1}{H}}$$

A filmréteg rövidítését kondenz-elvezető gyűrűkkel szokták megoldani:

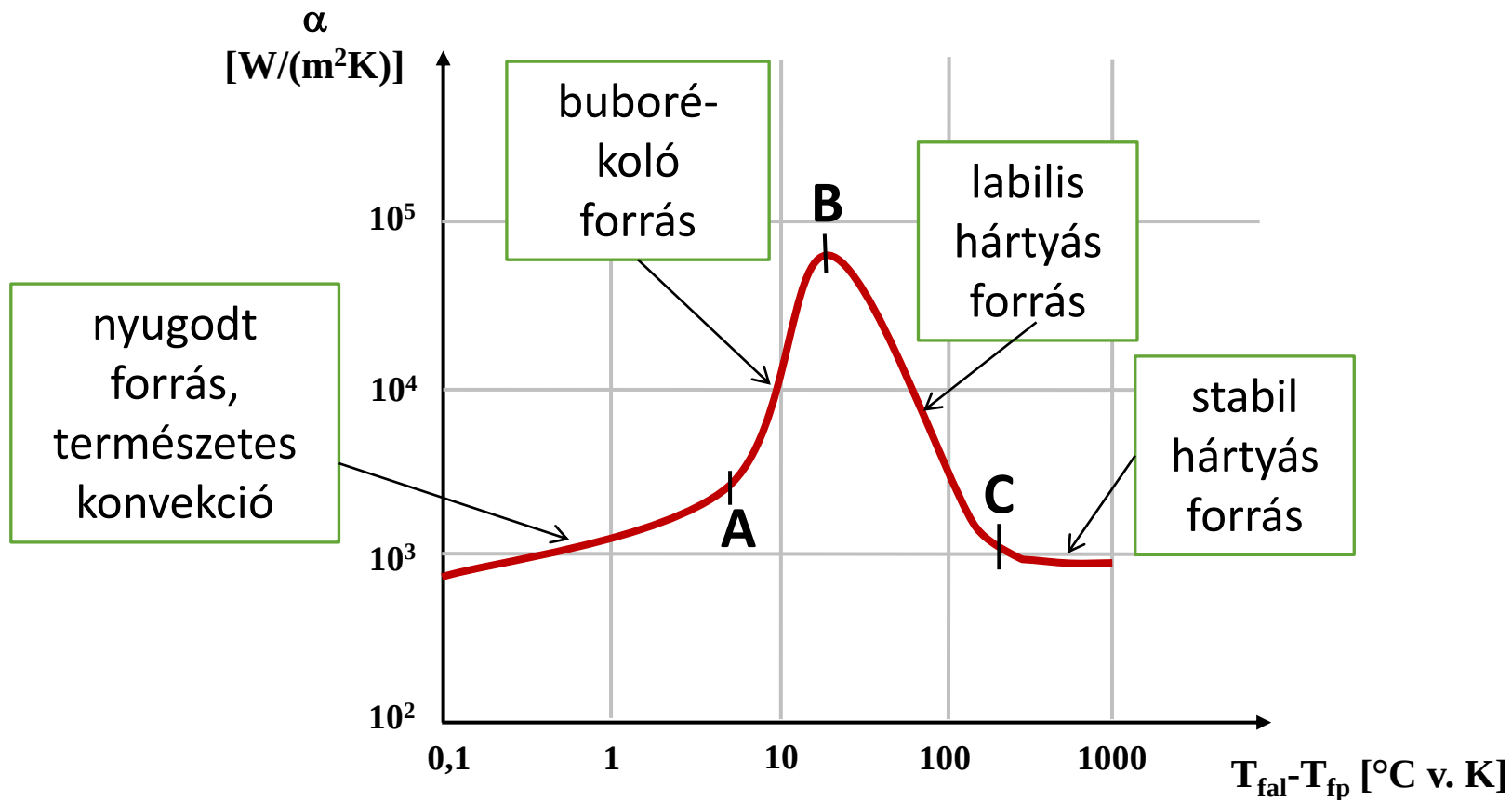


Halmazállapot-változással járó hőtranszport

FORRALÁSOS HŐÁTADÁS

Forralásos hőátadás

A folyadék forrása a T_{fp} forráspontnál magasabb hőmérsékletű T_{fal} falhőmérséklettel tartható fenn ($T_{fal} > T_{fp}$). Az α hőátadási tényező a $T_{fal} - T_{fp}$ különbségének függvénye:



Forralásos hőátadás

- A pontig: a fallal érintkező folyadék felmelegszik → sűrűségkülönbség alakul ki → fal mellett felfelé áramlás indul meg → cirkuláció alakul ki → folyadék átlaghőmérséklete nő. $T_{\text{fal}} - T_{\text{fp}}$ kicsi, nyugodt forrás (nincs buborék képződés), a hőkiegyenlítődéskés természetes konvekcióval történik
- A – B pont között: buborékoló forrás. Buborékok a fal mellett keletkeznek a megfelelő aktív helyeken (kiálló, érdes hely). A buborékoknak nagy a keverő hatása, nem kell mechanikus keverés. A hőátadási tényező nagyon jó (itt éri el a maximumot), függ a nyomástól
- B – C pont között: labilis hártvás forrás. Sok buborék van, amik összefolynak, felületen gőzhártva keletkezik, mely felszakadozik. A gőzhártva hőellenállása nagyobb, mint a folyadéké → hőátadási tényező nagyon lecsökken.
- C pont után: stabil hártvás forrás. Összefüggő gőzhártva stabilizálódik, hőátadás csak hővezetéssel tud megvalósulni. Hőszugárzás erőteljesebbé válik. A hőátadási tényező romlása megáll.
- Buborékoló forrás hőátadási tényezője:

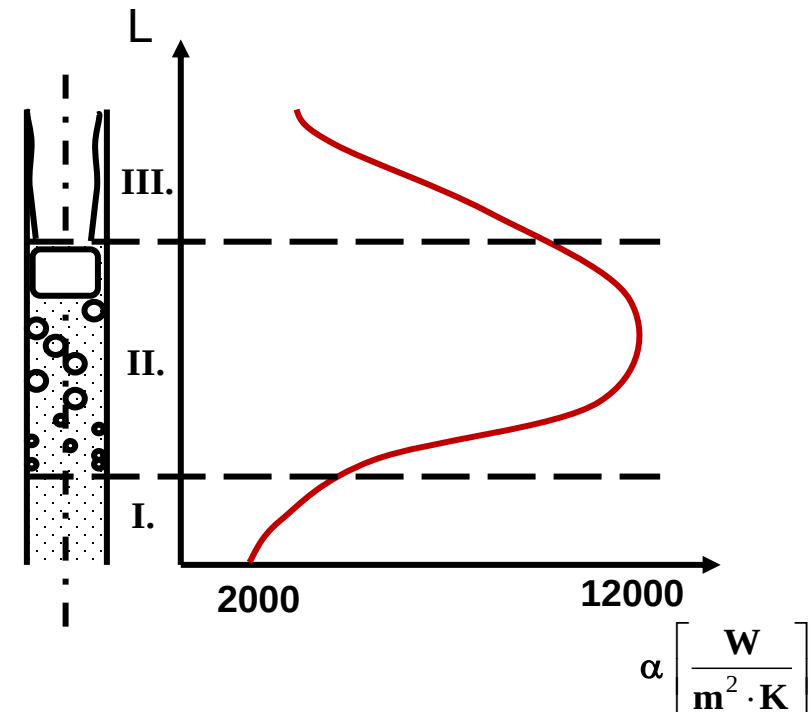
$$\alpha = C \cdot 80 \cdot (T_{\text{fal}} - T_{\text{fp}})^2 \cdot p^{0,6}$$

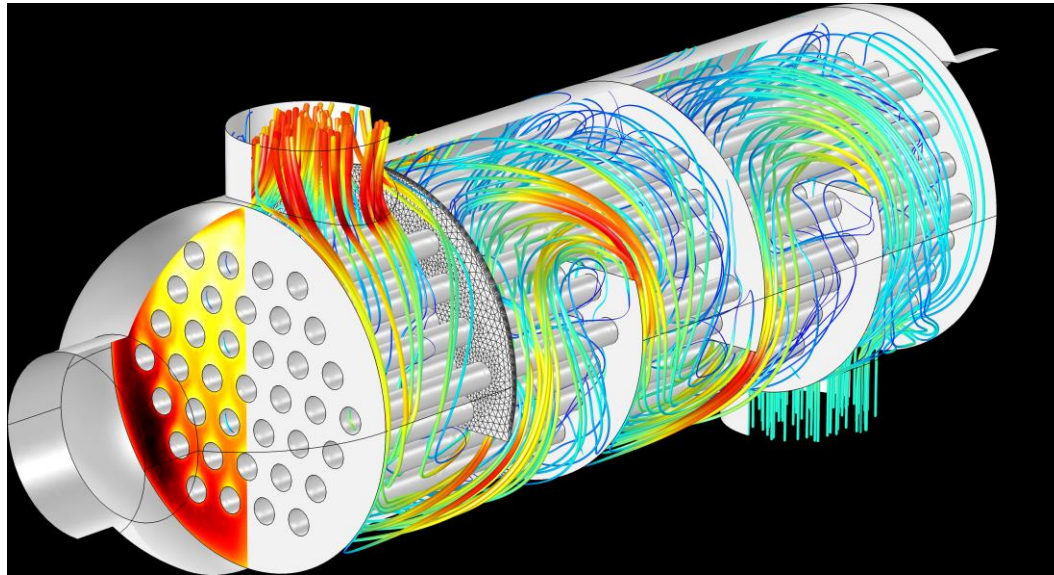
Forralásos hőátadás

Forralás függőleges forralócsőben:

A folyadékot több zónára oszthatjuk a forrás minősége szerint. Alulról felfelé haladva 3 zónát különböztetünk meg:

- Hártyás forrási zóna (III.)
- Buborékos forrási zóna (II.)
- Melegedési zóna (I.)

