

NOMOGRAME PENTRU ÎNCĂLZIREA PRIN PARDOSEALĂ

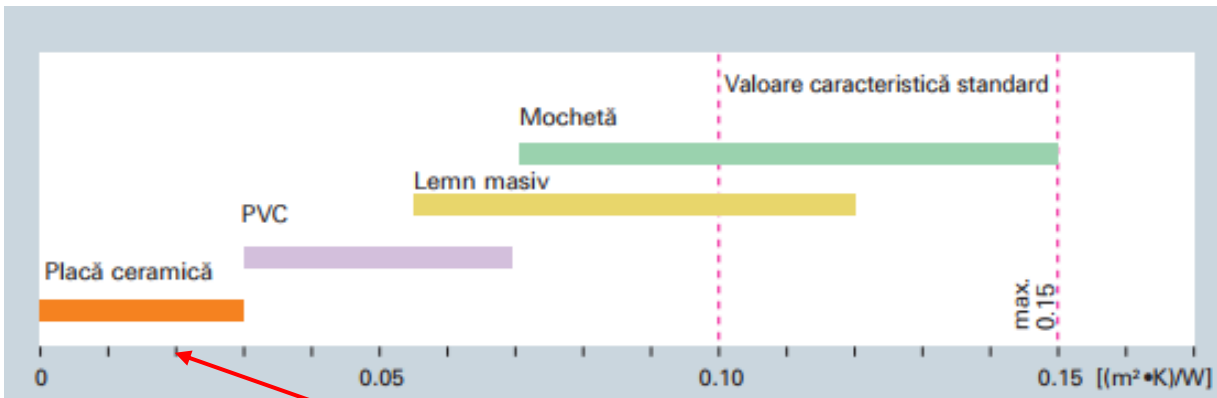
Dimensionarea unei instalații de încălzire prin pardoseală se face conform EN 1264-3. Aceste dimensionări de obicei se fac cu ajutorul unor programe dezvoltate de firme de IT.

O altă rezolvare, mai la îndemâna instalatorilor și executaților este prin utilizarea nomogramelor special concepute de producător.

Să dimensionăm o încăpăre cu aceste nomograme.

Pasul 1:

Alegem din diagrama de mai jos rezistența termică a finisajului (materialul de acoperire):

