

Instalații frigorifice cu CO₂

În contextul preocupărilor actuale privind schimbările climatice și al noilor reglementări europene privind agenții frigorifici cu efect de seră ([Regulation \(EU\) No 517/2014](#)), este necesară și reconsiderarea agenților frigorifici naturali, cum sunt NH₃ (R717) și CO₂ (R744), agenți care prin comparație cu freonii utilizați în prezent în industria frigorifică, practic nu prezintă nici un impact asupra mediului ambiant. Potențialul de încălzire globală (*Global Warming Potential - GWP*) al NH₃ este 0 și al CO₂ este 1, în timp ce potențialul de distrugere a stratului de ozon (*Ozone Depletion Potential - ODP*) este 0 pentru ambii agenți. GWP al CO₂ poate fi neglijat, când este utilizat în aplicații tehnice, deoarece acesta reprezintă un produs secundar din numeroase procese industriale ([Bolaji & Huan, 2013](#)).

În tabelul alăturat sunt prezentate valorile ODP și GWP pentru câțiva agenți frigorifici.

Valorile ODP și GWP pentru câțiva agenți frigorifici

Agent frigorific	ODP	GWP (100 ani)
R12	1	2400
R22	0.05	1700
R134A	0	4300
R404A	0	3300
R407C	0	1600
R410A	0	2088
R717 (NH ₃)	0	0
R718 (H ₂ O)	0	0.2
R744 (CO ₂)	0	1

Atât NH₃ cât și CO₂ se numără printre primele substanțe utilizate ca agenți frigorifici, încă din anii 1850 ([ASHRAE, 2014](#); [Neksa et al., 2010](#); [Visser & Hon, 2017](#)). În ([Calm, 2008](#)) se propune o clasificare a agenților frigorifici în patru generații:

- Prima generație (orice funcționează; *whatever worked*) (1830-1930): include atât NH₃ cât și CO₂;
- A doua generație (siguranță și durabilitate - *safety and durability*) (1931-1990): este caracterizată prin trecerea la agenții frigorifici de tip CFC, dar NH₃ rămâne reprezentativ și pentru această perioadă;
- A treia generație (protecția ozonului - *ozone protection*) (1990-2010): propune agenții de tip HCFC într-o perioadă de tranziție și cei de tip HFC pentru utilizarea pe termen lung, în contextul în care au apărut și primele reglementări privind protecția stratului de ozon. Agenții naturali, printre care NH₃ și CO₂ au început să fie reconsiderați în această perioadă;
- A patra generație (încălzirea globală - *global warming*) (după 2010): înlăturarea agenților sintetici cu efect negativ asupra mediului. În acest context actual, atât NH₃ cât și CO₂ sunt considerați printre cele mai viabile alternative.

Ciclurile frigorifice care funcționează cu ambii agenți sunt bine cunoscute și noi îmbunătățiri sunt implementate continuu, în special pentru CO₂ ([Gupta & Dasgupta, 2014](#); [Mota-Babiloni et al, 2015](#); [Tsamos et al., 2017](#); [Gullo et al., 2018](#); [Karampour & Sawalha, 2018](#)).

În continuare sunt prezentate câteva particularități și câteva soluții pentru eficientizarea ciclurilor cu CO₂.

Caracteristici ale CO₂

CO₂ este un agent frigorific foarte cunoscut și cu o tradiție foarte îndelungată, nu este toxic, nu este inflamabil, este abundent (inclusiv în aerul ambiant) și prezintă impact foarte redus asupra mediului ambiant în comparație cu alți agenți frigorifici (Neksa et al., 2010; Abas et al., 2018; Lorentzen, 1994; Pearson, 2005).

CO₂ este considerat o alternativă excelentă la NH₃, mai ales în situațiile în care toxicitatea și inflamabilitatea reprezintă probleme care trebuie evitate. Aceste motive pot explica succesul CO₂ în domenii ca industria auto sau aplicațiile casnice și comerciale. În ultima perioadă, CO₂ a devenit un agent competitiv inclusiv în climatizare (Neksa et al., 2010).

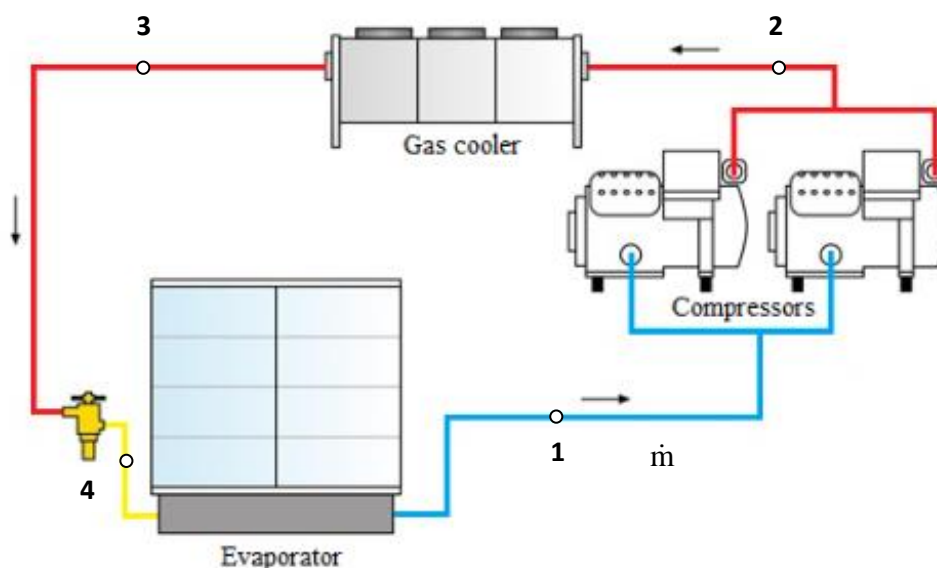
Principalul dezavantaj al CO₂ este reprezentat de valoarea scăzută a temperaturii critice ($t_{cr}=31.06$ °C), care determină funcționarea transcritică, sau supracritică în numeroase aplicații când condensarea devine imposibilă din cauza condițiilor climatice. Față de NH₃, eficiența energetică a ciclurilor cu CO₂ este mai redusă, mai ales în regim supracritic.

Chiar dacă CO₂ a fost aproape uitat în perioada expansiunii freonilor, este redescoperit și reconsiderat în perioada recentă, datorită caracteristicilor sale.