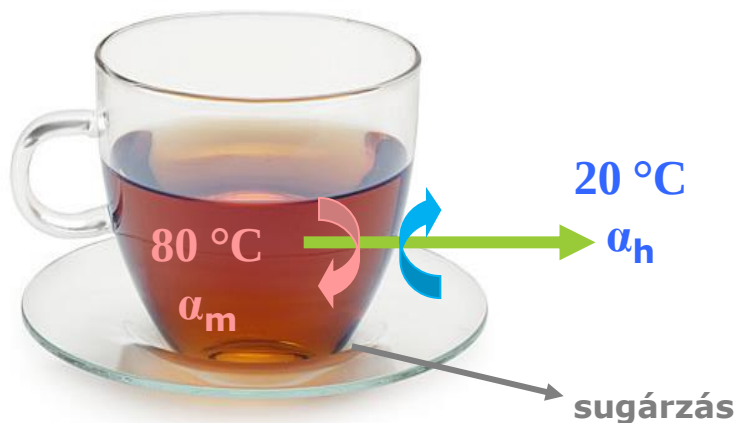




HŐÁTBOCSÁTÁS

Hőátbocsátás

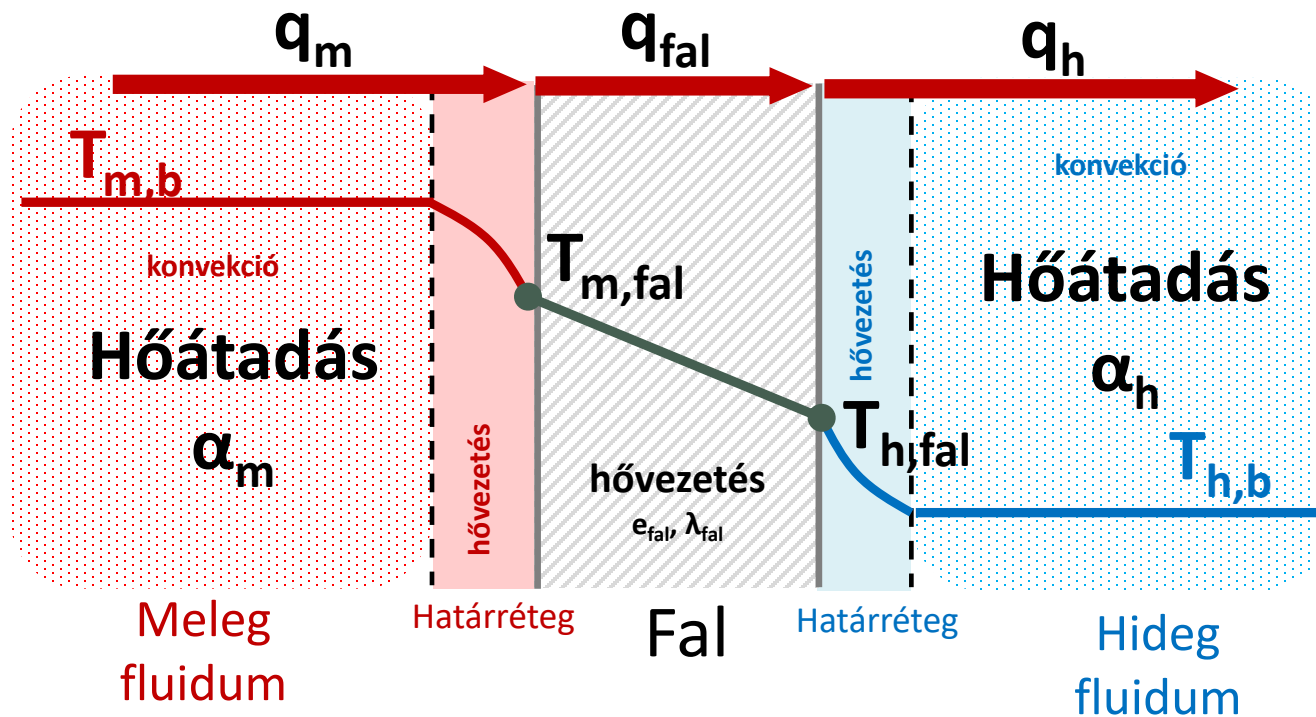
- Definíció: Két, egymástól fallal elválasztott fluidum közötti hőcserét hőátbocsátásnak nevezzük.
- Természetes konvekció esetére egy pohár meleg tea hűtése a levegőn jól szemlélteti a folyamat összetettségét:



1. A fluidum átadja a hőt a falnak. A fluidumon belül együttesen végbemenő szállítást és vezetést az α_m hőátadási tényező fejezi ki.
 2. A szilárd fal átvezeti a hőt. Ezt a hőterjedési formát a λ/e tényező határozza meg.
 3. A hidegebb fluidum felveszi a hőt. A hőterjedésnek ezt a formáját a hideg fluidumban párhuzamosan végbemenő vezetés+szállítás+sugárzás együttesen jelenti: $\alpha_h + \alpha_{sug}$
- A sugárzás csak gázok felé jelentős, folyadékok felé elhanyagolható.

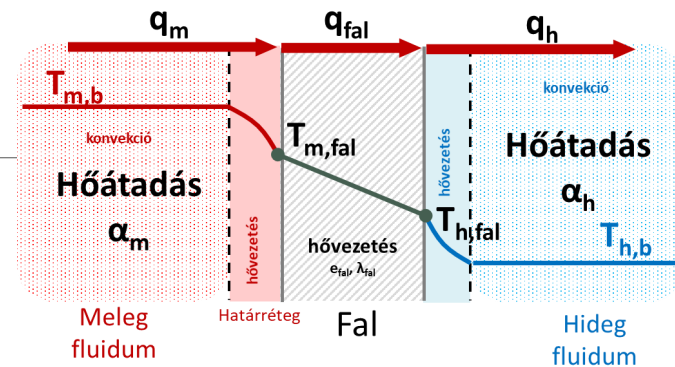
Hőátbocsátás

- Egyszerűsítsük le a vizsgálatot sík falra és a fal mindkét oldalán jól kevert (keveredő) fluidumokra:



Hőátbocsátás

- Stacionárius állapotban a meleg oldalon a főtömegből a falig átadott hőáram:



$$q_m = \alpha_m \cdot A \cdot (T_{m,b} - T_{m,fal}) \longrightarrow q \cdot \frac{1}{\alpha_m \cdot A} = T_{m,b} - T_{m,fal}$$

- A falon átvezetett hőáram:

$$q_{fal} = \frac{\lambda}{e} \cdot A \cdot (T_{m,fal} - T_{h,fal}) \longrightarrow q \cdot \frac{e}{\lambda \cdot A} = T_{m,fal} - T_{h,fal}$$

- A hideg oldal által felvett hő:

$$q_h = \alpha_h \cdot A \cdot (T_{h,fal} - T_{h,b}) \longrightarrow q \cdot \frac{1}{\alpha_h \cdot A} = T_{h,fal} - T_{h,b}$$

- Az egyes hőáramoknak meg kell egyezniük: $q_m = q_{fal} = q_h = q$

Hőátbocsátás

- Az egyenletek átrendezése és összeadása után:

$$\begin{aligned} q \cdot \frac{1}{\alpha_m \cdot A} &= T_{m,b} - \cancel{T_{m,fal}} \\ q \cdot \frac{e}{\lambda \cdot A} &= \cancel{T_{m,fal}} - \cancel{T_{h,fal}} \\ + \quad q \cdot \frac{1}{\alpha_h \cdot A} &= \cancel{T_{h,fal}} - T_{h,b} \end{aligned}$$

$$\frac{q}{A} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_m} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_h} \right) = T_{m,b} - T_{h,b}$$

Hőátbocsátási tényező

Innen a hőáram:

$$q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_m} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_h}} \cdot A \cdot (T_{m,b} - T_{h,b})$$

Hőátbocsátási tényező Jele: **k**
[W/(m²K)]

Hőellenállás jellegű össze-függés:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_m} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_h}$$

Ez azt fejezi ki, hogy a hőátbocsátásra jellemző $1/k$ hőellenállás az egyes hőellenállások összege.

Az „A” nagyságú felületen átbocsátott hőáram:

$$q = k \cdot A \cdot (T_{m,b} - T_{h,b}) \text{ [W]}$$

A „t” időtartam alatt átment hőmennyiség:

$$Q = k \cdot A \cdot (T_{m,b} - T_{h,b}) \cdot t \text{ [J]}$$

Hőátbocsátási tényező tájékoztató értékei

Kényszeráramlás

Meleg fluidum	Hideg fluidum				
	Folyadék		Forrásban levő folyadék		Gáz (levegő v. túlhev. gőz)
	Víz	Olaj	Víz	Olaj	
1. Víz	900 – 1800	120 – 300	300 – 900	150 – 350	10 – 60
2. Kondenzálódó vízgőz	900 – 5000	120 – 300	–	–	–
3. Gáz (levegő v. túlhev. gőz)	10 – 60	–	10 – 60	–	10 – 30

Természetes áramlás

Meleg fluidum	Hideg fluidum				
	Folyadék		Forrásban levő folyadék		Gáz (levegő v. túlhev. gőz)
	Víz	Olaj	Víz	Olaj	
1. Víz	150 – 300	30 – 60	120 – 350	30 – 120	5 – 20
2. Kondenzálódó vízgőz	300 – 1200	60 – 180	2000 – 5000	300 – 800	5 – 10
3. Gáz (levegő v. túlhev. gőz)	5 – 20	–	5 – 20	–	3 – 10

Hőátbocsátási tényező táj. értékei különböző hőcserélőkre

Hőcsere típusa	Fluidum		Hőcserélő	k [W/(m ² ·K)]	
				min	max
Folyadék-folyadék fázisváltozás nélkül	Víz	Víz	Csőköteges	400	1000
			Lemezes	2000	3000
	Víz	Szerves folyadék	Csőköteges	200	600
	Víz		Lemezes	1000	1500
	Víz		Csőspirális	300	1000
	Víz	Viszkózus vizes oldat	Lemezes	500	1000
Hűtés	Víz	Vizes oldat	Csőspirál	400	700
Kondenzálás, forralás	Vízgőz	Vizes oldat	Csőköteges	900	2500
			Duplikátor	300	400
			Inox	900	2500
	Vízgőz	Levegő	Csőköteges	10	30

Hőátbocsátási tényező számítása

1. példa: folyadék-folyadék hőcsere

$$\lambda = 40 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$e = 4 \text{ mm}$$

$$\alpha_m = 1000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\alpha_h = 1000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_m} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_h} = \frac{1}{1000} + \frac{0,004}{40} + \frac{1}{1000} = 0,0021$$

$$k = 476,2 \approx 500 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

2. példa: gáz-folyadék hőcsere

$$\frac{e}{\lambda} \approx 0$$

$$\alpha_{\text{lev}} = 10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\alpha_{\text{foly}} = 1000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

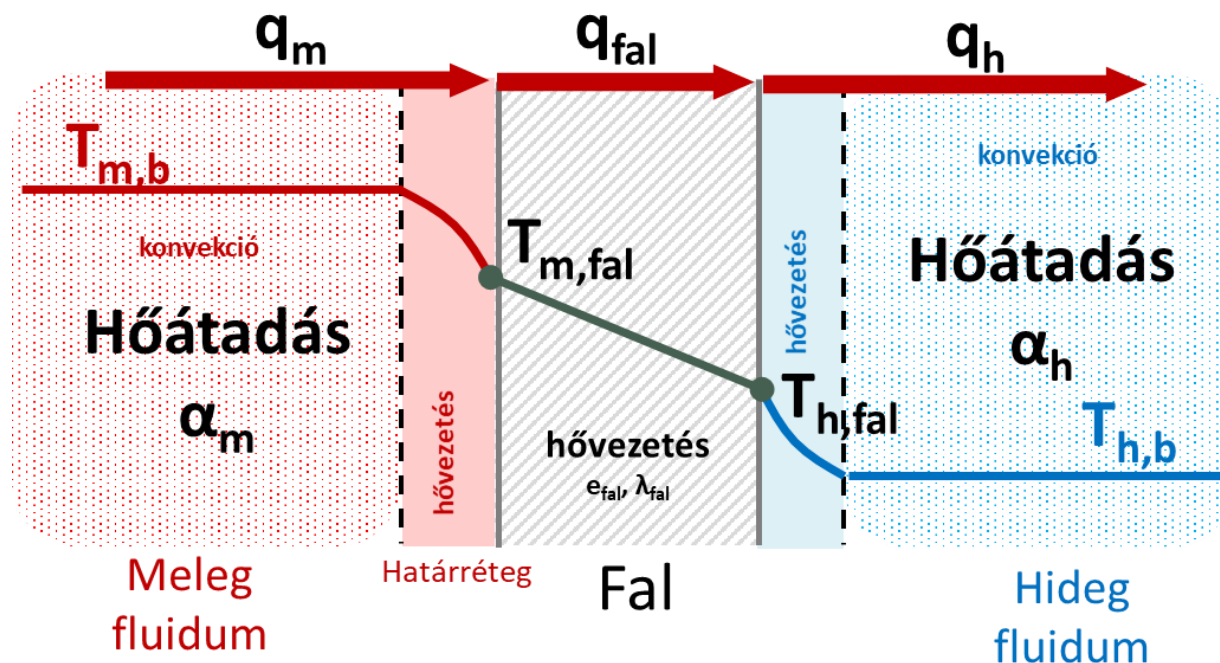
$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{\text{lev}}} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{foly}}} = \frac{1}{10} + 0 + \frac{1}{1000} = 0,101$$

$$k = 9,9 \approx 10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Hőátbocsátási tényező javítása