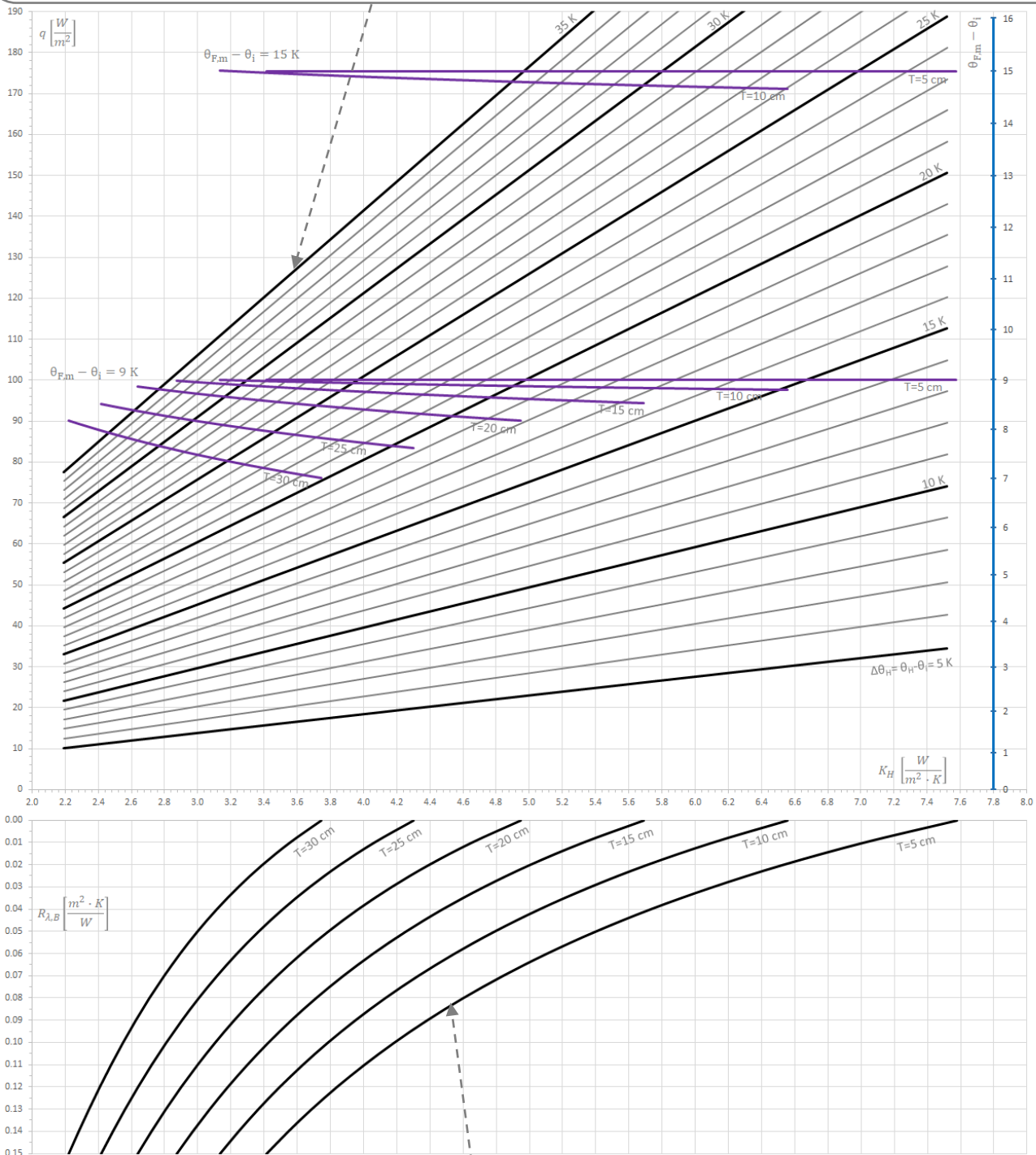


Exemplu: considerăm că avem gresie și alegem o valoare uzuală: $R_{\lambda,B} = 0.02$

Pasul 2:

Utilizăm nomogramele de mai jos. În primul rând să înțelegem ce reprezintă curbele din nomograme.

În partea de sus sunt reprezentate dreptele dintre căldura specifică cedată, $q \left[\frac{W}{m^2} \right]$ și coeficientul global de transfer termic, $K_H \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ la diferite diferențe de temperatură între temperatura medie a agentului termic și temperatura interioară, $\Delta\theta_H = \theta_H - \theta_i \text{ [K]}$



În partea de jos a nomogramelor sunt reprezentate curbele dintre rezistența termică $R_{\lambda,B} \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$ și coeficientul global de transfer termic, $K_H \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$, la diferite distanțe între țevi (pasul dintre țevi).

Cu violet sunt reprezentate:

- Curbele limită pentru diferența dintre temperatura suprafeței radiante și temperatura interioară:
 $\theta_{F,m} - \theta_i = 9K$, **pentru zonele ocupate**
 - Temperatură interioară $\theta_i = 20^0C$ cu temperatura maximă a suprafeței: $\theta_{F,max} = 29^0C$
 - Temperatură interioară $\theta_i = 24^0C$ cu temperatura maximă a suprafeței: $\theta_{F,max} = 33^0C$