Ciclul supracritic clasic

În toate cazurile în care datorită temperaturii prea ridicate a agentului de răcire (sursa caldă a ciclului frigorific), nu este posibilă condensarea CO₂, ciclurile de funcționare a instalațiilor cu acest agent devin supracritice, respectiv funcționează la temperaturi și presiuni mai mari decât cele ale punctului critic ($t_{cr} = 31.06$ °C; $p_{cr} = 73.834$ bar). Temperatura maximă de condensare a CO₂ este temperatura critică (≈ 31 °C).

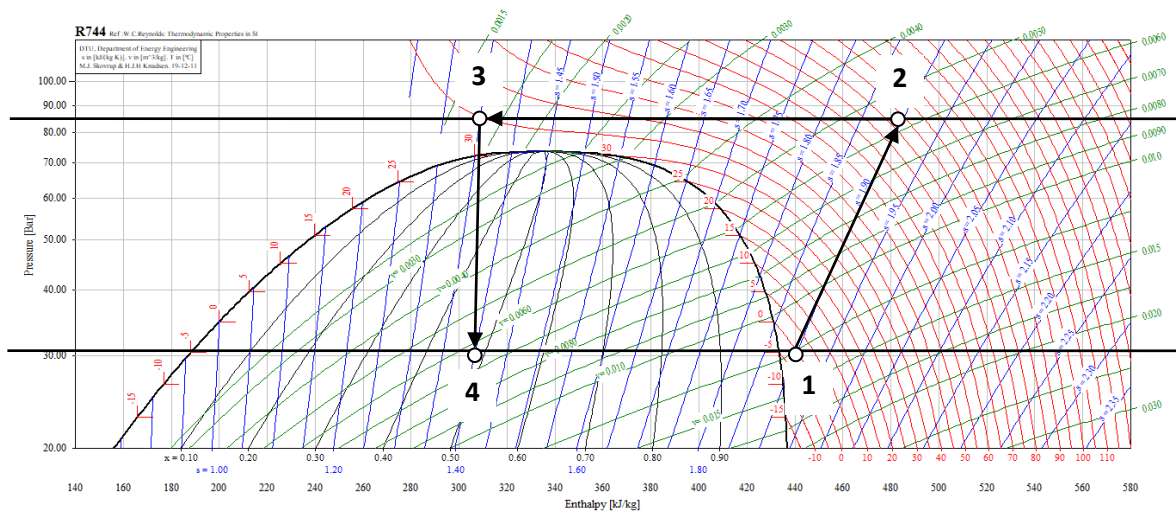
În figura alăturată este prezentată schema instalației cu CO₂ cu funcționare supracritică.



Instalația cu funcționare după ciclul convențional (clasic) supracritic cu CO₂

La funcționarea în regim supracritic, condensatorul instalației devine răcitor de CO₂.

În figura alăturată este reprezentat ciclul frigorific supracritic clasic cu CO₂.



Reprezentarea ciclului convențional (clasic) supracritic cu CO₂

Pentru calculul ciclului supracritic, temperatura finală până la care poate fi răcit CO₂ gazos comprimat (t_r [°C]) poate fi determinată cu relația:

$$t_r = t_{ar} + \Delta t_r$$

unde:

t_{ar} [°C] reprezintă temperatura agentului de răcire (apă sau aer)

Δt_r [°C] reprezintă diferența dintre temperatura minimă a gazului răcit și t_{ar} .

Valoarea minimă a parametrului Δt_r este de 3 °C (Gupta & Dasgupta, 2014; Ge & Cropper, 2009; Ge et al., 2015; Santosa, 2015; Alefeld, 1987). Eficiența energetică a ciclului, scade odată cu creșterea Δt_r .

Pentru a compara eficiența energetică (COP) a ciclului, cu alte cicluri frigorifice, s-a efectuat calculul în următoarele condiții:

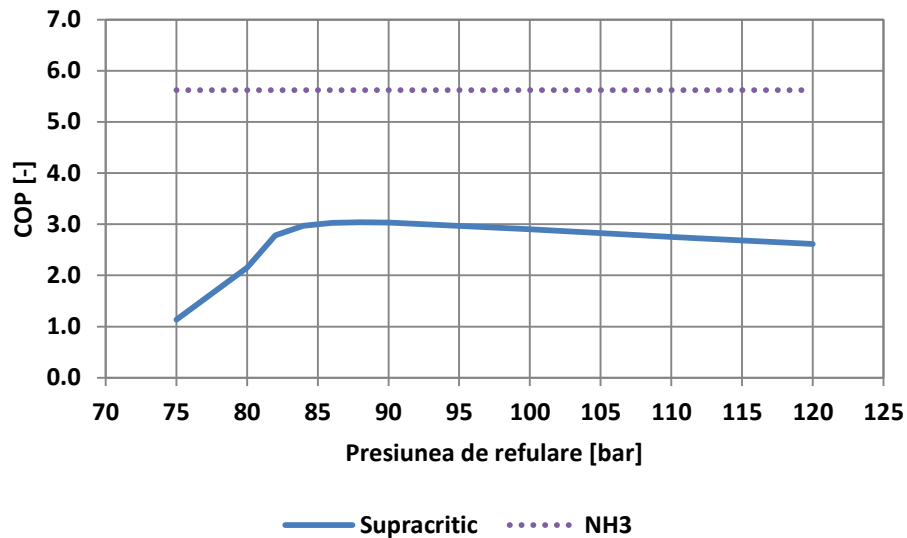
- Temperatura de vaporizare: $t_0 = -5$ °C (valoare tipică pentru refrigerare);
- Gradul de supraîncălzire în vaporizator: $\Delta t_{si} = 5$ °C;
- Temperatura finală de răcire a CO₂ gazos comprimat: $t_r = 35$ °C

Presiunea de refulare a compresorului, reprezintă un parametru, care influențează eficiența energetică. În continuare, se va considera presiunea de refulare, în intervalul (75...120) bar.

Pentru comparație s-a considerat ciclul frigorific cu NH₃, caracterizat prin aceeași temperatură de vaporizare, același grad de supraîncălzire, temperatura de condensare egală cu temperatura finală de răcire a CO₂ gazos comprimat ($t_k = 35$ °C) și fără subrăcirea condensului. În aceste condiții $COP_{NH_3} = 5.621$.