- Mindig a rosszabb hőátadási tényezőt próbáljuk javítani
- Levegő-folyadék hőcsere esetén a levegőjét
- Az áramlási sebesség növelésével lehet megvalósítani. Ez vékonyabb határréteget jelent, emiatt javulni fog a hőátadás

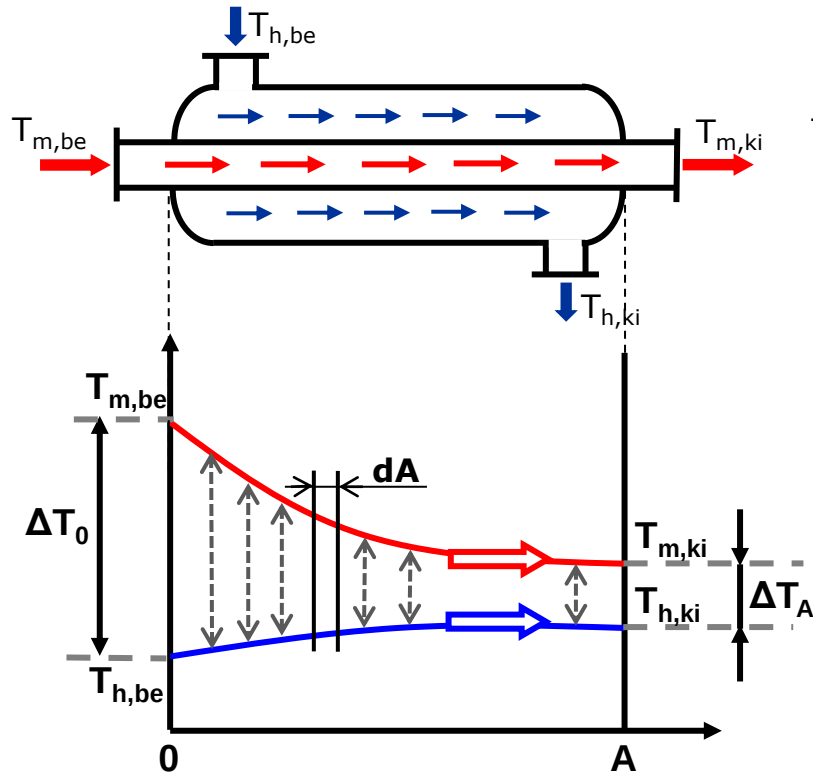
Átlagos hőmérsékletkülönbség



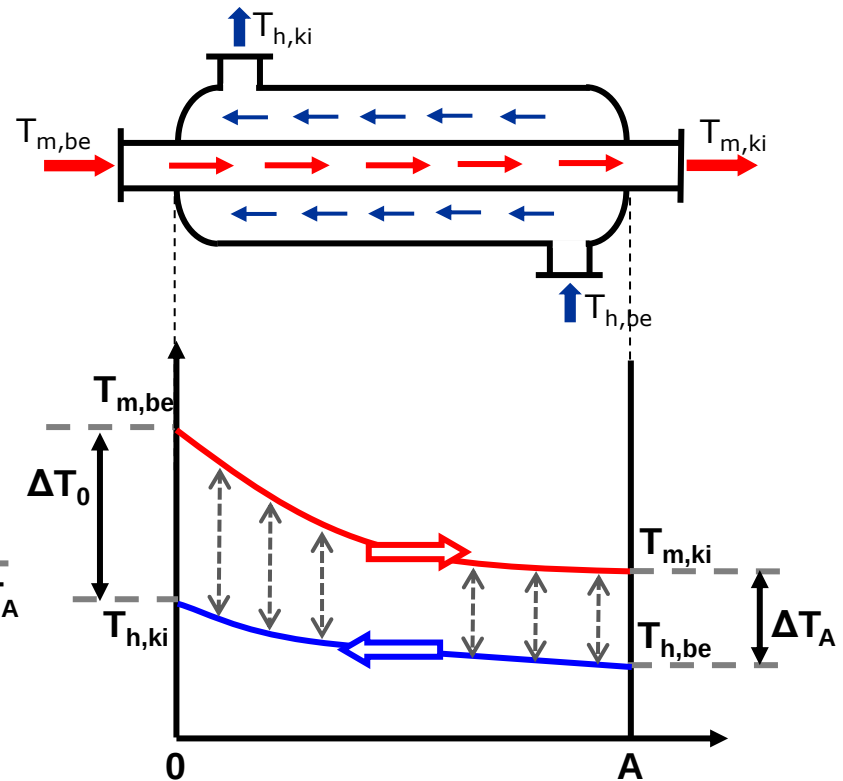
- Ha $T_{m,b}$ =állandó és $T_{h,b}$ =állandó: $q=k \cdot A \cdot (T_{m,b}-T_{h,b})$
- A $T_{m,b}$ =állandó és $T_{h,b}$ =állandó feltétel **CSAK forrásban lévő folyadékokra és kondenzálódó gőzökre** igaz. Általános esetben a fluidumok hőmérséklete a hőcserélő készülékben változik: a melegebb lehűl, a hidegebb felmelegszik.

Átlagos hőmérséklet-különbség

Egyenáram



Ellenáram



Ilyen esetben a hőátbocsátás egyenlete csak differenciális alakban írható fel egy nagyon kicsi dA felületre:

$$dq = k \cdot dA \cdot (T_{m,b} - T_{h,b})$$

Átlagos hőmérséklet-különbség

A hőveszteséget elhanyagolva a w_m tömegáram és a $c_{p,m}$ fajhő ismeretében a meleg közeg által leadott hő:

$$dq = -c_{p,m} \cdot w_m \cdot dT_m \quad (1)$$

A hideg közeg által felvett hő:

$$dq = c_{p,h} \cdot w_h \cdot dT_h \quad (2)$$

(1) és (2) egyenleteket átalakítva:

$$dT_m = -\frac{dq}{c_{p,m} \cdot w_m} \quad \text{és} \quad dT_h = \frac{dq}{c_{p,h} \cdot w_h} \quad (3)$$

A (3) egyenleteket kivonva egymásból:

$$d(T_m - T_h) = -dq \cdot \left(\frac{1}{c_{p,m} \cdot w_m} + \frac{1}{c_{p,h} \cdot w_h} \right) \quad (4)$$

Átlagos hőmérséklet-különbség

A hőátbocsátás egyenletét átrendezve:

$$(T_m - T_h) = \frac{dq}{k \cdot dA} \quad (5)$$

A (4) és (5) egyenletet elosztva egymással:

$$\left(\frac{d(T_m - T_h)}{T_m - T_h} \right) = -k \cdot dA \cdot \left(\frac{1}{c_{p,m} \cdot w_m} + \frac{1}{c_{p,h} \cdot w_h} \right) \quad (6)$$

(6) egyenletet integrálva a hőcserélő ki- és bemenete között (egyenáram):

- Alsó határ: $A=0$ és $(T_{m,be} - T_{h,be})$
- Felső határ: $A=A$ és $(T_{m,ki} - T_{h,ki})$

$$\ln \left(\frac{T_{m,ki} - T_{h,ki}}{T_{m,be} - T_{h,be}} \right) = -k \cdot A \cdot \left(\frac{1}{c_{p,m} \cdot w_m} + \frac{1}{c_{p,h} \cdot w_h} \right) \quad (7)$$

Átlagos hőmérséklet-különbség

A két fluidum között végbemenő hőcsere összefüggései:

$$\begin{aligned} q &= c_{p,m} \cdot w_m \cdot (T_{m,be} - T_{m,ki}) \\ q &= c_{p,h} \cdot w_h \cdot (T_{h,ki} - T_{h,be}) \end{aligned} \quad (8)$$

(8) egyenleteket átalakítva:

$$\frac{1}{c_{p,m} \cdot w_m} = \frac{T_{m,be} - T_{m,ki}}{q} \quad \text{és} \quad \frac{1}{c_{p,h} \cdot w_h} = \frac{T_{h,ki} - T_{h,be}}{q} \quad (9)$$

(9) egyenleteket behelyettesítjük a (7) egyenletbe:

$$\ln \left(\frac{T_{m,ki} - T_{h,ki}}{T_{m,be} - T_{h,be}} \right) = -k \cdot A \cdot \left(\frac{T_{m,be} - T_{m,ki}}{q} + \frac{T_{h,ki} - T_{h,be}}{q} \right) \quad (10)$$

Átlagos hőmérséklet-különbség

- Az átbocsátott hő kifejezve – (10) egyenlet átalakításával:

$$q = k \cdot A \cdot \frac{(T_{m,be} - T_{h,be}) - (T_{m,ki} - T_{h,ki})}{\ln \frac{T_{m,be} - T_{h,be}}{T_{m,ki} - T_{h,ki}}}$$

- A $k \cdot A$ szorzat után álló kifejezést átlagos vagy logaritmikus hőmérséklet-különbségnek nevezzük. Röviden $\Delta T_{\log}$

$$\Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_0 - \Delta T_A}{\ln \frac{\Delta T_0}{\Delta T_A}} = \frac{\Delta T_{\text{nagy}} - \Delta T_{\text{kicsi}}}{\ln \frac{\Delta T_{\text{nagy}}}{\Delta T_{\text{kicsi}}}}$$

- Hőátbocsátás során a hőáram: **$q = k \cdot A \cdot \Delta T_{\log}$**
- Ez az összefüggés érvényes, ha $(T_m - T_h)$ nem állandó, de feltételezi, hogy a 'k' hőátbocsátási tényező az egész hőcserélőben állandó.