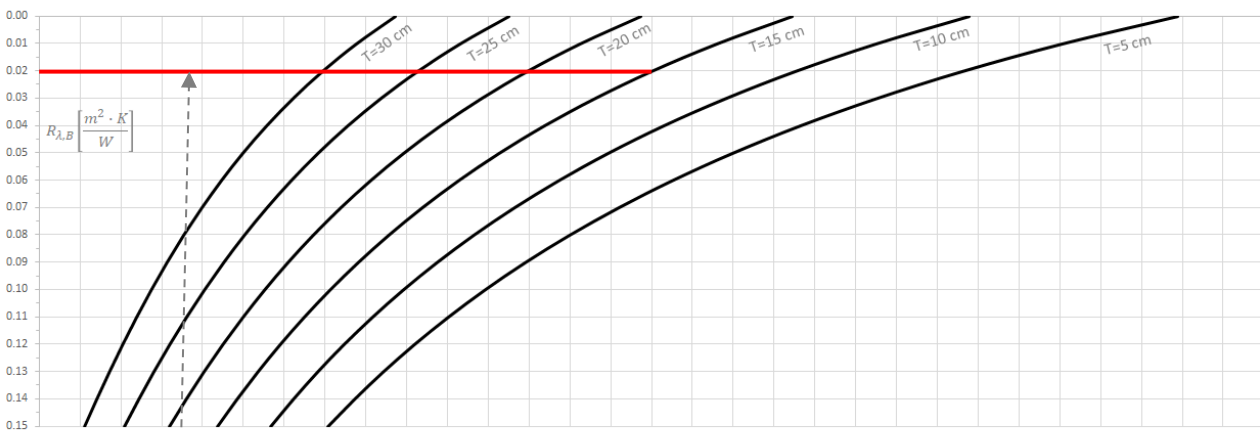
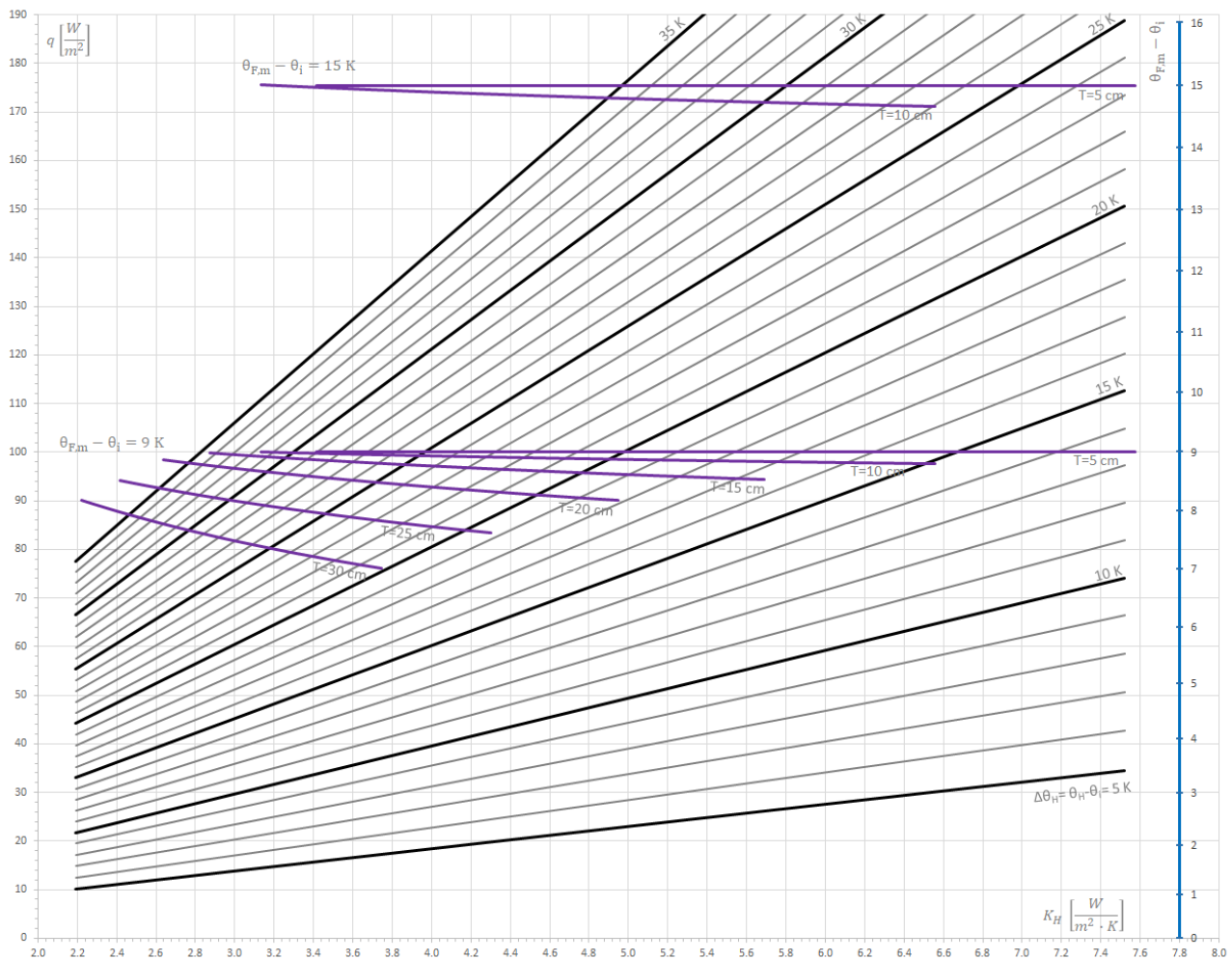
- Curbe limită pentru: $\theta_{F,m} - \theta_i = 15K$, **pentru zonele periferice**
 - Temperatură interioară $\theta_i = 20^0C$ cu temperatura maximă a suprafeței: $\theta_{F,max} = 29^0C$

Curbele limită sunt construite pentru diferite distanțe între țevi (pas): $T = 5/10/15/20/25/30$ cm.

Ele ne arată limita până unde putem să mergem cu valoarea căldurii specifice astfel încât să nu se depășească valoarea maximă a temperaturii suprafeței radiante pentru cele trei situații posibile, zonă ocupată cu 29^0C , baie cu 33^0C și zonă periferică (de maxim 1 m lățime) cu 35^0C .

