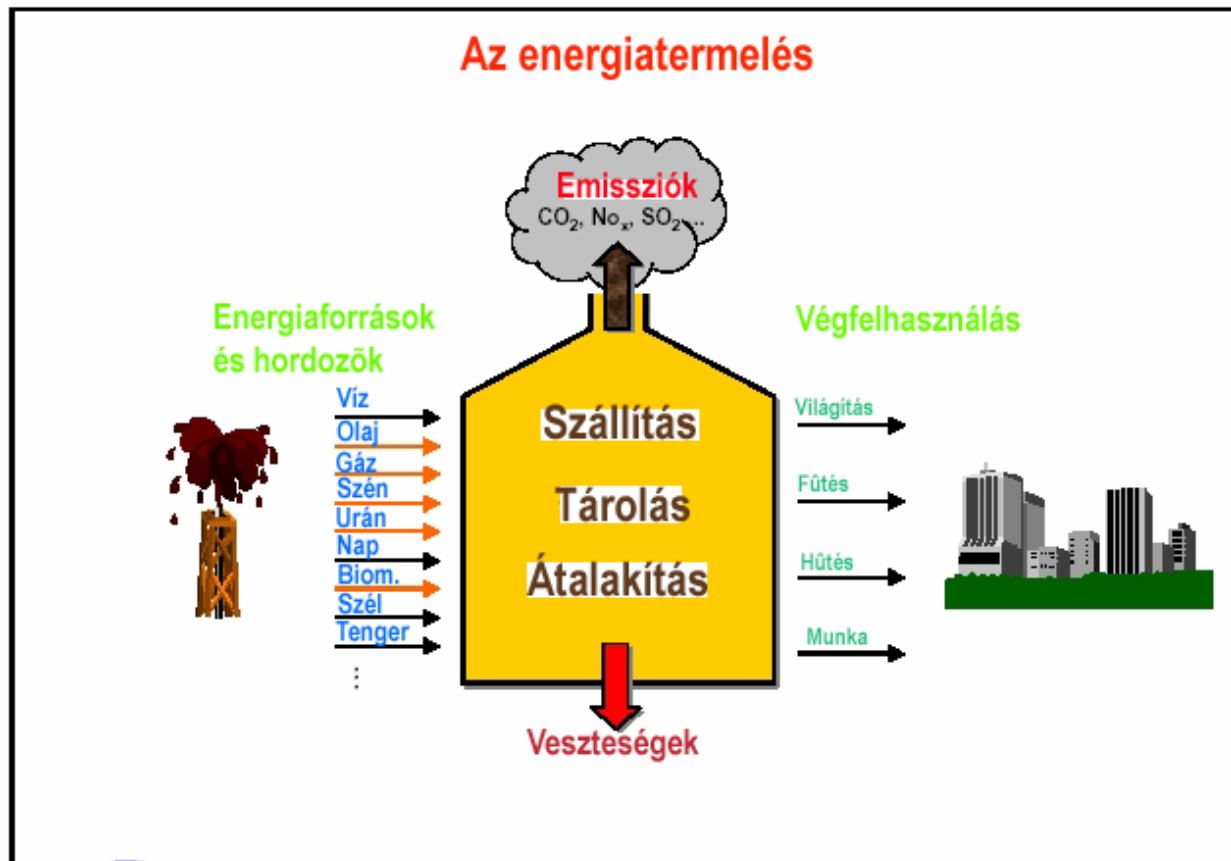


# ENERGIATERMELÉS 5.

## Energiatermelés hőerőművekben



# HŐERŐMŰVEK

Az erőművek általában villamos energia termelésére épített létesítmények. Az energiaforrás szerint lehetnek:

- Hőerőművek
- Vízierőművek
- Szélerőművek
- Egyéb erőművek

A termelt vagy szolgáltatott energia szerint:

- Tisztán villamos energiát szolgáltató
- Villamos energiát és hőenergiát szolgáltató erőművek

Az erőművek kihasználása szerint:

- Alaperőművek**, egész évben egyenletesen termel, jól kihasználja a kapacitását
- Menetrendtartó erőművek**, igények alapján előre megszabott menetrend szerint
- Csúcserőművek**, csak a terhelési csúcsok idején szolgáltat energiát