Egyenáramú és ellenáramú hőcserélők

hőmérsékletprofiljai

Egyenáramú hőcserélők hőmérséklet-profiljai

Egyenáramú hőcserélő hőmérséklet-profiljai

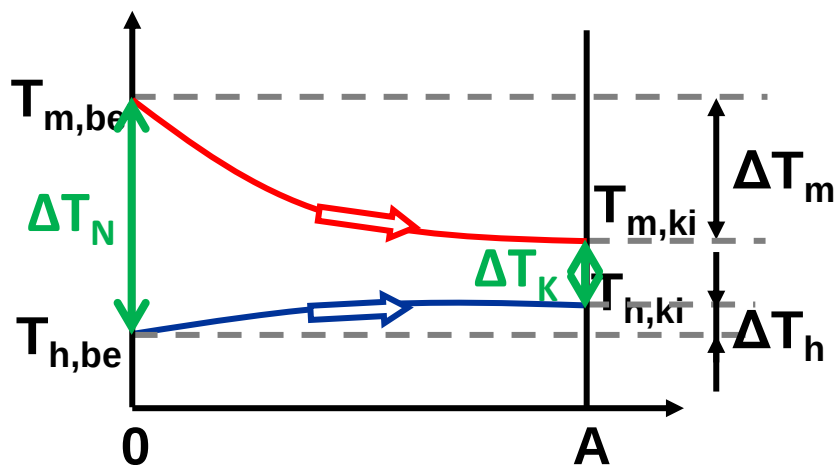
A diagramokon a felső görbe jelenti a meleg, az alsó pedig a hideg közeg hőmérsékletét, a felület függvényében. *Mindkét közeg a bal oldalon lép be, illetve a jobb oldalon lép ki.*

Tökéletesen szigetelt rendszerben (nincs hővesztés):
meleg közeg által leadott hő = hideg közeg által felvett hő

$$c_{p,m} \cdot W_m \cdot \Delta T_m = c_{p,h} \cdot W_h \cdot \Delta T_h$$

1. A meleg közeg hőkapacitás-árama kisebb, mint a hideg közegé

$$c_{p,m} \cdot W_m < c_{p,h} \cdot W_h$$
$$\Delta T_m > \Delta T_h$$



$$\Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_N - \Delta T_K}{\ln \frac{\Delta T_N}{\Delta T_K}}$$

Egyenáramú hőcserélő hőmérséklet-profiljai

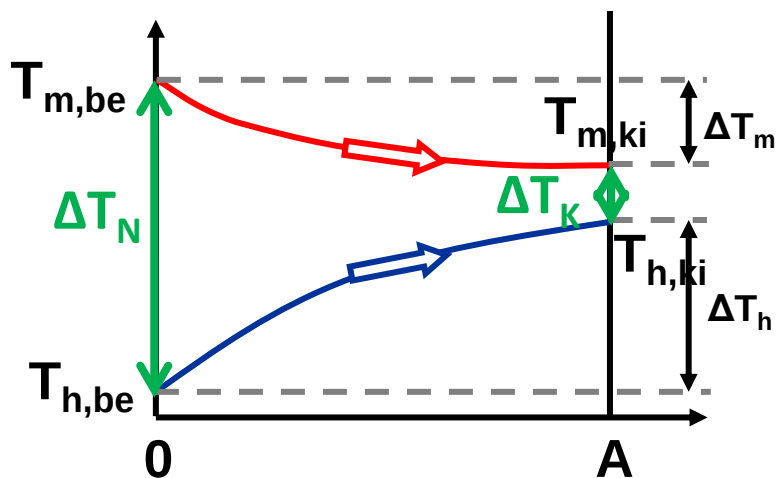
A diagramokon a felső görbe jelenti a meleg, az alsó pedig a hideg közeg hőmérsékletét, a felület függvényében. *Mindkét közeg a bal oldalon lép be, illetve a jobb oldalon lép ki.*

Tökéletesen szigetelt rendszerben (nincs hőveszteség):
meleg közeg által leadott hő = hideg közeg által felvett hő

$$c_{p,m} \cdot W_m \cdot \Delta T_m = c_{p,h} \cdot W_h \cdot \Delta T_h$$

2. A meleg közeg hőkapacitás-árama nagyobb, mint a hideg közegé

$$c_{p,m} \cdot W_m > c_{p,h} \cdot W_h$$
$$\Delta T_m < \Delta T_h$$



$$\Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_N - \Delta T_K}{\ln \frac{\Delta T_N}{\Delta T_K}}$$

Egyenáramú hőcserélő hőmérséklet-profiljai

A diagramokon a felső görbe jelenti a meleg, az alsó pedig a hideg közeg hőmérsékletét, a felület függvényében. *Mindkét közeg a bal oldalon lép be, illetve a jobb oldalon lép ki.*

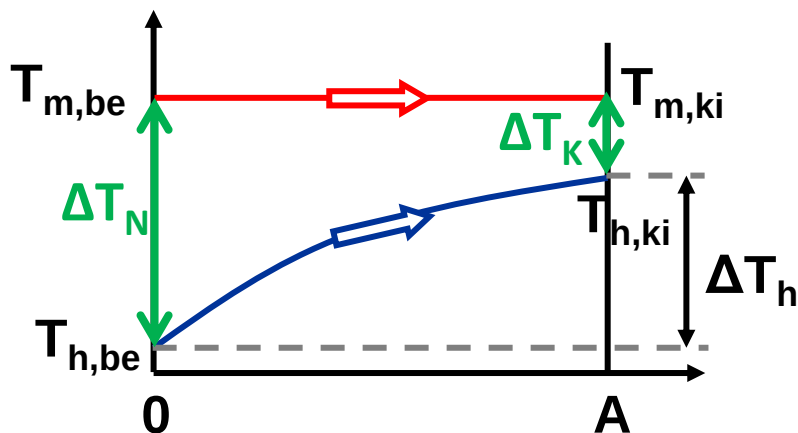
Tökéletesen szigetelt rendszerben (nincs hővesztés):
meleg közeg által leadott hő = hideg közeg által felvett hő

$$c_{p,m} \cdot W_m \cdot \Delta T_m = c_{p,h} \cdot W_h \cdot \Delta T_h$$

3. A meleg közeg hőkapacitás-árama végtelen

$$c_{p,m} \cdot W_m \rightarrow \infty$$

$$\Delta T_m = 0$$



$$\Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_N - \Delta T_K}{\ln \frac{\Delta T_N}{\Delta T_K}}$$

Egyenáramú hőcserélő hőmérséklet-profiljai

A diagramokon a felső görbe jelenti a meleg, az alsó pedig a hideg közeg hőmérsékletét, a felület függvényében. *Mindkét közeg a bal oldalon lép be, illetve a jobb oldalon lép ki.*

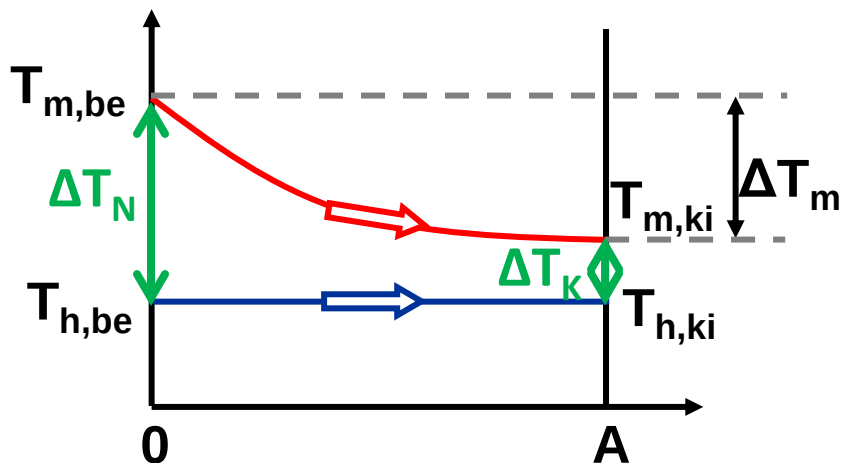
Tökéletesen szigetelt rendszerben (nincs hővesztés):
meleg közeg által leadott hő = hideg közeg által felvett hő

$$c_{p,m} \cdot W_m \cdot \Delta T_m = c_{p,h} \cdot W_h \cdot \Delta T_h$$

4. A hideg közeg hőkapacitás-árama végtelen

$$c_{p,h} \cdot W_h \rightarrow \infty$$

$$\Delta T_h = 0$$



$$\Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_N - \Delta T_K}{\ln \frac{\Delta T_N}{\Delta T_K}}$$

Egyenáramú hőcserélő hőmérséklet-profiljai

A diagramokon a felső görbe jelenti a meleg, az alsó pedig a hideg közeg hőmérsékletét, a felület függvényében. *Mindkét közeg a bal oldalon lép be, illetve a jobb oldalon lép ki.*

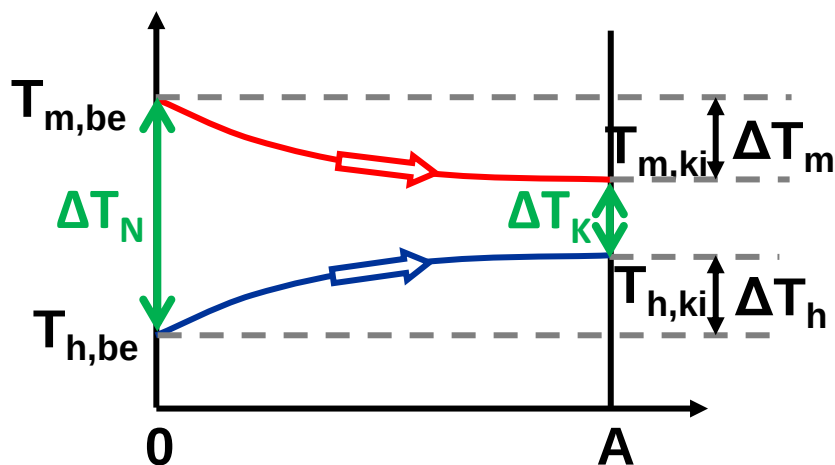
Tökéletesen szigetelt rendszerben (nincs hőveszteség):
meleg közeg által leadott hő = hideg közeg által felvett hő

$$c_{p,m} \cdot W_m \cdot \Delta T_m = c_{p,h} \cdot W_h \cdot \Delta T_h$$

5. A két közeg hőkapacitás-árama egyenlő

$$c_{p,m} \cdot W_m = c_{p,h} \cdot W_h$$

$$\Delta T_m = \Delta T_h$$



$$\Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_N - \Delta T_K}{\ln \frac{\Delta T_N}{\Delta T_K}}$$

Egyenáramú hőcserélő hőmérséklet-profiljai

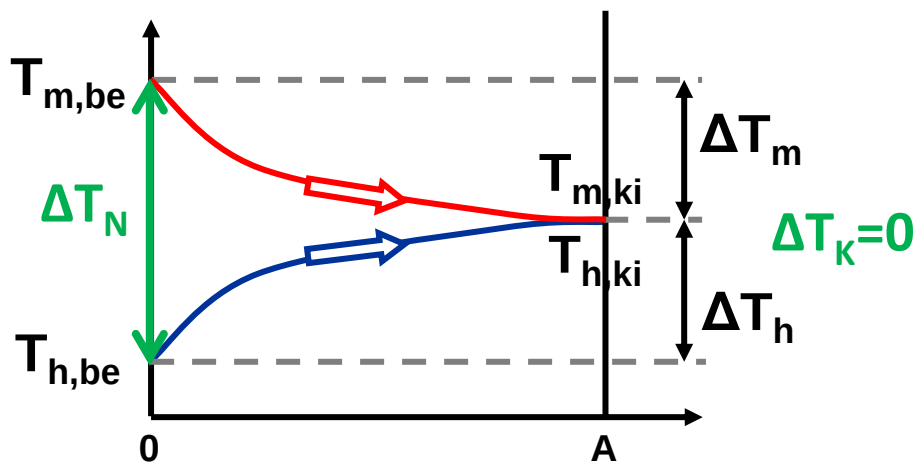
A diagramokon a felső görbe jelenti a meleg, az alsó pedig a hideg közeg hőmérsékletét, a felület függvényében. *Mindkét közeg a bal oldalon lép be, illetve a jobb oldalon lép ki.*