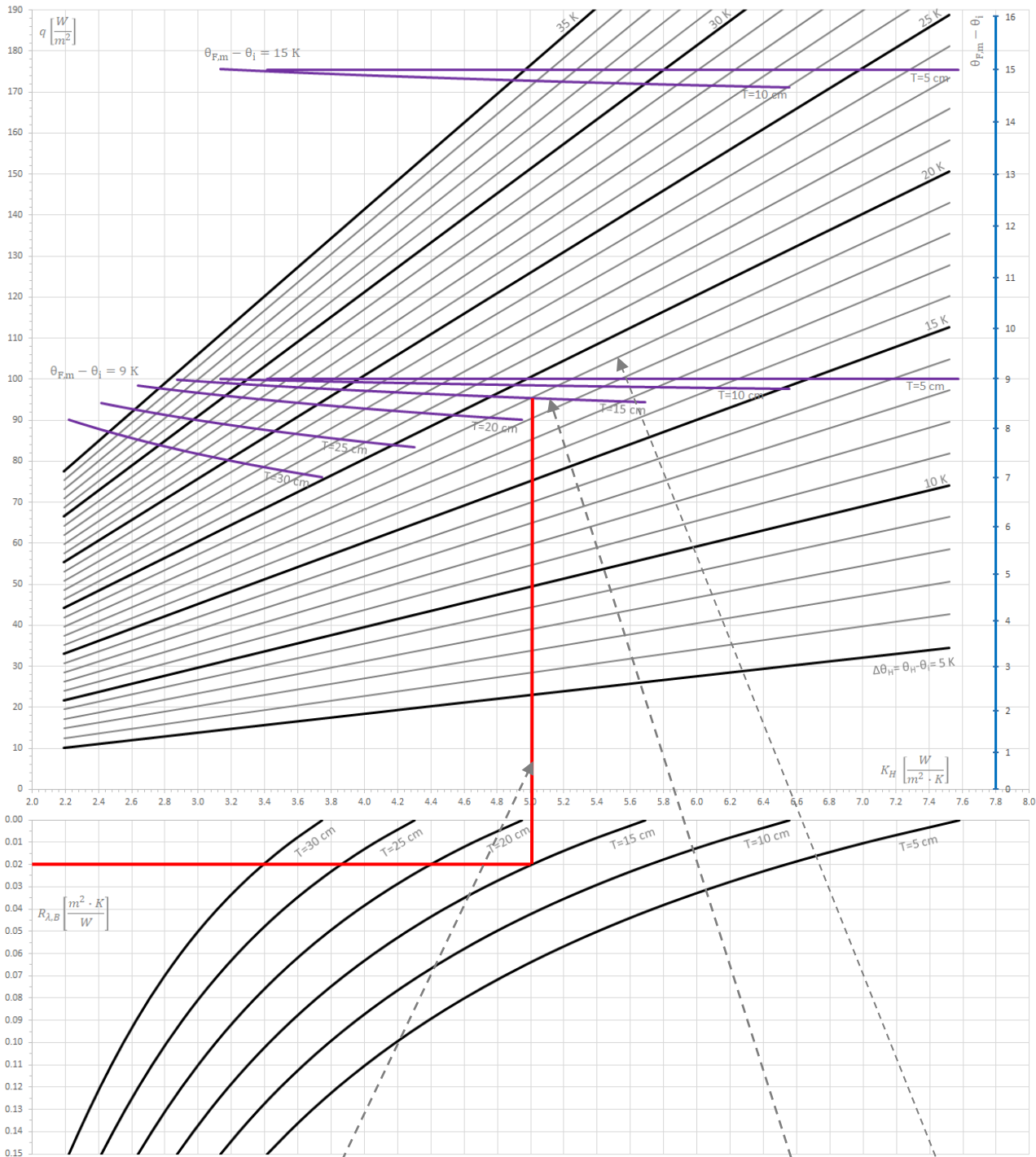
Pasul 3:

În exemplul nostru să folosim pasul de 15 cm.



Tragem o linie orizontală de la $R_{\lambda,B} = 0.02$ până se intersectează cu curba pentru $T = 15$ cm.

Pasul 4: Determinarea temperaturilor de tur și retur



Trasăm o **dreaptă verticală** de la ultimul punct de intersecție până la curba limită $\theta_{F,m} - \theta_i = 9K$, aferentă pasului $T = 15$ cm.

Observăm dreapta $\Delta\theta_H$ care se află de asemenea la această intersecție. Vedem că $\Delta\theta_H = 19 K$.