În figura alăturată este prezentată curba de variație a COP pentru ciclul supracritic clasic, în funcție de valoarea presiunii de refulare, față de valoarea COP pentru ciclul cu NH₃, considerată ca valoare de referință.

Observație: În cazul ciclului cu NH₃, COP nu depinde de presiunea de refulare, reprezentată pe abscisă).



COP pentru ciclul supracritic clasic cu CO₂, față de COP pentru ciclul cu NH₃

Se observă că:

- valorile COP pentru ciclul cu CO₂ sunt considerabil mai reduse decât pentru ciclul cu NH₃;
- Valoarea maximă a COP pentru ciclul cu CO₂ (COP = 3.037) corespunde presiunii de refulare $p_r = 88$ bar.

Având în vedere că eficiența energetică a ciclului supracritic cu CO₂ este mult mai redusă decât a ciclului cu NH₃, au fost concepute mai multe soluții pentru creșterea eficienței energetice a ciclului cu CO₂. Dintre aceste soluții, sunt prezentate în continuare comprimarea paralelă și utilizarea ejectorului pentru comprimare.

Ciclul supracritic cu comprimare paralelă cu CO₂

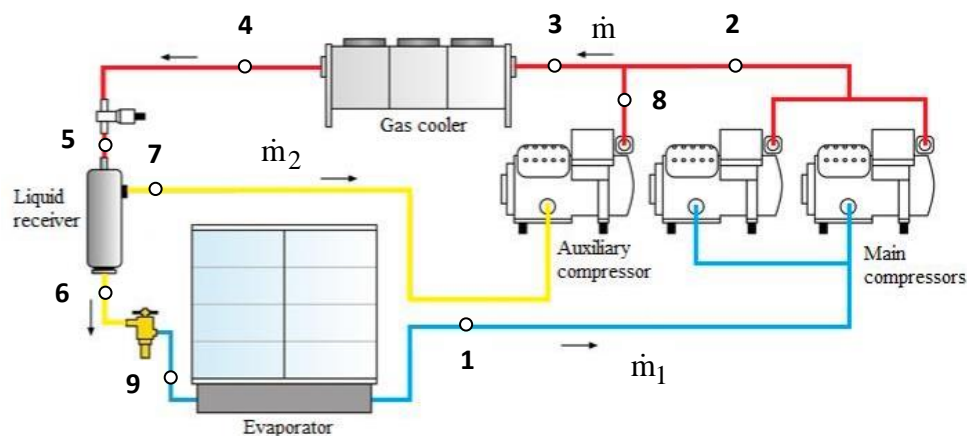
Ciclul cu comprimarea paralelă (sau în paralel) presupune laminarea CO₂ în două trepte, întâi până la o presiune intermediară (p_i) și apoi până la presiunea de vaporizare (p_0). Instalația prezintă și un separator de lichid în care debitul de CO₂ laminat în prima treaptă (\dot{m}) se împarte în debitul de lichid (\dot{m}_1) și debitul de vapori (\dot{m}_2).

Presiunea intermediară se poate calcula ca media geometrică dintre presiunile de vaporizare (p_0) și de refulare (p_r):

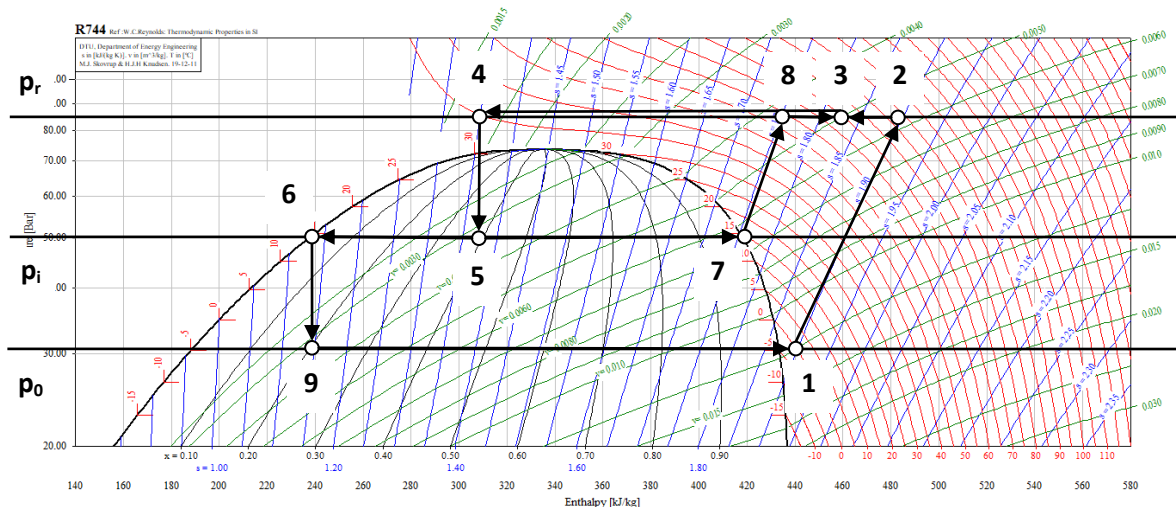
$$p_i = \sqrt{p_0 \cdot p_r}$$

Din punct de vedere energetic, această instalație prezintă avantajul că doar debitul \dot{m}_1 (care produce frig) este comprimat de la p_0 până la p_r , în timp ce debitul \dot{m}_2 este comprimat doar de la p_i până la p_r .

În figurile alăturate sunt prezentate instalația cu funcționare după ciclul supracritic cu comprimare paralelă cu CO₂ și reprezentarea ciclului în diagrama presiune - entalpie.