Tökéletesen szigetelt rendszerben (nincs hőveszteség):
meleg közeg által leadott hő = hideg közeg által felvett hő

$$c_{p,m} \cdot W_m \cdot \Delta T_m = c_{p,h} \cdot W_h \cdot \Delta T_h$$

6. A hőcserélő kvázi végtelen nagy, „A” tart a végtelenbe

$$A \rightarrow \infty$$



Ellenáramú hőcserélők hőmérséklet-profiljai

Ellenáramú hőcserélő hőmérséklet-profiljai

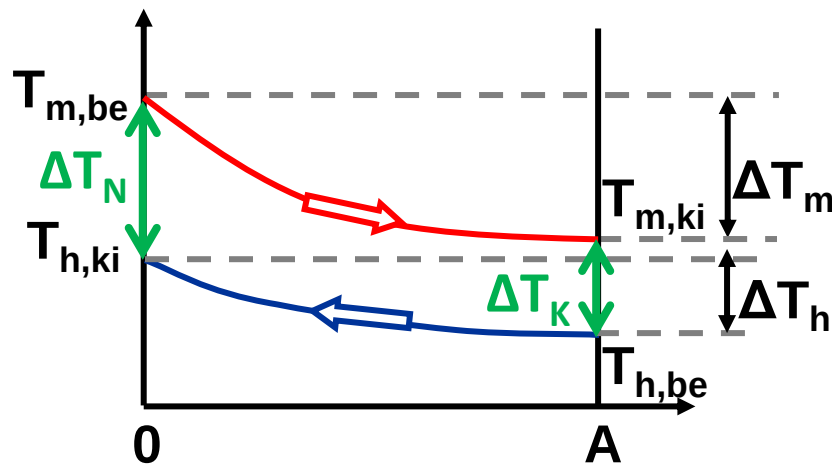
A diagramokon a felső görbe jelenti a meleg, az alsó pedig a hideg közeg hőmérsékletét, a felület függvényében. *A meleg közeg a bal oldalon lép be, illetve a jobb oldalon lép ki. A hideg közeg (ellenáramban haladva) a jobb oldalon lép be, és a bal oldalon lép ki.*

Tökéletesen szigetelt rendszerben (nincs hőveszteség):
meleg közeg által leadott hő = hideg közeg által felvett hő

$$C_{p,m} \cdot W_m \cdot \Delta T_m = C_{p,h} \cdot W_h \cdot \Delta T_h$$

1. A meleg közeg hőkapacitás-árama kisebb, mint a hideg közegé

$$C_{p,m} \cdot W_m < C_{p,h} \cdot W_h$$
$$\Delta T_m > \Delta T_h$$



$$\Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_N - \Delta T_K}{\ln \frac{\Delta T_N}{\Delta T_K}}$$

Ellenáramú hőcserélő hőmérséklet-profiljai

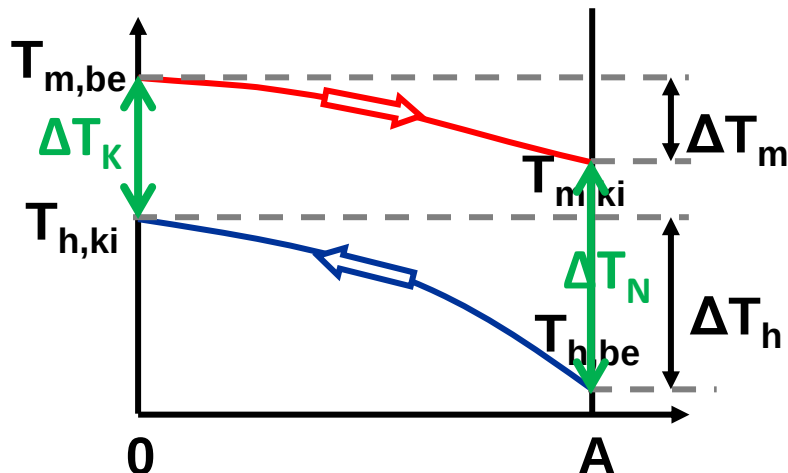
A diagramokon a felső görbe jelenti a meleg, az alsó pedig a hideg közeg hőmérsékletét, a felület függvényében. A meleg közeg a bal oldalon lép be, illetve a jobb oldalon lép ki. A hideg közeg (ellenáramban haladva) a jobb oldalon lép be, és a bal oldalon lép ki.

Tökéletesen szigetelt rendszerben (nincs hőveszteség):
meleg közeg által leadott hő = hideg közeg által felvett hő

$$c_{p,m} \cdot W_m \cdot \Delta T_m = c_{p,h} \cdot W_h \cdot \Delta T_h$$

2. A meleg közeg hőkapacitás-árama nagyobb, mint a hideg közegé

$$c_{p,m} \cdot W_m > c_{p,h} \cdot W_h$$
$$\Delta T_m < \Delta T_h$$



$$\Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_N - \Delta T_K}{\ln \frac{\Delta T_N}{\Delta T_K}}$$

Ellenáramú hőcserélő hőmérséklet-profiljai

A diagramokon a felső görbe jelenti a meleg, az alsó pedig a hideg közeg hőmérsékletét, a felület függvényében. A meleg közeg a bal oldalon lép be, illetve a jobb oldalon lép ki. A hideg közeg (ellenáramban haladva) a jobb oldalon lép be, és a bal oldalon lép ki.

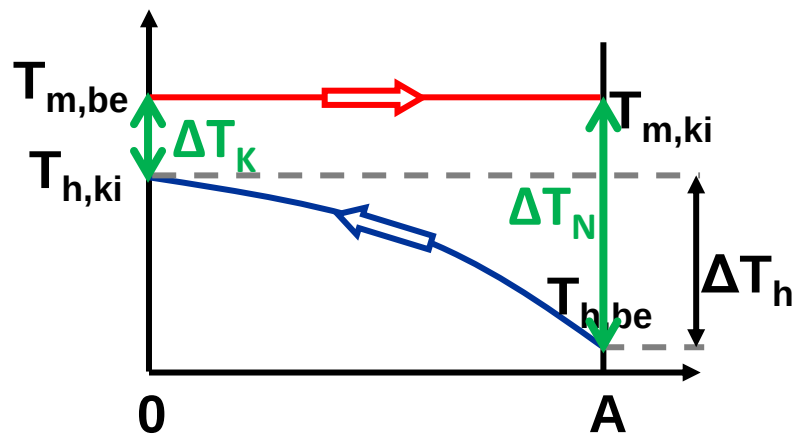
Tökéletesen szigetelt rendszerben (nincs hőveszteség):
meleg közeg által leadott hő = hideg közeg által felvett hő

$$c_{p,m} \cdot W_m \cdot \Delta T_m = c_{p,h} \cdot W_h \cdot \Delta T_h$$

3. A meleg közeg hőkapacitás-árama végtelen

$$c_{p,m} \cdot W_m \rightarrow \infty$$

$$\Delta T_m = 0$$



$$\Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_N - \Delta T_K}{\ln \frac{\Delta T_N}{\Delta T_K}}$$

Ellenáramú hőcserélő hőmérséklet-profiljai

A diagramokon a felső görbe jelenti a meleg, az alsó pedig a hideg közeg hőmérsékletét, a felület függvényében. A meleg közeg a bal oldalon lép be, illetve a jobb oldalon lép ki. A hideg közeg (ellenáramban haladva) a jobb oldalon lép be, és a bal oldalon lép ki.

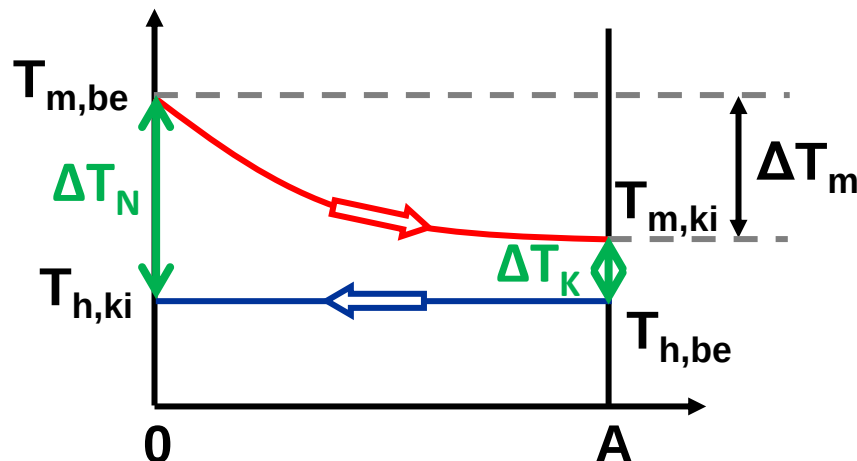
Tökéletesen szigetelt rendszerben (nincs hőveszteség):
meleg közeg által leadott hő = hideg közeg által felvett hő

$$c_{p,m} \cdot W_m \cdot \Delta T_m = c_{p,h} \cdot W_h \cdot \Delta T_h$$

4. A hideg közeg hőkapacitás-árama végtelen

$$c_{p,h} \cdot W_h \rightarrow \infty$$

$$\Delta T_h = 0$$



$$\Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_N - \Delta T_K}{\ln \frac{\Delta T_N}{\Delta T_K}}$$

Ellenáramú hőcserélő hőmérséklet-profiljai

A diagramokon a felső görbe jelenti a meleg, az alsó pedig a hideg közeg hőmérsékletét, a felület függvényében. A meleg közeg a bal oldalon lép be, illetve a jobb oldalon lép ki. A hideg közeg (ellenáramban haladva) a jobb oldalon lép be, és a bal oldalon lép ki.