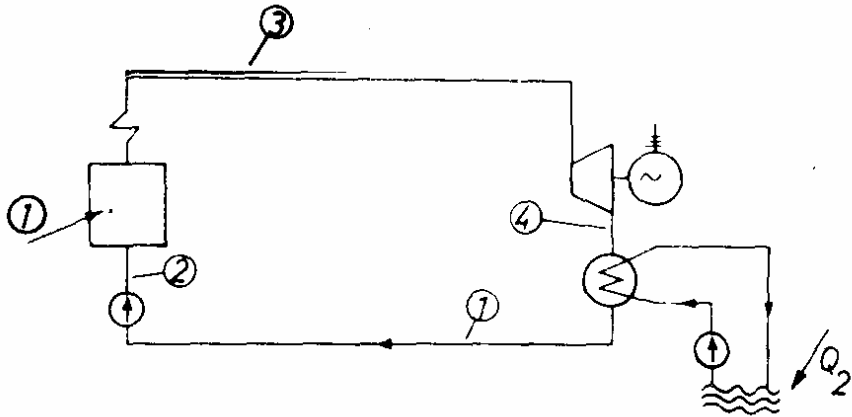
Erőművek közötti kapcsolat szerint:

- Együttműködő erőművek
- Elszigetelt erőművek

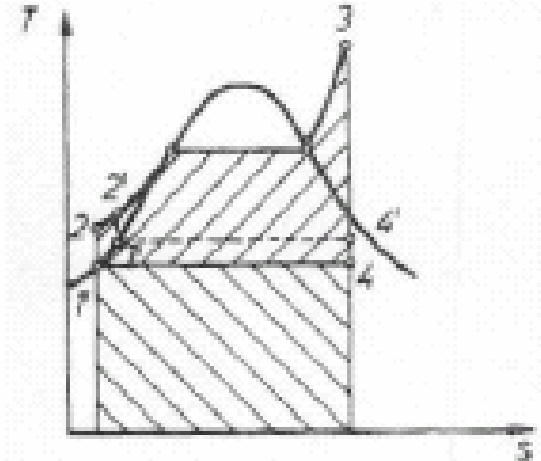
Magyarország villamos energiájának döntő részét hőerőművekben állítják elő, melynek során hőenergia szabadul fel fosszilis tüzelőanyagok égetése, vagy maghasadás révén és hő-körfolyamat segítségével a hőenergia egy részét villamos energiává alakítják. Az átalakítás során mechanikai munkát nyernek a hő-körfolyamat révén, majd a mechanikai munka egy részét villamos energiává alakítják.

## Hőerőmű alaptípusok

A hőerőművekben jelenleg rendszerint vizgőz-körfolyamat, az ún. **Rankin-Clausius körfolyamat** valósul meg. A körfolyamatnak számos hatásfokot javító változata ismert. A csak villamosenergia termelést végző hőerőművet **kondenzációs erőműnek** nevezzük. Ennek kapcsolási vázlata és T-s diagramja a következő 1-2. ábrákon látható:

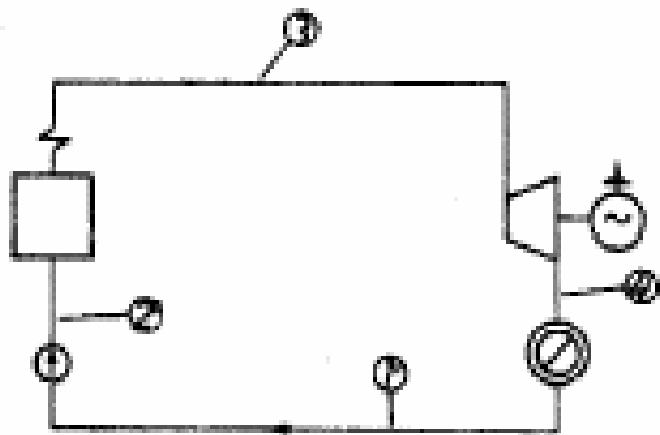


1. ábra Kondenzációs erőmű

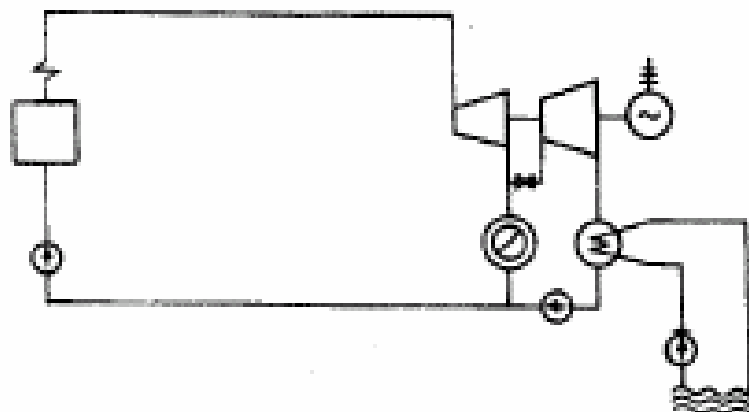


2. ábra T-s diagramm

A bevezetett hőmennyiség az 1-2-3-4 görbe alatti, míg a rendszerből kikerülő hőmennyiség a 4-1 alatti területtel arányos. Kondenzációs erőműnél a kondenzátorral elvont hőmennyiség a munkafolyamat szempontjából veszteség. Ez a veszteség csökkenthető, ha az itt elvont hőmennyiséget valamilyen más célra, például fűtésre hasznosítjuk. Gyakorlatilag ez a hasznosítás akkor lehetséges, ha a kondenzációs hőmérsékletet megnöveljük (70-80 °C), azaz melegebb kondenzált vizet vezetünk ki a rendszerből. Ekkor az erőmű a villamos energián felül már hőenergiát is szolgáltat (forróvíz), melyet egyéb hasznos célra, például fűtésre lehet felhasználni. Az ilyen hőerőművet **ellennyomásos hőerőműnek** nevezzük, melynek kapcsolását a 3. ábrán és a folyamat T-s diagramját pedig a 2. ábrán az 1'-2'-3-4'-1' pontok határolják.



3. ábra Ellennyomásos erőmű



4. ábra Elvételes kondenzációs erőmű

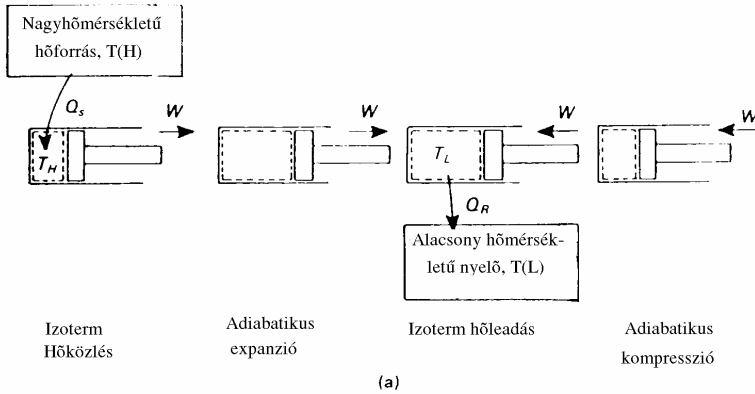
A harmadik fontos hőerőmű alaptípusnál, az **elvételes-kondenzációs hőerőműnél** az ellennyomásos és kondenzációs rendszert összekapcsolják. Az ilyen erőmű kapcsolási vázлата a 4. ábrán látható. Ez utóbbi rendszer rugalmasabb, lehetőség van csak villamos energia termelésére is.