Instalația cu funcționare după ciclul supracritic cu comprimare paralelă cu CO₂



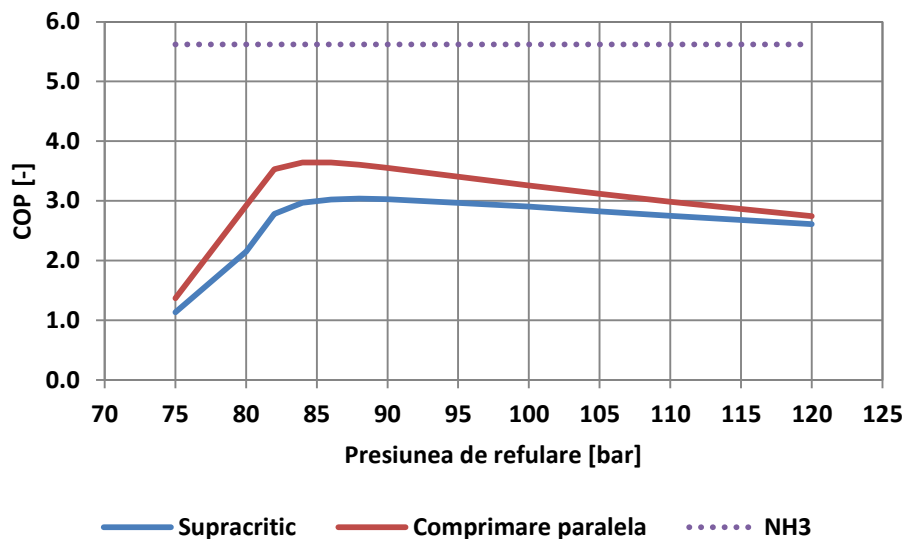
Reprezentarea ciclului supracritic cu comprimare paralelă cu CO₂

Calculul termic al ciclului cu comprimare paralelă prezintă unele particularități, deoarece există trei debite masice care trebuie determinate și în plus trebuie determinați parametrii stării de amestec dintre vaporii refulați de compresorul (sau compresoarele principale) și cei refulați de compresorul paralel, deoarece parametrii acestei stări sunt necunoscuți.

Pentru determinarea mărimilor necunoscute, se scriu următoarele ecuații care permit determinarea celor patru necunoscute (3 debite și entalpia stării 3):

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &= \dot{Q}_0 / (h_1 - h_9) && \text{Ecuația de bilanț energetic pe vaporizator} \\ \dot{m} &= \dot{m}_1 + \dot{m}_2 && \text{Ecuația de bilanț masic al amestecului} \\ \dot{m} \cdot h_5 &= \dot{m}_1 \cdot h_6 + \dot{m}_2 \cdot h_7 && \text{Ecuația de bilanț energetic pe separatorul de lichid} \\ \dot{m}_1 \cdot h_2 + \dot{m}_2 \cdot h_8 &= \dot{m} \cdot h_3 && \text{Ecuația de bilanț energetic al amestecului} \end{aligned}$$

În figura alăturată sunt prezentate curbele de variație ale COP în ciclul supracritic clasic cu CO₂ și în ciclul cu comprimare paralelă cu CO₂, față de valoarea COP pentru ciclul cu NH₃.



Variația COP cu presiunea de refulare pentru ciclul clasic și ciclul cu comprimare în paralel

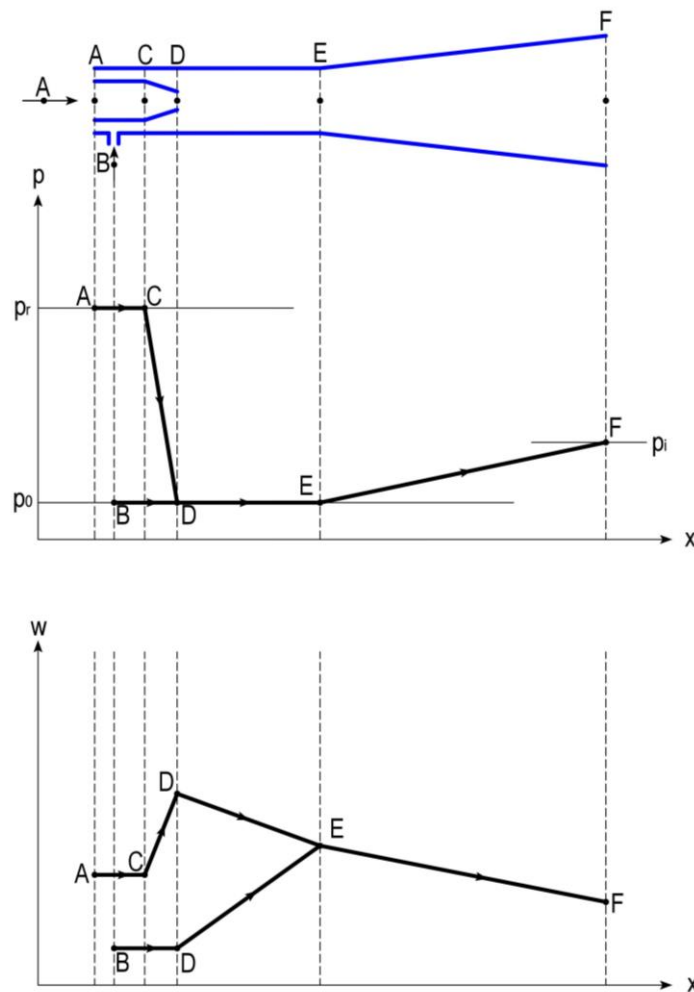
Se observă că:

- ciclul cu comprimare paralelă permite creșterea eficienței energetice, dar valorile COP rămân sub cele ale ciclului cu NH₃;
- valoarea maximă a COP pentru ciclul cu comprimare în paralel (COP = 3.644) corespunde presiunii de refulare $p_r = 84$ bar.

Ciclul cu ejector (multiejector)

Ejectorul este un echipament care permite comprimarea unui agent denumit agent antrenat, utilizând ca sursă de energie energia potențială de presiune a unui agent denumit agent motor. În cazul instalațiilor frigorifice cu CO₂, agentul motor este reprezentat de gazul comprimat la presiunea de refulare p_r și răcit până la temperatura de răcire t_r , iar agentul antrenat este reprezentat de vaporii de CO₂ proveniți din vaporizator. În unele tipuri de instalații, agentul antrenat este reprezentat de CO₂ lichid.

În figura alăturată sunt prezentate schema constructivă a unui ejector, variația presiunilor și variația vitezelor de curgere a agenților de lucru.



Schema constructivă a unui ejector, variația presiunilor și variația vitezelor

Agentul motor cu starea A, intră în ejector cu presiunea de refulare ($p_r=p_A$) și viteza de curgere (w_A), iar agentul antrenat intră în ejector cu presiunea de vaporizare ($p_0=p_B$) și cu viteza de curgere (w_B) (viteză redusă, apropiată de zero).