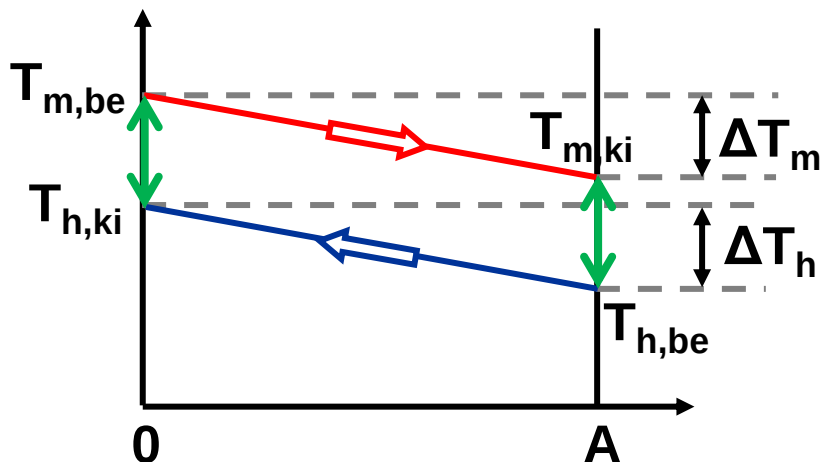
Tökéletesen szigetelt rendszerben (nincs hőveszteség):
meleg közeg által leadott hő = hideg közeg által felvett hő

$$c_{p,m} \cdot W_m \cdot \Delta T_m = c_{p,h} \cdot W_h \cdot \Delta T_h$$

5. A két közeg hőkapacitás-árama egyenlő

$$c_{p,m} \cdot W_m = c_{p,h} \cdot W_h$$

$$\Delta T_m = \Delta T_h$$



$$\Delta T_N = \Delta T_K$$

$$\Delta T_{\log} = T_{m,be} - T_{h,ki} = T_{m,ki} - T_{h,be}$$

Ellenáramú hőcserélő hőmérséklet-profiljai

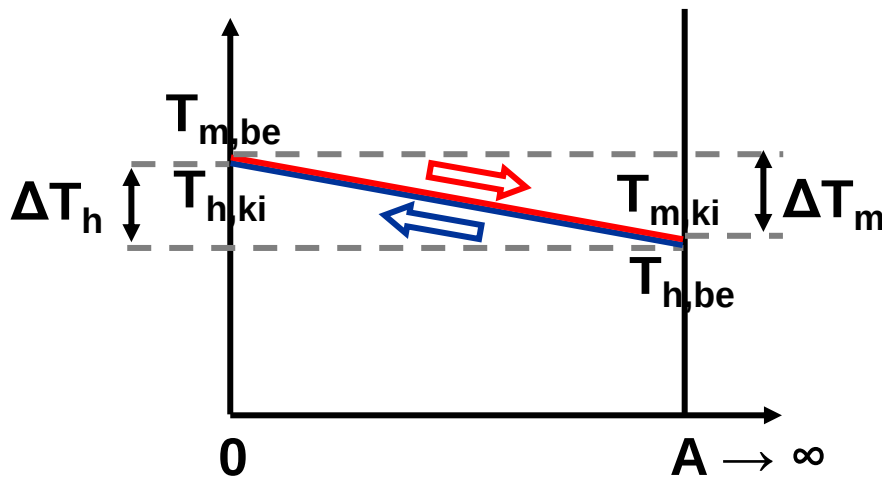
A diagramokon a felső görbe jelenti a meleg, az alsó pedig a hideg közeg hőmérsékletét, a felület függvényében. A meleg közeg a bal oldalon lép be, illetve a jobb oldalon lép ki. A hideg közeg (ellenáramban haladva) a jobb oldalon lép be, és a bal oldalon lép ki.

Tökéletesen szigetelt rendszerben (nincs hőveszteség):
meleg közeg által leadott hő = hideg közeg által felvett hő

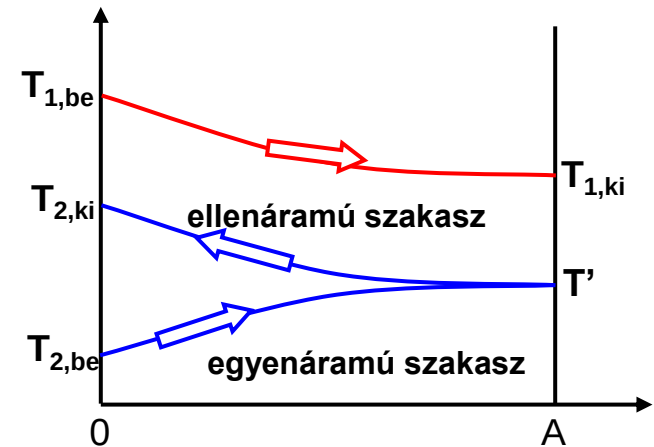
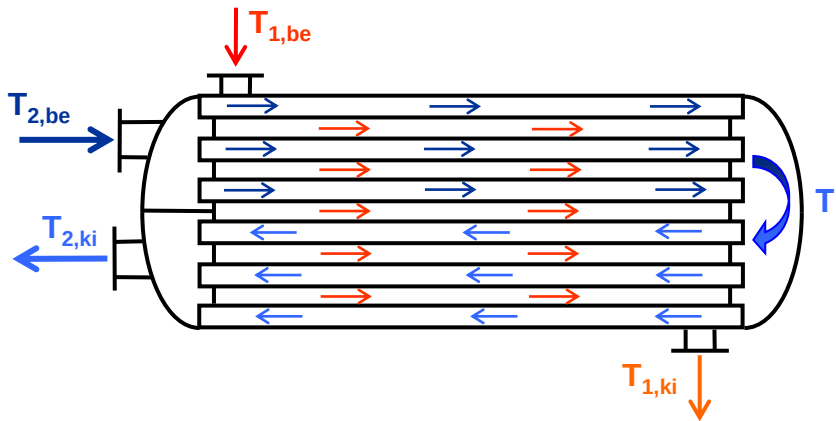
$$c_{p,m} \cdot W_m \cdot \Delta T_m = c_{p,h} \cdot W_h \cdot \Delta T_h$$

6. A hőcserélő kvázi végtelen nagy, „A’ tart a végtelenbe

$$A \rightarrow \infty$$



Vegyesáramú hőcserélők

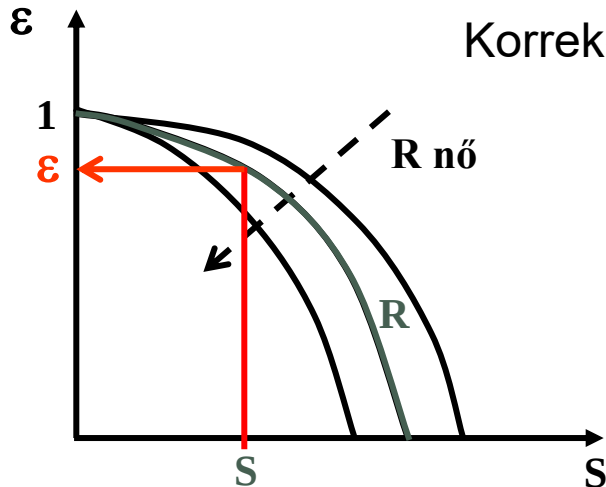


$$q = k \cdot A \cdot \Delta T_{log} \cdot \varepsilon$$

Korrekciós tényező meghatározása diagramból:

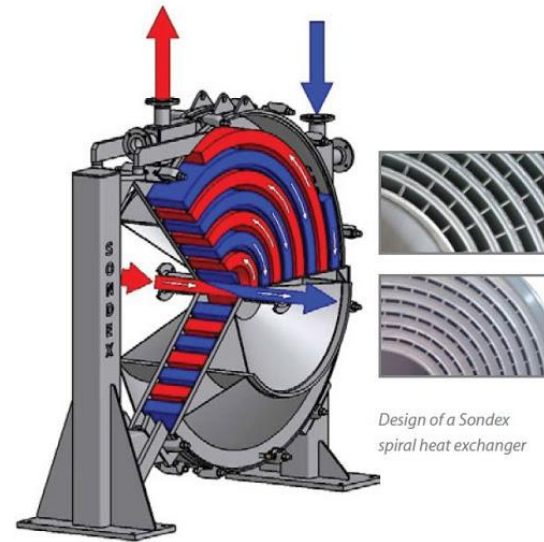
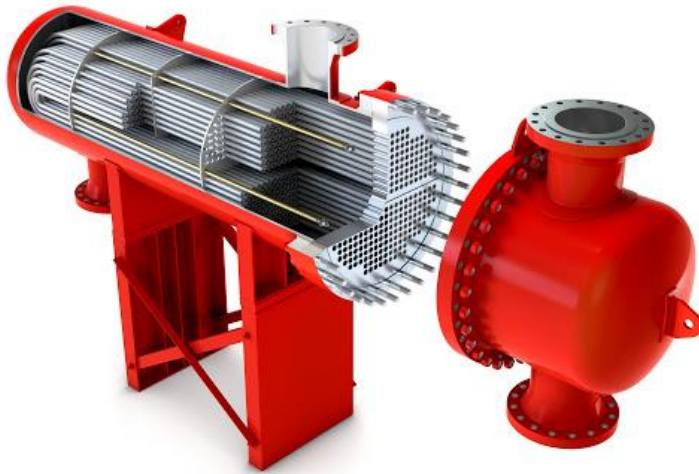
$$\Delta T_{log, vegyes} = \Delta T_{log, ellen} \cdot \varepsilon$$

$$\varepsilon < 1$$



$$R = \frac{c_{p_{cs}} \cdot w_{cs}}{c_{p_k} \cdot w_k} = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}$$

$$S = \frac{T_{2,ki} - T_{2,be}}{T_{1,be} - T_{2,be}}$$



Hőcserélők méretezése

Hőcserélő méretezés lépései

Végcél: hőátadó felület, hőcserélő főbb geometriai, üzemi jellemzőinek meghatározása

1. Ismert anyagáramok, hőmérsékletek: $w_1, w_2, T_1, T_2, T_3, T_4$
2. Anyagjellemzők meghatározása a közeg átlagos hőmérsékletén:
 $\rho_1, \eta_1, c_{p1}, \lambda_1; \rho_2, \eta_2, c_{p2}, \lambda_2$
3. Hőáram és $\Delta T_{\log}$ kiszámítása: $q = w \cdot c_p \cdot \Delta T$
4. Ellen-, egyen-, keresztáram, hőcserélő típusának meghatározása
5. Tapasztalati átlagértékek alapján egy 'k' érték felvétele

Hőcserélő méretezés lépései

A hőátbocsátási tényező tapasztalati átlagértékei

Közeg		Hőátbocsátási tényező [W/(m ² K)]
köpenyoldali	csőoldali	
Víz	Víz	1300 – 2800
Gőz	Tej	1000 – 1200
Gőz	Cukorlé, kb 15 °Brix	550 – 850
Gőz	Cukorlé, > 60 °Brix	350 – 700
Szerves oldószer	Víz	250 – 850
Fűtőolaj	víz	80 – 150
Szerves oldószer	Szerves oldószer	100 – 350

Hőcserélő méretezés lépései

Végcél: hőátadó felület, hőcserélő főbb geometriai, üzemi jellemzőinek meghatározása

1. Ismert anyagáramok, hőmérsékletek: $w_1, w_2, T_1, T_2, T_3, T_4$
2. Anyagjellemzők meghatározása a közeg átlagos hőmérsékletén: $\rho_1, \eta_1, c_{p1}, \lambda_1$; $\rho_2, \eta_2, c_{p2}, \lambda_2$
3. Hőáram és $\Delta T_{\log}$ kiszámítása: $q = w \cdot c_p \cdot \Delta T$
4. Ellen-, egyen-, keresztáram, hőcserélő típusának meghatározása
5. Tapasztalati átlagértékek alapján egy 'k' érték felvétele
6. Hőátadó felület közelítő kiszámítása:

$$A = \frac{q}{k \cdot \Delta T_{\log}} = \frac{c_{p1} \cdot w_1 \cdot (T_{1be} - T_{1ki})}{k \cdot \Delta T_{\log}}$$

Hőcserélő méretezés lépései

7. Geometriai tervezés:

- hőcserélő pontos típusának meghatározása
- csövek elrendezése, lemezek kiválasztása, darabszám, csőhossz kiszámítása...
- nincs általános szabály, szakterület speciális igényeit kell figyelembe venni. (Segítség: nagyobb nyomású közeget csövekbe vezessük, gőz kondenzálódása csöveken kívül történjen, a lerakódások a könnyebben tisztítható oldalon keletkezzenek, stb.)