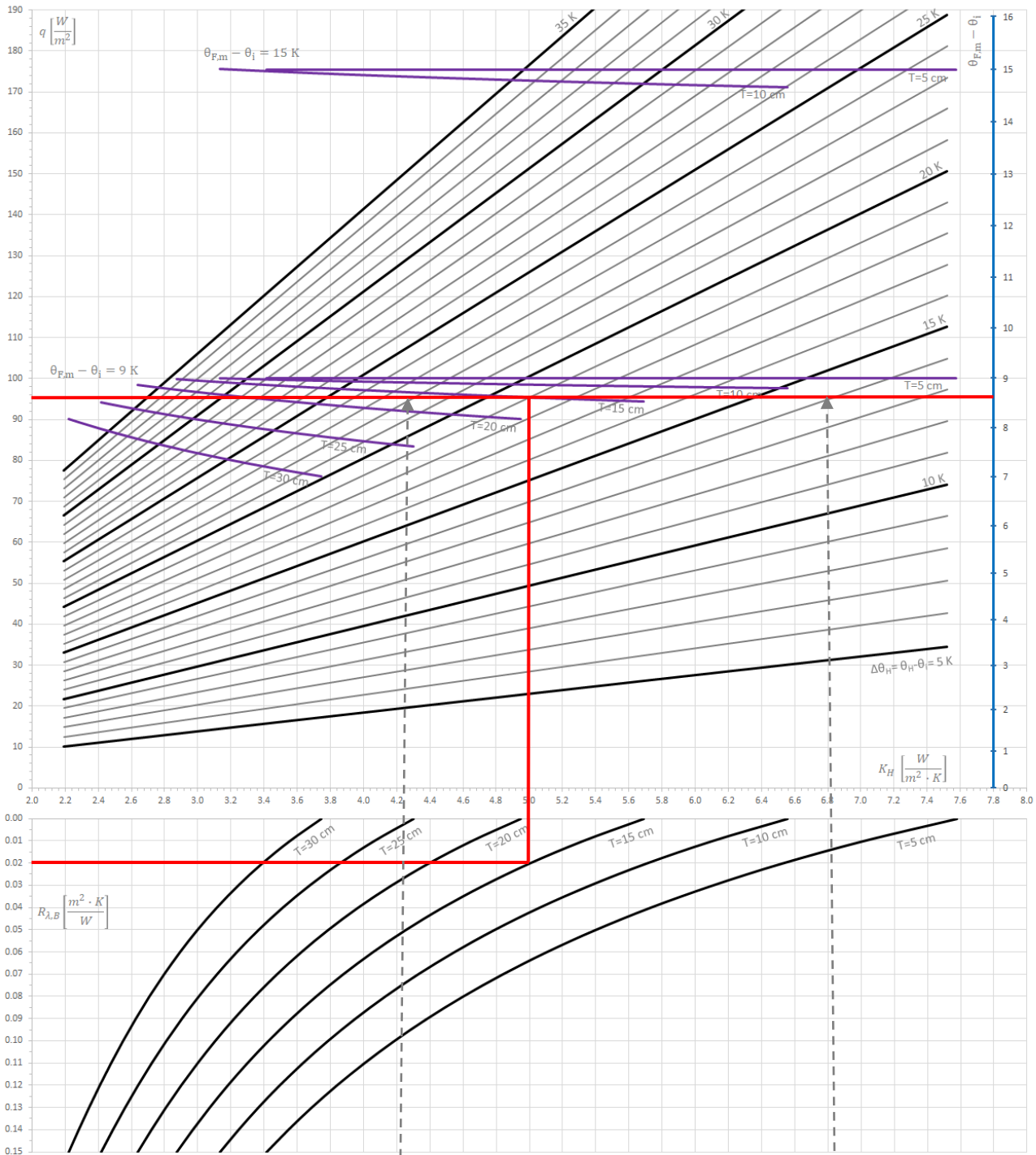
De aici va rezulta diferența medie de temperatură a agentului termic.

Cum $\Delta\theta_H = \theta_H - \theta_i = 19 K$ și $\theta_i = 20^\circ C$ rezultă că temperatura medie a agentului termic $\theta_H = \frac{\theta_V + \theta_R}{2} = 20 + 19 = 39 K$ adică:

- Temperatura de tur: $\theta_V = 39 + 2.5 = 41.5 K$ iar
- Temperatura de retur: $\theta_R = 39 - 2.5 = 36.5 K$

Pentru o diferență de temperatură între tur și retur: $\sigma = \theta_V - \theta_R = 5 K$. Se pot utiliza bineînțeles și alte valori pentru σ .

Pasul 5: Determinarea căldurii specifice maxime astfel încât să nu se depășească $\theta_{F,max} = 29^{\circ}C$