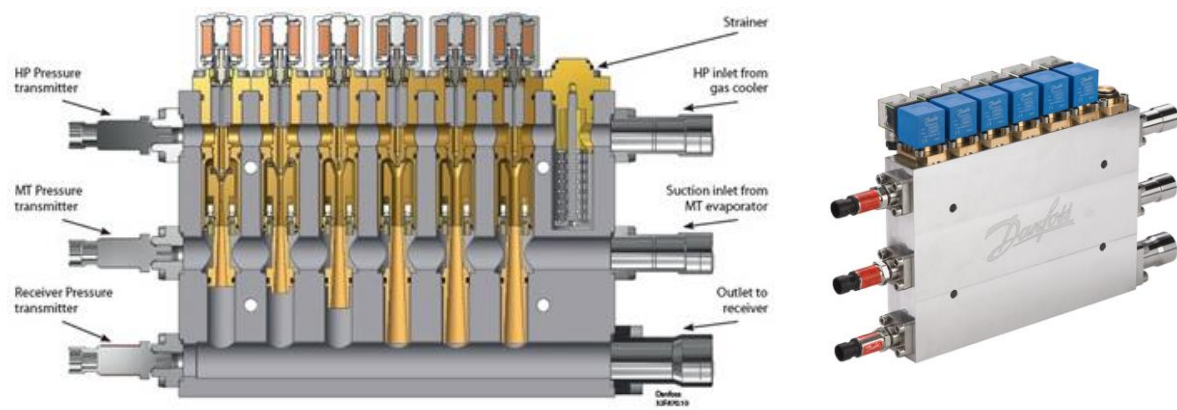
În ajutorul convergent al ejectorului, între secțiunile C-D, presiunea agentului motor scade de la $p_C=p_r$ la $p_D=p_0$, iar viteza de curgere crește de la w_C la w_D . Din punct de vedere energetic, energia potențială de presiune a agentului motor, este transformată în energie cinetică, iar viteza acestuia crește pe seama scăderii presiunii.

În porțiunea de intrare în ejector a agentului antrenat, între secțiunile B-D, presiunea și viteza, prezintă variații nesemnificative și se poate considera că valorile acestor mărimi, rămân practic neschimbate. În realitate, datorită vitezei ridicate de curgere a agentului motor, se creează o ușoară depresiune în zona de intrare a agentului antrenat, care face posibilă pătrunderea acestuia în ejector.

În camera de amestec a ejectorului, între secțiunile D-E, se produce (izobar) amestecul celor doi agenți (motor și antrenat). Cei doi agenți, aflați practic la aceeași presiune își transferă energie unul altuia prin ciocniri ale moleculelor alate în mișcare dezordonată. În urma acestui transfer energetic se constată scăderea vitezei moleculelor agentului motor și creșterea vitezei moleculelor agentului antrenat. La ieșirea din camera de amestec, toate moleculele se găsesc la aceeași viteză a amestecului (w_E), iar presiunea amestecului este ($p_E=p_0$).

În difuzorul ejectorului, între secțiunile E-F, viteza amestecului scade de la w_E la w_F , iar presiunea amestecului crește de la $p_E=p_0$ la $p_F=p_i$ (unde p_i este presiunea intermediară). Din punct de vedere energetic, energia cinetică a amestecului, este transformată în energie potențială de presiune, iar presiunea crește pe seama scăderii vitezei.

În instalațiile frigorifice cu CO_2 , se utilizează mai multe ejectoare montate în paralel, iar dispozitivul astfel obținut poartă denumirea de multiejector, un asemenea echipament fiind prezentat în figurile alăturate.



Multiejector (secțiune și vedere)

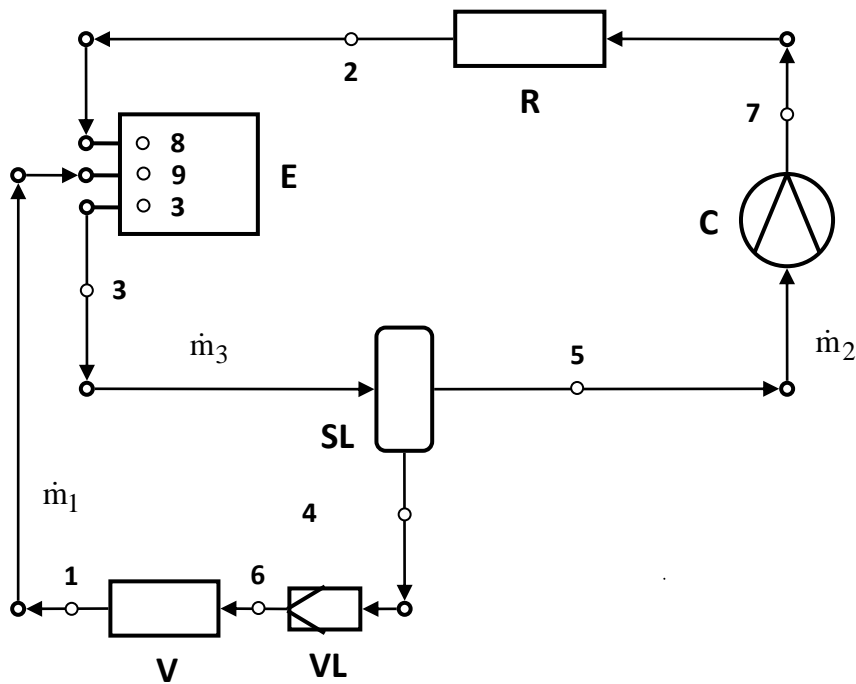
Pe fiecare canal de intrare în ejector a agentului motor, este prevăzut câte un dispozitiv de admisie acționat de câte un ventil electromagnetice. În funcție de raportul debitelor și de valorile presiunilor de lucru (p_0 , p_r și p_i), un controller deschide unul sau mai multe ventile electromagnetice, respectiv unul sau mai multe ejectoare.

Din punct de vedere energetic, ciclul cu ejector (respectiv cu multiejector) este eficient, deoarece pentru comprimarea până la presiunea intermediară (p_i) a vaporilor de CO_2 proveniți din vaporizator, nu se consumă energie mecanică (respectiv electrică) ci energie potențială a CO_2 comprimat, care se destinde parțial în ejector (multiejector) și parțial într-un ventil de laminare (numai debitul care trece prin vaporizator și produce frig).