8. Pontos geometriai adatok ismeretében sebesség (v), Re-szám, hőátadási tényezők (α_1, α_2) számítása mindkét oldalra

9. Hőátbocsátási tényező számítása a hőellenállásokból

10. Felvett és számított ' k ' összehasonlítása. Eltérés $\leq 5\%$, jó a tervezett hőcserélő. Eltérés $\geq 5\%$, újraszámolás

Nyomáskereső a hőcserélőkben

- A hőcserélő üzemi költségeit az szabja meg, hogy mennyibe kerül a hőcserélőben részt vevő közegek átszállítása a hőcserélőn keresztül. Adott közegmennyiségek esetén ezt a közegek nyomáskereső, nyomásvesztése határozza meg.
- Mindkét közeg nyomásvesztését külön-külön ki kell számítani és figyelembe venni
- Áramlástan képletek segítségével számítjuk:
 - Csőben történő áramlás (lamináris és turbulens) esetén:

$$\Delta p = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2}$$

- Nem kör keresztmetszetű csövek, csatornák: D_e (hidraulikai egyenértékű átmérő)



Feladatmegoldások

1. feladat

- Egy 26/21 mm acélcső hővezetési tényezője 42 W/(mK) . A csőben hideg víz áramlik, a vízoldali hőátadási tényező $2326 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, a cső külső felületén $291 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ hőátadási tényezőjű tej áramlik.

a) Mekkora a hőátbocsátási tényező?

b) Mekkora lenne a hőátbocsátási tényező, ha 2 rétegű a csőfal, a második réteg vastagsága 10 mm, hővezetési tényezője $0,8 \text{ W/(mK)}$?

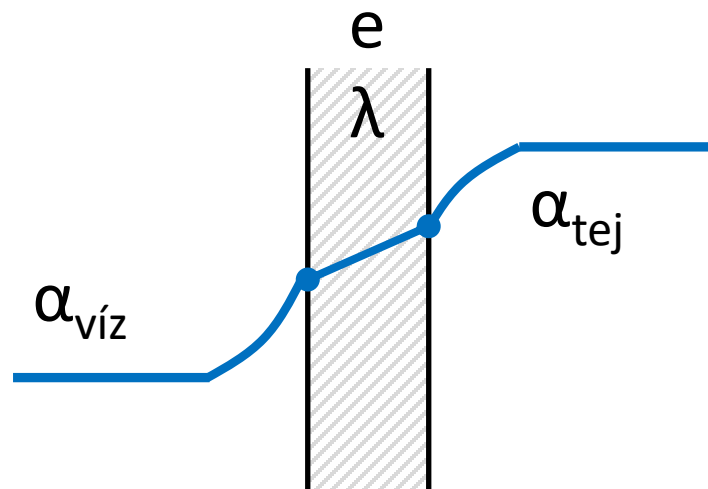
a) $d_b = 21 \text{ mm}$

$d_k = 26 \text{ mm}$

$e = (d_k - d_b)/2 = 2,5 \text{ mm} = 0,0025 \text{ m}$

$\alpha_{\text{víz}} = 2326 \text{ W/(m}^2\text{K)}$

$\alpha_{\text{tej}} = 291 \text{ W/(m}^2\text{K)}$



1. feladat

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{2326} + \frac{0,0025}{42} + \frac{1}{291}} = 254,72 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

b) $e_2 = 10 \text{ mm}$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{2326} + \frac{0,0025}{42} + \frac{0,01}{0,8} + \frac{1}{291}} = 60,88 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

2. feladat

Egy kondenzátorban 80 °C-os gőzt kondenzáltatunk 20 °C-os hűtővízzel. A gőzoldali hőátadási együttható $1,163 \cdot 10^4 \text{ W/(m}^2\text{K)}$. A kondenzátor falának hővezetési együtthatója 58 W/(mK). A vízoldali hőátadási együttható 5815 W/(m²K), a kondenzátor falvastagsága 20 mm.

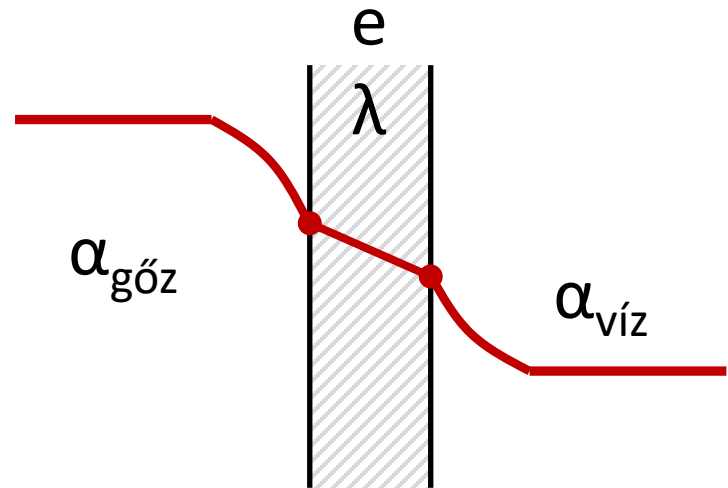
Számítsuk ki a hőátbocsátási tényezőt!

$$\alpha_m = \alpha_{\text{gőz}} = 1,163 \cdot 10^4 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

$$\alpha_h = \alpha_{\text{víz}} = 5,815 \cdot 10^3 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

$$\lambda = 58 \text{ W/(mK)}$$

$$e = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m}$$



2. feladat

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_m} + \frac{e}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_h}} = \frac{1}{\frac{1}{11630} + \frac{0,02}{58} + \frac{1}{5815}}$$

$$k = \frac{1}{8,6 \cdot 10^{-5} + 3,45 \cdot 10^{-4} + 1,7 \cdot 10^{-4}} = \frac{1}{6 \cdot 10^{-4}} = 1659 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

3. feladat

425 kg/h tömegáramú etil-alkoholt hűtünk vízzel. Az alkohol 76 °C-on lép be a hőcserélőbe, és 24 °C-on hagyja el azt. Vele ellenáramban áramlik a belépéskor 5 °C-os víz, mely 17 °C-ot melegszik a kilépésig. Az etil-alkohol fajhője 3,35 kJ/(kg°C), a vízé 4,18 kJ/(kg°C). Számítsa ki a víz tömegáramát és a logaritmikus hőmérséklet különbséget!

$$w_{\text{etanol}} = 425 \text{ kg/h}$$

$$T_{\text{etanol,be}} = 76 \text{ °C}$$

$$T_{\text{etanol,ki}} = 24 \text{ °C}$$

$$T_{\text{víz,be}} = 5 \text{ °C}$$

$$T_{\text{víz,ki}} = 22 \text{ °C}$$

$$c_{p,\text{etanol}} = 3,35 \text{ kJ/(kg°C)}$$

$$c_{p,\text{víz}} = 4,18 \text{ kJ/(kg°C)}$$

3. feladat

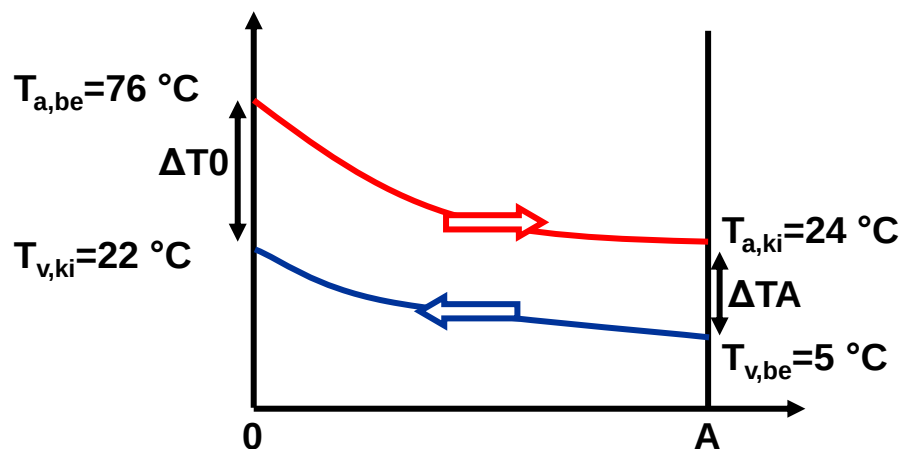
$$q = c_{p,\text{etanol}} \cdot w_{\text{etanol}} \cdot \Delta T_{\text{etanol}} = c_{p,\text{víz}} \cdot w_{\text{víz}} \cdot \Delta T_{\text{víz}}$$

$$3,35 \cdot 10^3 \cdot 425 \cdot (76 - 24) = 4,18 \cdot 10^3 \cdot w_{\text{víz}} \cdot 17$$

$$w_{\text{víz}} = \underline{\underline{1041,9 \text{ kg/h}}}$$

$$\Delta T_0 = 76 - 22 = 54 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_A = 24 - 5 = 19 \text{ } ^\circ\text{C}$$



$$\Delta T_{\log} = \frac{54 - 19}{\ln \frac{54}{19}} = 33,5^\circ \text{C}$$

4. feladat

Egy üzemben 10 kg/s tömegáramú gyümölcslevet melegvízzel melegítünk elő. A hőcserélőbe belépő gyümölcslé 15 °C-os, ezt kell 50 °C-ra melegíteni. A víz közben 90 °C-ról 60 °C-ra hűl le. A hőátbocsátási tényező 2100 W/(m²K), a gyümölcslé fajhője 3,8 kJ/(kgK). Mekkora hőátadó felület szükséges, ha a hőcserélő

a) ellenáramban

b) egyenáramban működik?

$$w_{gy}=10 \text{ kg/s}$$

$$T_{gy,be}=15 \text{ °C}$$

$$T_{gy,ki}=50 \text{ °C}$$

$$T_{víz,be}=90 \text{ °C}$$

$$T_{víz,ki}=60 \text{ °C}$$

$$k=2100 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

$$c_{p,gy}=3,8 \text{ kJ/(kgK)}$$

4. feladat

a) ellenáram

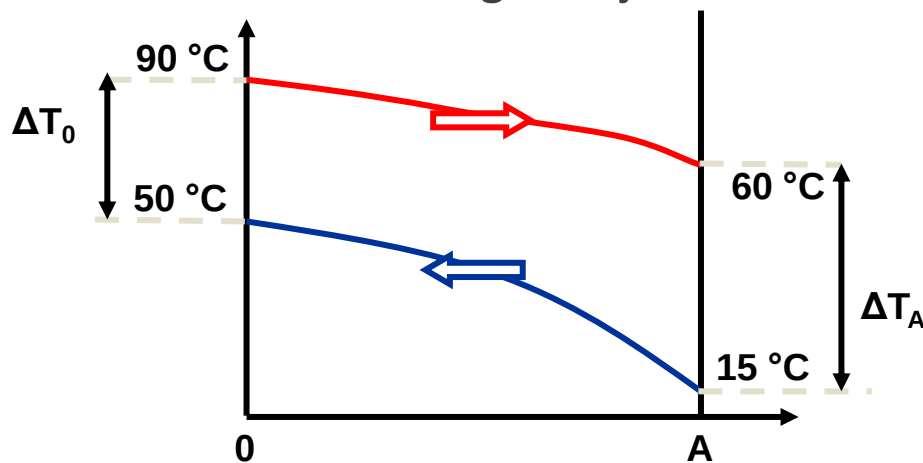
A hőátadó felület az alábbi képletből számítható:

$$q = k \cdot A \cdot \Delta T_{\log} \rightarrow A = \frac{q}{k \cdot \Delta T_{\log}}$$

ismeretlen a hőáram és az átlagos hajtóerő.