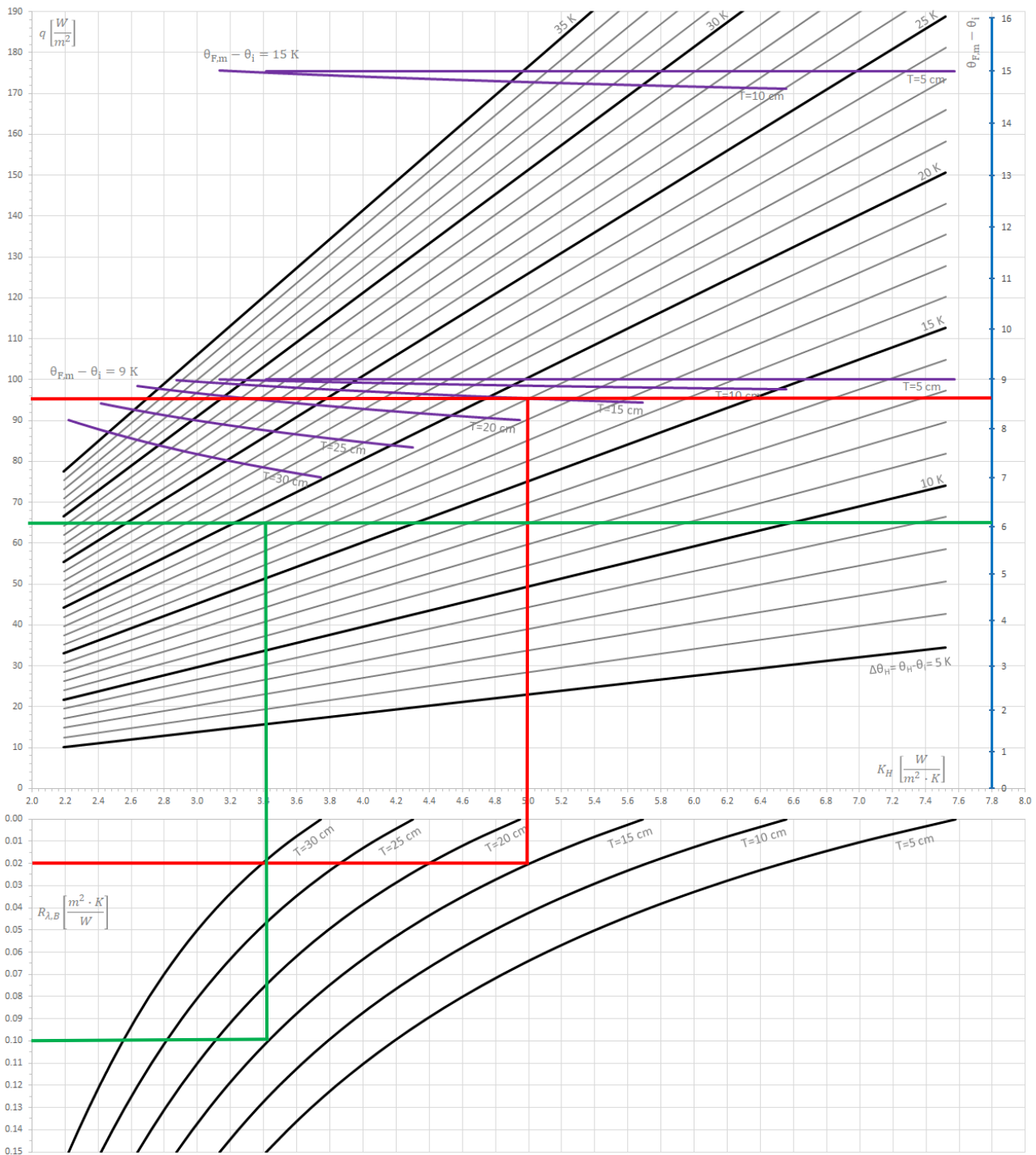
Trasăm orizontală de la ultimul punct de intersecție spre stânga până la axa căldurii specifice. Rezultă căldura specifică maximă astfel încât să nu se depășească temperatura suprafeței radiante de $29^{\circ}C$. În cazul de față rezultă 95.5 W/m^2 .

Putem să alegem orice căldură specifică mai mică sau egală cu această valoare, în funcție de necesarul de căldură pentru încăperea respectivă. **Mai departe presupunem că dorim căldura specifică maximă de 95.5 W/m^2 .**

De asemenea continuând orizontala spre dreapta până la axa $\theta_{F,m} - \theta_i$ vom obține $\theta_{F,m} - \theta_i = 8.6^{\circ}C$ de unde rezultă că temperatura suprafeței radiante este $\theta_{F,m} = 28.6^{\circ}C$

Să comparăm două materiale diferite de finisaj:

”gresie” versus ”parchet” (gresie cu: $R_{\lambda,B} = 0.02$; parchet cu: $R_{\lambda,B} = 0.10$)



În cazul parchetului rezultă o căldură specifică de 65 W/m^2 , adică 68% față de gresie în aceleași condiții de temperatură. Temperatura suprafeței radiante este $\theta_{F,m} = 26.1^\circ\text{C}$

Pasul 6: Determinăm debitul pentru încăpere, considerând ca material de finisaj parchetul.