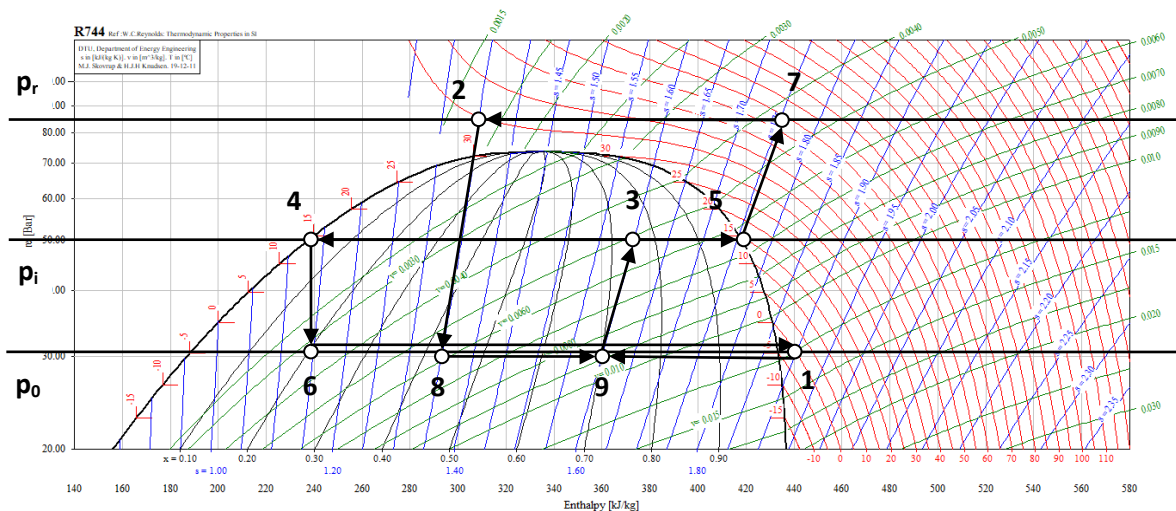
Presiunea intermediară se poate calcula ca media geometrică dintre presiunile de vaporizare și de refulare:

$$p_i = \sqrt{p_0 \cdot p_r}$$

În figurile alăturate sunt prezentate schema de principiu a unei instalații cu ejector, respectiv ciclul de funcționare, în diagrama presiune - entalpie.



Schema instalației cu ejector

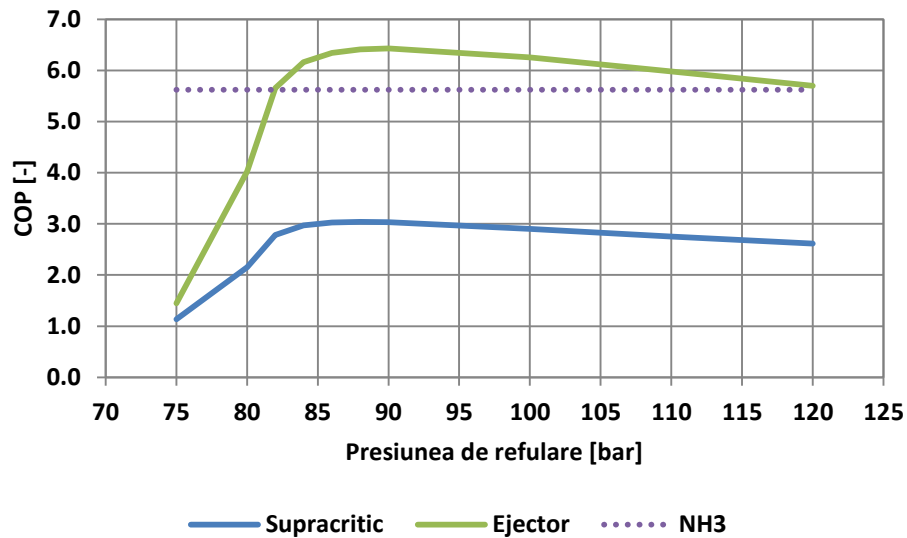


Reprezentarea proceselor din instalația cu ejector în diagrama lgp-h

Pentru efectuarea calculului termic al ciclului frigorific cu ejector, trebuie determinate cele trei debite masice și parametrii termodinamici ai uneia dintre stările termodinamice necunoscute, respectiv 3 sau 9 (entalpia). În acest scop, pot fi scrise următoarele ecuații:

$\dot{m}_1 = Q_0 / (h_1 - h_6)$	Ecuția de bilanț energetic pe vaporizator
$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$	Ecuția de bilanț masic pe ejector (sau pe separatorul de lichid)
$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 = \dot{m}_3 \cdot h_3$	Ecuția de bilanț energetic pe ejector
$\dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_1 \cdot h_4 + \dot{m}_2 \cdot h_5$	Ecuția de bilanț energetic pe separatorul de lichid

În figura alăturată sunt prezentate curbele de variație ale COP în ciclul supracritic clasic cu CO₂ și în ciclul cu ejector cu CO₂, față de valoarea COP pentru ciclul cu NH₃.



Variația COP cu presiunea de refulare pentru ciclul clasic și ciclul cu ejector

Se observă că:

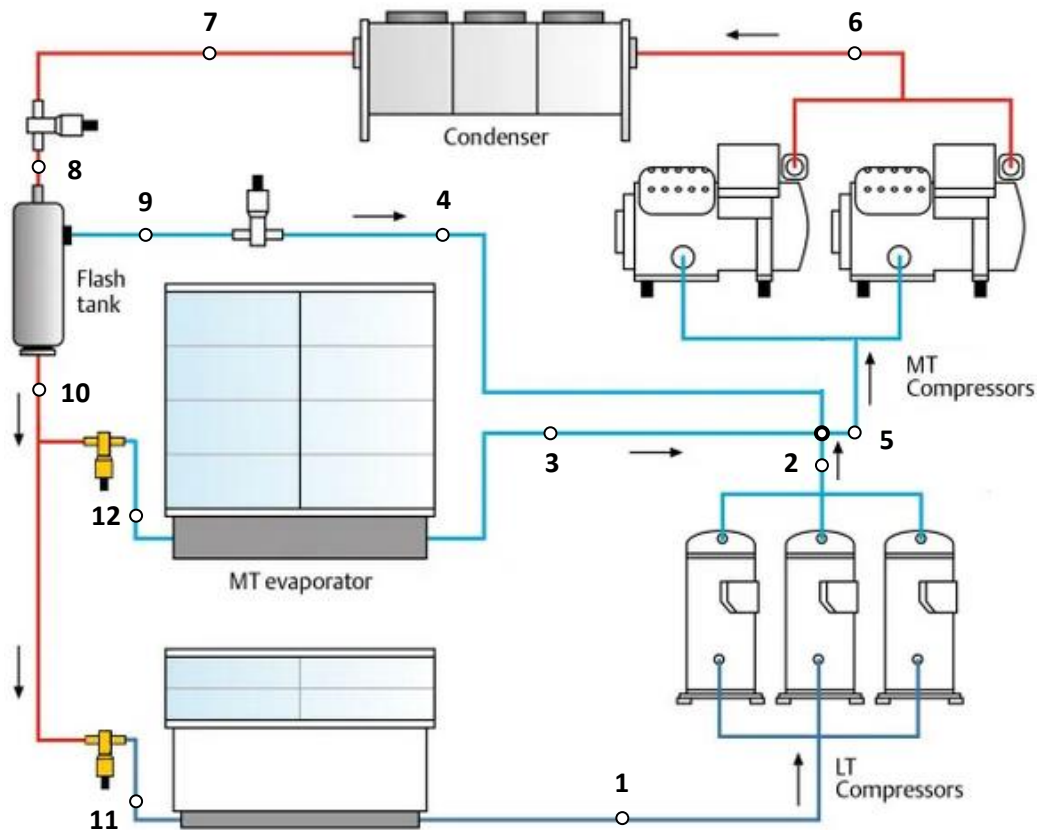
- utilizarea ejectorului permite creșterea considerabilă a eficienței energetice, iar valorile COP pot să depășească valoarea COP a ciclului cu NH₃;
- valoarea maximă a COP pentru ciclul cu ejector (COP = 6.426) corespunde presiunii de refulare $p_r = 90$ bar.

Ejectoarele (multiejectoarele) pot fi utilizate și împreună cu comprimarea în paralel sau în alte tipuri de instalații. Atunci când sunt utilizate, contribuie la creșterea eficienței energetice a instalațiilor.

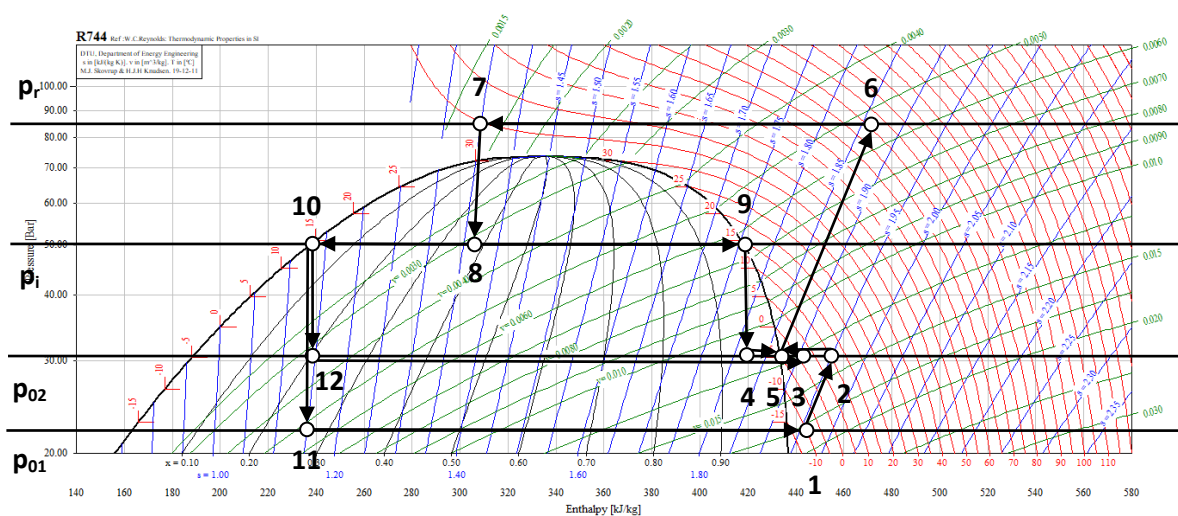
Ciclul supracritic cu două nivele de temperatură scăzută (Booster)

Utilizarea CO₂ a fost extinsă în ultima perioadă și la aplicații în care este necesară realizarea simultană a două nivele de temperatură scăzută, cum sunt instalațiile supermarket-urilor, care asigură temperaturi scăzute atât pentru refrigerarea cât și pentru congelarea produselor alimentare. Aceste tipuri de instalații au fost denumite instalații de tip Booster.

În figurile alăturate sunt prezentate schema instalației și reprezentarea proceselor în diagrama presiune – entalpie.



Instalația cu două nivele de temperatură scăzută (Booster)

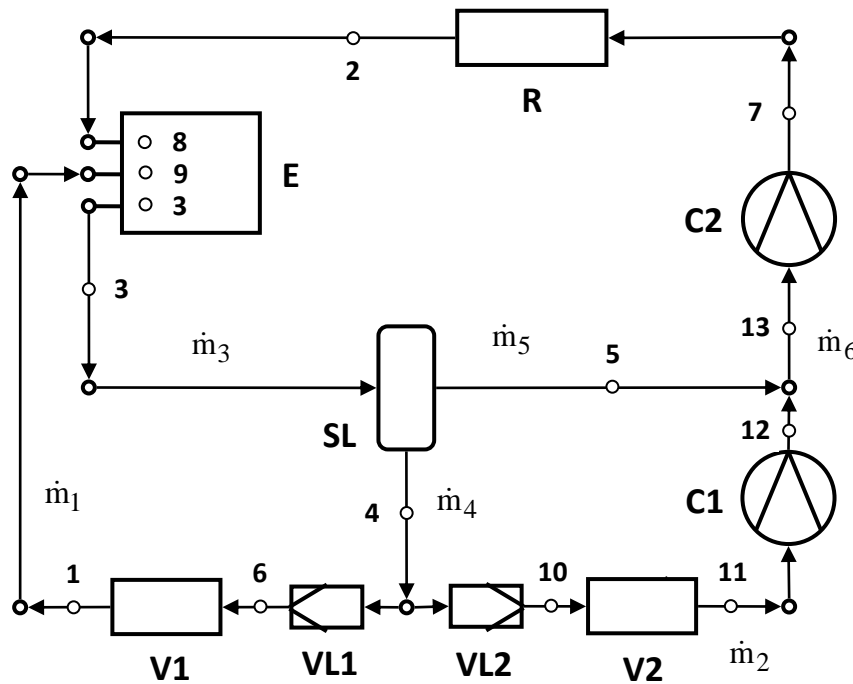


Reprezentarea proceselor din instalația cu două nivele de temperatură scăzută (Booster)