$$\Delta T_A = 45^\circ \text{C}$$

$$\Delta T_0 = 40^\circ \text{C}$$



$$\Delta T_{\log} = \frac{45 - 40}{\ln \frac{45}{40}} = 42,45^\circ \text{C}$$

4. feladat

A hőáram a gyümölcslé által felvett hőből számítható:

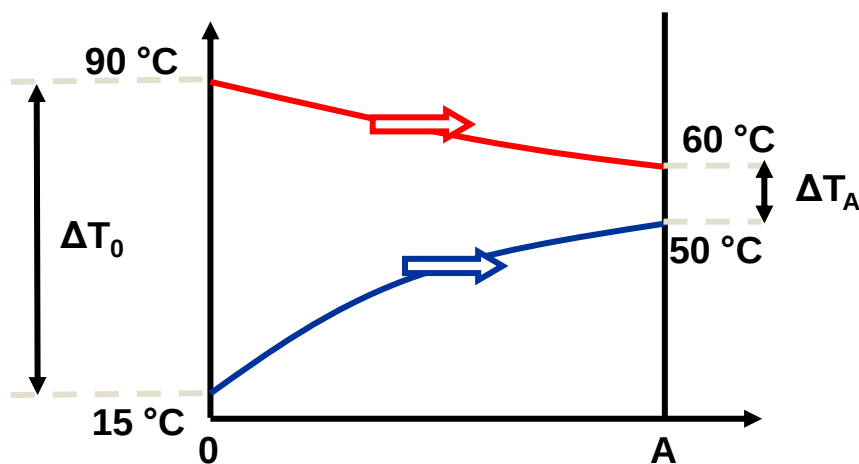
$$q = c_{p,gy} \cdot w_{gy} \cdot \Delta T_{gy} = 3,8 \cdot 10^3 \cdot 10 \cdot (50 - 15) = 1,33 \cdot 10^6 \text{ W}$$

$$A = \frac{1,33 \cdot 10^6}{2100 \cdot 42,4} = 14,9 \text{ m}^2$$

b) egyenáram

$$\Delta T_0 = 75 \text{ °C}$$

$$\Delta T_A = 10 \text{ °C}$$

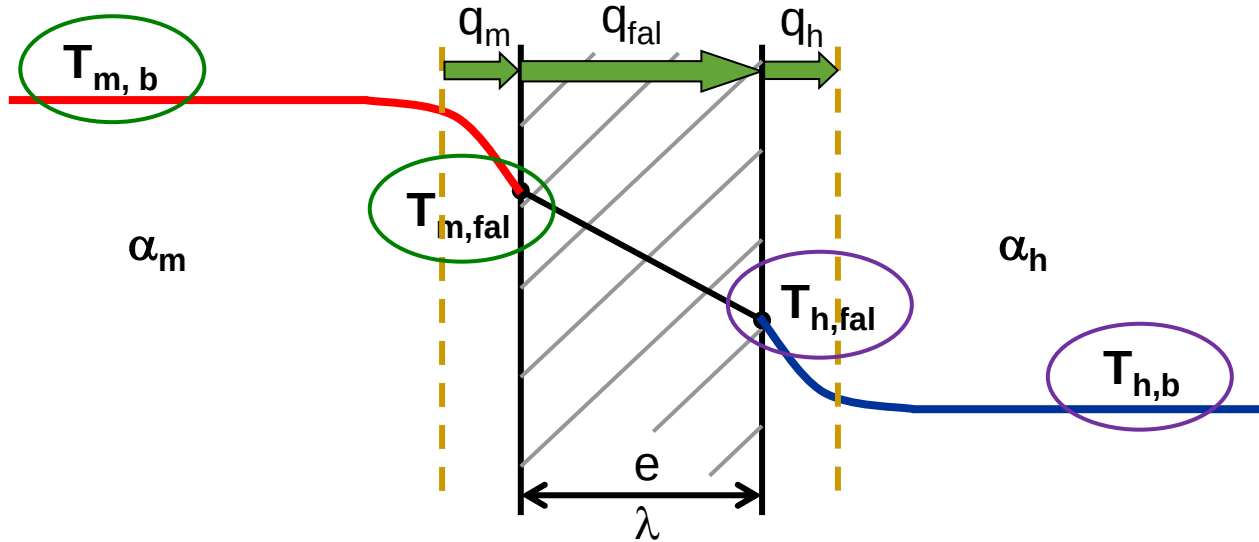


$$\Delta T_{\log} = \frac{75 - 10}{\ln \frac{75}{10}} = 32,26 \text{ °C}$$

$$A = \frac{1,33 \cdot 10^6}{2100 \cdot 32,26} = 19,6 \text{ m}^2$$

Nagyobb hőcserélő felület szükséges egyenáramú üzemeltetés esetén, mivel kisebb az átlagos hajtóerő.

Hőtranszportok közötti különbség

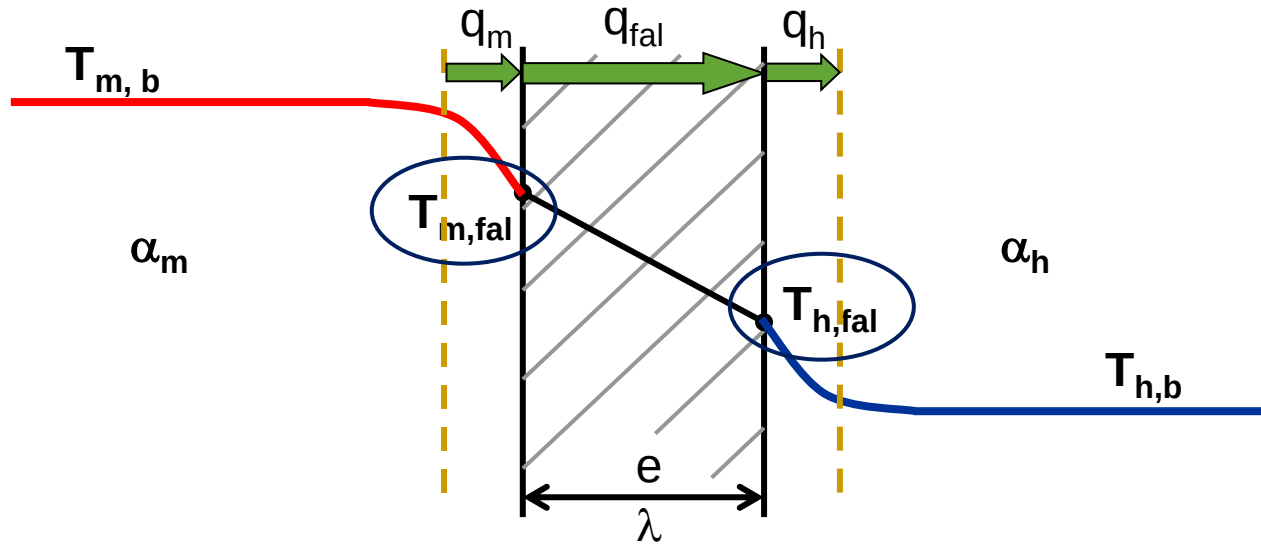


Hőátadás:

$$q_m = \alpha_m \cdot A \cdot (T_{m,b} - T_{m,fal})$$

$$q_h = \alpha_h \cdot A \cdot (T_{h,fal} - T_{h,b})$$

Hőtranszportok közötti különbség

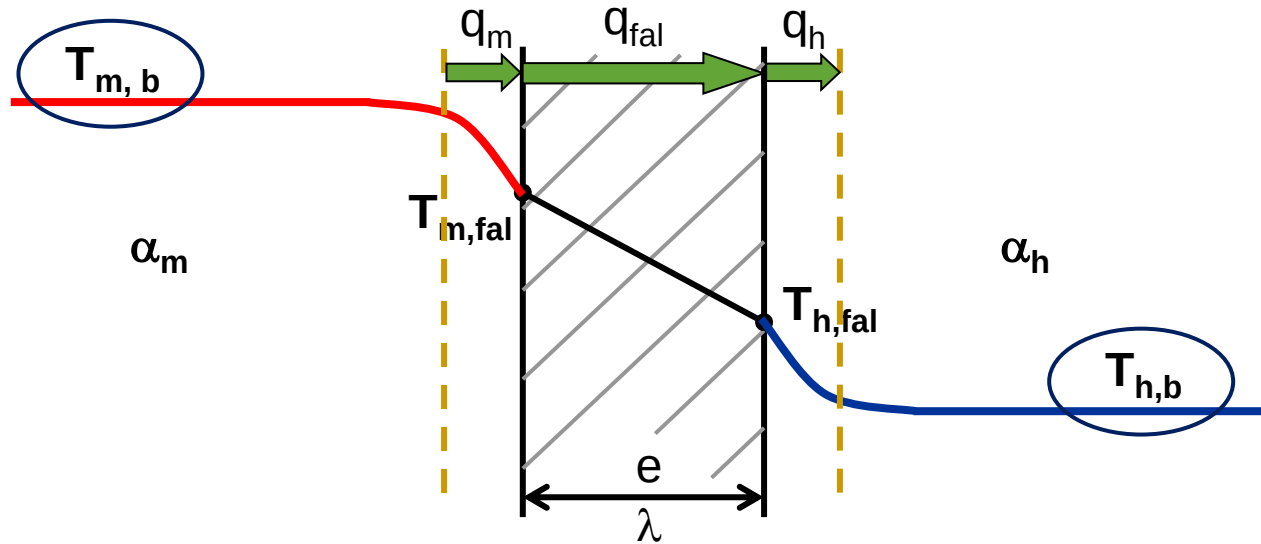


Hőátadás:

$$q_m = \alpha_m \cdot A \cdot (T_{m,b} - T_{m,fal}) \quad q_h = \alpha_h \cdot A \cdot (T_{h,fal} - T_{h,b})$$

Hővezetés:
$$q_{fal} = \frac{\lambda}{e} \cdot A \cdot (T_{m,fal} - T_{h,fal})$$

Hőtranszportok közötti különbség



Hőátadás:

$$q_m = \alpha_m \cdot A \cdot (T_{m,b} - T_{m,fal}) \quad q_h = \alpha_h \cdot A \cdot (T_{h,fal} - T_{h,b})$$

Hővezetés:
$$q_{fal} = \frac{\lambda}{e} \cdot A \cdot (T_{m,fal} - T_{h,fal})$$

Hőátbocsátás:
$$q = k \cdot A \cdot (T_{m,b} - T_{h,b})$$

*Köszönöm a
figyelmüket!*