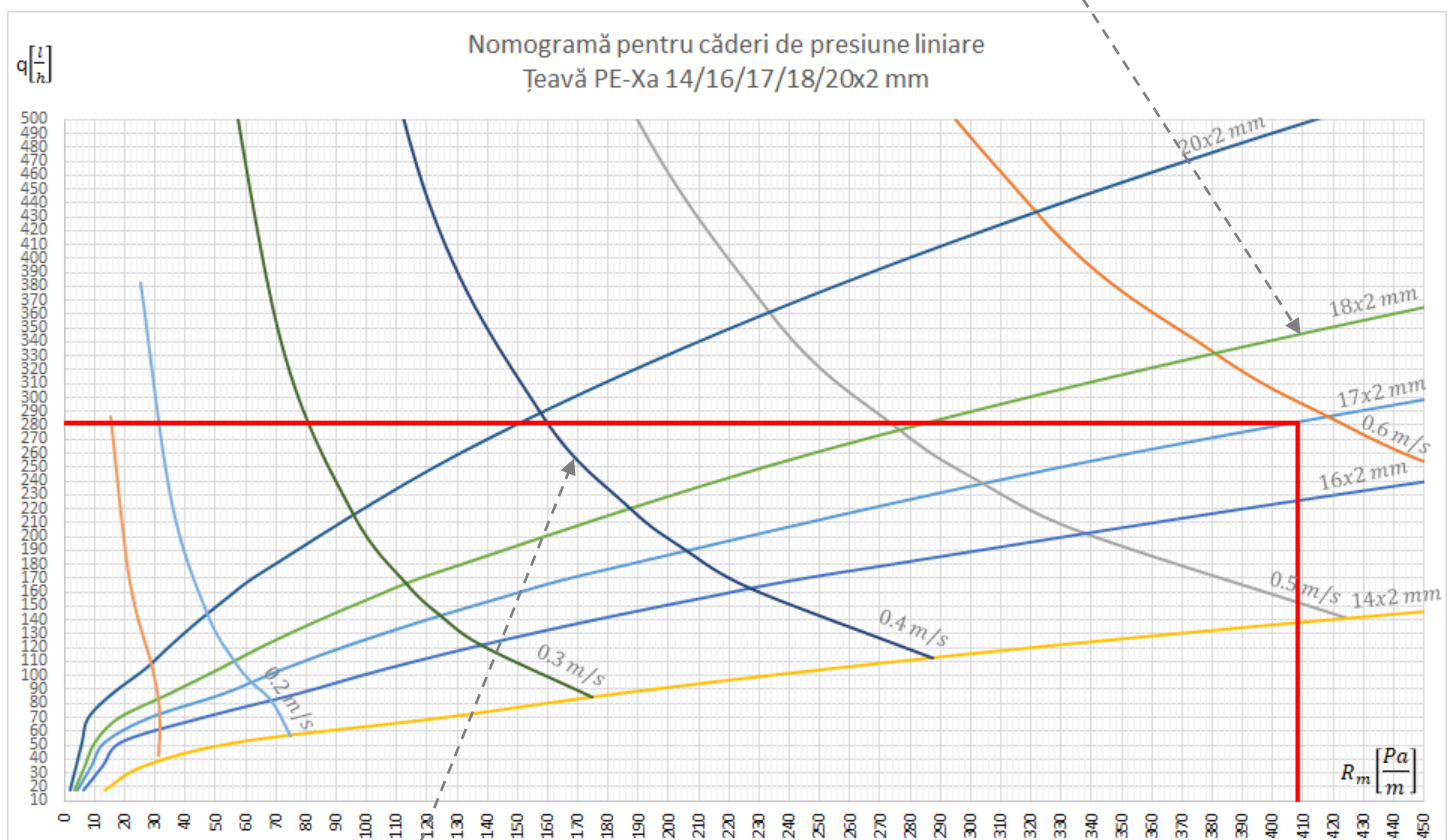
Considerăm:

- $A = 25 \text{ m}^2$,
- parchet,
- căldura specifică $q = 65 \text{ W/m}^2$,
- țevă PE-Xa 17x2 mm,
- $P = A \cdot q = 25 \cdot 65 = 1625 \text{ W}$,
- $\sigma = 5 \text{ K}$
- lungimea țevii pentru pasul $T = 15 \text{ cm}$ este de $l = 1 / T = 6.67 \text{ ml/m}^2$
- Lungimea totală fiind $L = l \cdot A = 6.67 \cdot 25 \approx 167 \text{ ml}$ fără legăturile suprafeței la distribuitor
- rezultă un debit total $q = \frac{0.86 \cdot P}{\sigma} = \frac{0.86 \cdot 1625}{5} = 279.5 \text{ l/h}$

Pasul 7:

Utilizăm NOMOGRAMA pierderilor de presiune liniare pentru a determina pierderea totală de presiune dacă am face doar o singură buclă pentru întreaga încăpere. Sunt două curbe în aceste nomograme.

Primul tip: curbele dintre debitul $q \left[\frac{\text{W}}{\text{m}} \right]$ și pierderea de presiune liniară unitară $R_m \left[\frac{\text{Pa}}{\text{m}} \right]$, pentru diferite dimensiuni de țevi.



Al doilea tip: curbele de viteză pentru diferite dimensiuni de țevi.

Pentru debitul calculat rezultă că avem o cădere de presiune (pe metru de țeeavă): $R_m = 408 \frac{\text{Pa}}{\text{m}}$

Deci în total am avea: $\Delta p_{\text{lin}} = L \cdot R_m = 167 \cdot 408 = 68136 \text{ Pa} = 6.8 \text{ mca}$. Această valoare fiind enormă, deloc economică.

Pentru o buclă de încălzire prin pardoseală, în general, căderea de presiune nu trebuie să depășească 1.5-2.0 mca.