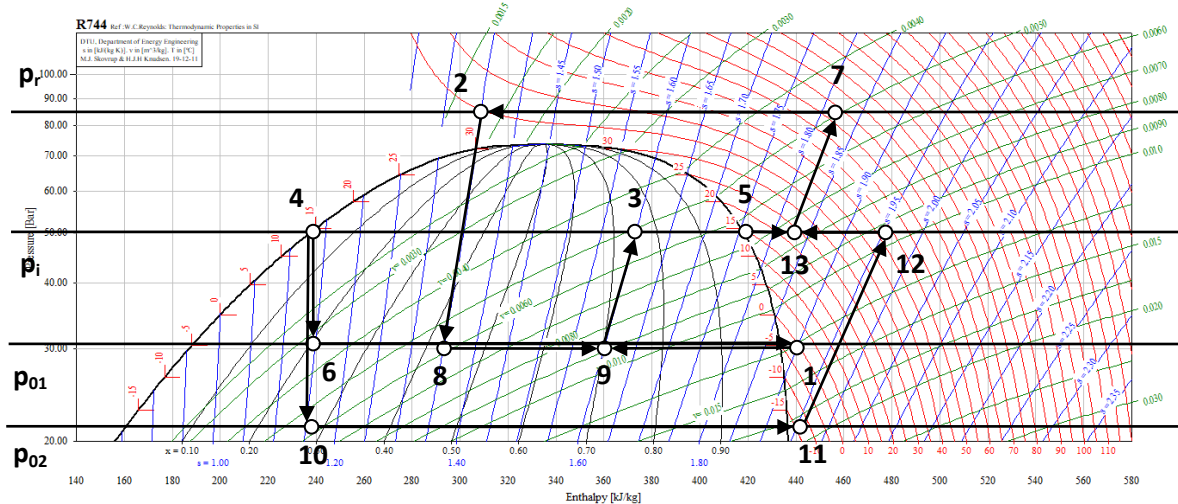
Ciclul supracritic cu două nivele de temperatură scăzută (Booster) și cu ejector

Pentru eficientizarea energetică a instalațiilor cu CO₂ cu două nivele de temperatură scăzută (Booster), se poate utiliza ejectorul (multiejectorul).

În figurile alăturate sunt prezentate schema instalației și reprezentarea proceselor în diagrama presiune – entalpie.



Ciclul supracritic cu două nivele de temperatură scăzută (Booster) și cu ejector (multiejector)



Reprezentarea proceselor din ciclul supracritic cu două nivele de temperatură scăzută (Booster) și cu ejector (multiejector) în diagrama lgp-h

Referințe bibliografice

- *** - Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006.
- Bolaji B.O., Huan Z. - Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant – a review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 18 (2013) 49–54.
- *** - ASHRAE position document. Ammonia as a refrigerant (2014).
- Neksa P., Walnum H.T., Hafner A. - CO₂ - A refrigerant from the past with prospects of being one of the main refrigerants in the future, 9th IIR Gustav Lorentzen Conference 2010 - natural refrigerants – real alternatives, Sydney, April 12-14 (2010).
- Visser K., Hon M. - The Design of CO₂ Refrigeration System Using Ammonia System Design Principles, 2017 IIR Natural Refrigeration Conference & Heavy Equipment Expo, San Antonio, TX (2017).
- Calm J.M. - The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook, *International Journal of Refrigeration* 31 (2008) 1123-1133.
- Gupta D.K., Dasgupta M.S. - Simulation and performance optimization of finned tube gas cooler for trans-critical CO₂ refrigeration system in Indian context, *International Journal of Refrigeration* 38 (2014) 153-167.
- Mota-Babiloni A., Navarro-Esbri J., Barragan-Cervera A., Moles F., Peris B., Verdu G. - Commercial refrigeration - An overview of current status. , *International Journal of Refrigeration* 57 (2015) 186-196.
- Tsamos K.M., Ge Y.T., Santosa I.D.M.C., Tassou S.A. - Experimental investigation of gas cooler/condenser designs and effects on a CO₂ booster system, *Applied Energy* 186 (2017) 470–479.
- Gullo P., Hafner A., Banasiak K. - Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives, *International Journal of Refrigeration* 93 (2018) 269–310.
- Karampour M., Sawalha S. - State-of-the-art integrated CO₂ refrigeration system for supermarkets: A comparative analysis, *International Journal of Refrigeration* 86 (2018) 239–257.
- Abas N., Kalair A.R., Khan N., Haider A., Saleem Z., Saleem M.S. - Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 90 (2018) 557–569.
- Lorentzen G. - Revival of carbon dioxide as a refrigerant, *International Journal of Refrigeration* 17(5) (1994) 292-302.
- Pearson A. - Carbon dioxide - new uses for an old refrigerant, *International Journal of Refrigeration* 28 (2005) 1140–1148.
- Ge Y.T., Cropper R.T. - Simulation and performance evaluation of finned-tube CO₂ gas coolers for refrigeration systems, *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 957–965.
- Ge Y.T., Tassou S.A., Santosa I.D.M.C., Tsamos K.M. - Design optimisation of CO₂ gas cooler/condenser in a refrigeration system, *Applied Energy* 160 (2015) 973–981.
- Santosa I.D.M.C. - Optimisation of gas coolers for CO₂ refrigeration application, Ph.D. Thesis, Brunel University (2015).
- Alefeld G. - Efficiency of compressor heat pumps and refrigerators derived from the Second Law of Thermodynamics, *International Journal of Refrigeration* 10 (1987) 331-341.