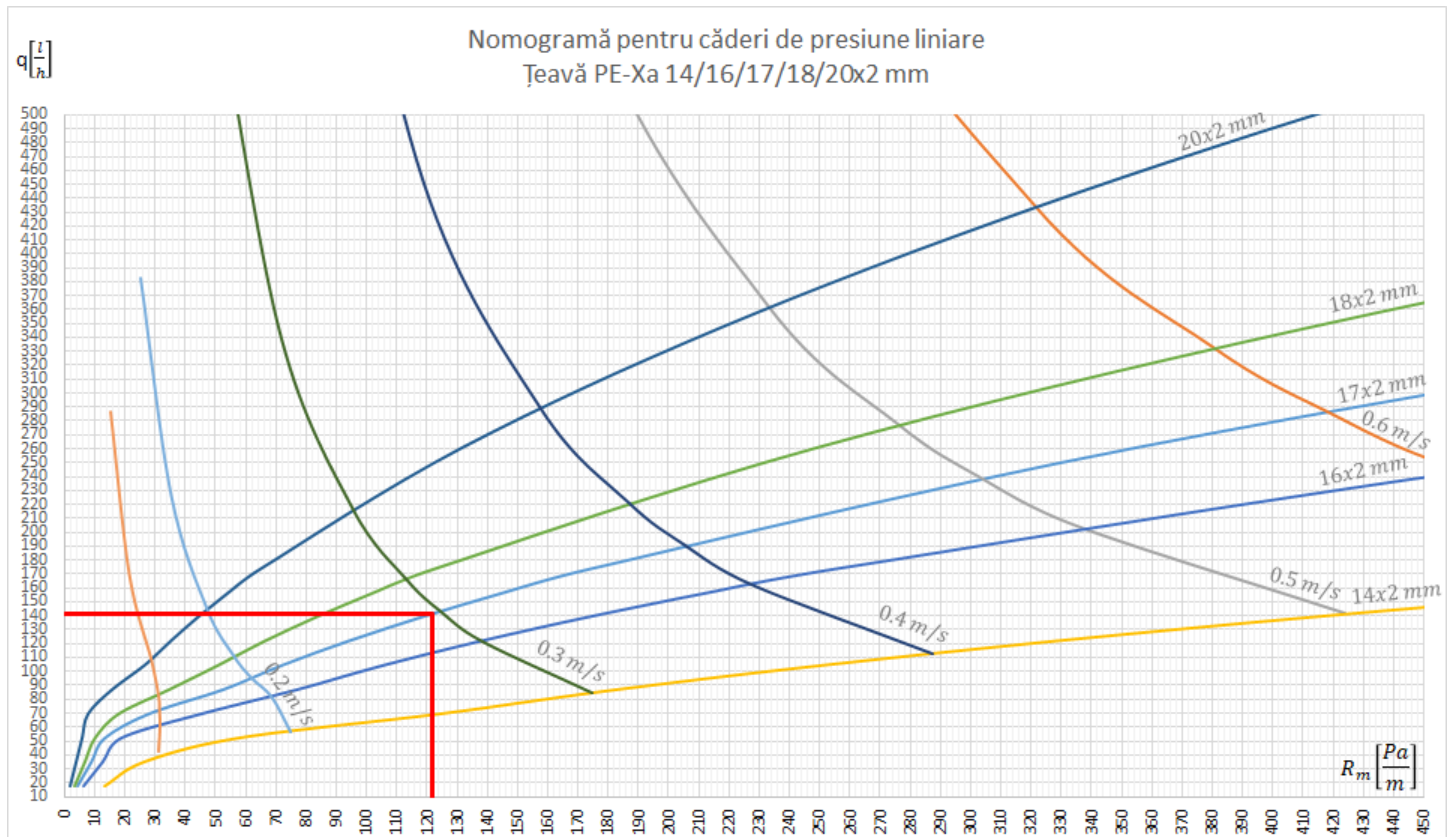
În cazuri limită eventual putem considera 2.5-3.0 mca.

Pasul 8:

Verificăm dacă ar fi ok să avem două bucle, împărțind la 2 aria încăperii:

- $A = 12.5 \text{ m}^2$,
- parchet,
- căldura specifică $q = 65 \text{ W/m}^2$,
- $P = A \cdot q = 12.5 \cdot 65 \approx 813 \text{ W}$,
- $\sigma = 5 \text{ K}$
- Lungimea totală fiind $L = l \cdot A = 6.67 \cdot 12.5 \approx 84 \text{ ml}$ fără legăturile suprafeței la distribuitor
- rezultă un debit total $q = \frac{0.86 \cdot P}{\sigma} = \frac{0.86 \cdot 813}{5} = 140 \text{ l/h}$

Utilizăm din nou NOMOGRAMA pierderilor de presiune liniare pentru a determina pierderea totală de presiune pentru fiecare buclă în parte:



Rezultă că avem o cădere de presiune pe ml de țeavă de: $R_m = 122 \frac{\text{Pa}}{\text{m}}$

Deci în total am avea: $\Delta p_{\text{lin}} = L \cdot R_m = 84 \cdot 122 = 10248 \text{ Pa} = 1.02 \text{ mca}$. Ceea ce este ok (pentru fiecare din cele două bucle).