## Energiatermelés hőerőművekben

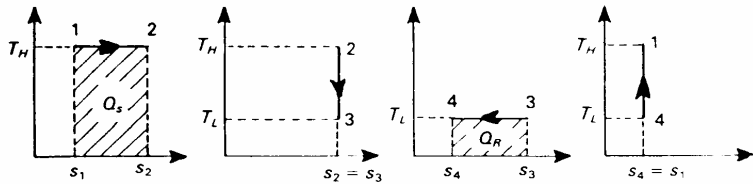
A XX. Században az elektromos energia nélkülözhetetlen. Ez egy nagyon flexibilis, fűtésre, hűtésre, világításra, hajtásra könnyen felhasználható, könnyen szállítható és ellenőrizhető energiaforma. A civilizáció összeomlana nélküle, ezért fontos nagymennyiségű energia átalakítása elektromos energiává. A hőerőművekben történik a fosszilis és nukleáris üzemanyagokból felszabadított termikus energia átalakítása elektromos energiává. A világon üzemelő erőművek kétharmada gőztermelő erőmű, a maradék egyharmad vízi-, dieselmotoros, vagy gázturbinás erőmű. A szél- árapály- nap- és egyéb erőművek jelenleg fejlesztési stádiumban vannak. A termodinamikából ismert, hogy a hőtermelő körfolyamatokban a hőt magas hőmérsékletű forrásból nyerik, egy részét munkává alakítják és a maradék hőt egy alacsony hőmérsékletű nyelőbe bocsátják ki. Az összes felvett hő sajnos nem alakítható munkává. A maximális hatásfokot a **Carnot körfolyamattal** számíthatjuk ki, de ez csak elméleti lehetőség, mert a reális folyamatok sajnos mind irreverzibilisek és így a gyakorlati hatásfokok alacsonyabbak, mint a Carnot körfolyamat hatásfokai.

### A Carnot körfolyamat

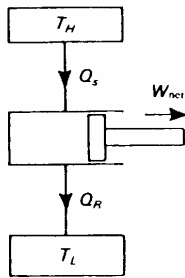
1824-ben Sadi Carnot francia mérnök egy hipotetikus reverzibilis hőerőgépet fogalmazott meg (**5 ábra**).



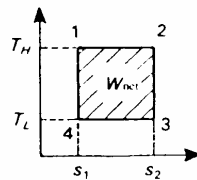
(a)



(b)



(c)



(d)

Carnot körfolyamat

## 5. ábra A Carnot-körfolyamat

Dr. Pátzay György

A dugattyúval ellátott hengerben levegő van. Körfolyamatban történő üzemeltetésénél nettó munkavégzés nyerhető.

A körfolyamat 4 lépésből áll:

### 1-2 Izoterm hőátadás

A  $T_H$  hőmérsékletű hőforrásból  $Q_s$  hőenergiát közlünk a levegővel. A levegő hőmérséklete állandóan  $T_H$  marad. A hő elhanyagolható hőmérséklet különbség mellett megy át. A levegő kitágul és bizonyos munkát ad le.

### 2-3 Adiabatikus kiterjedés

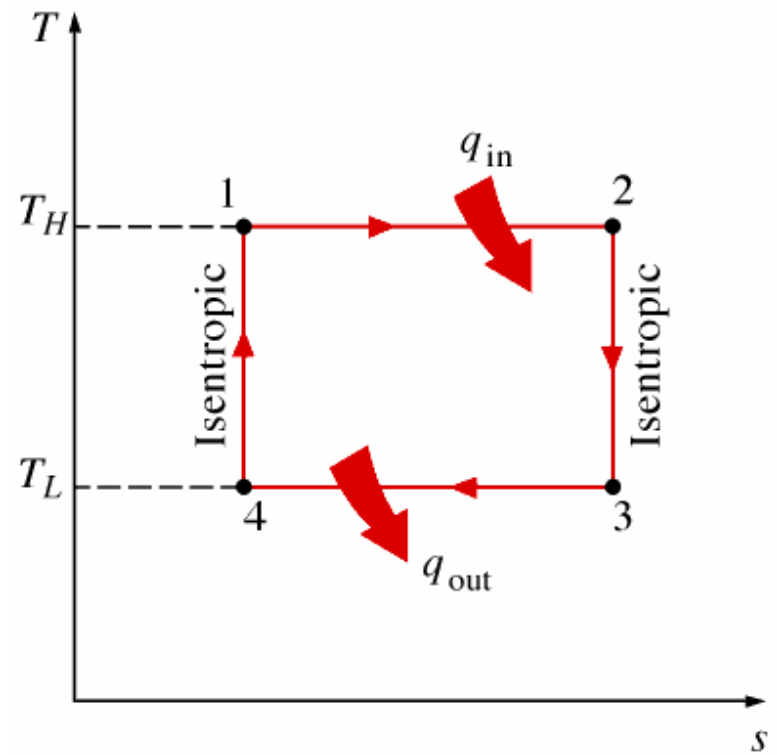
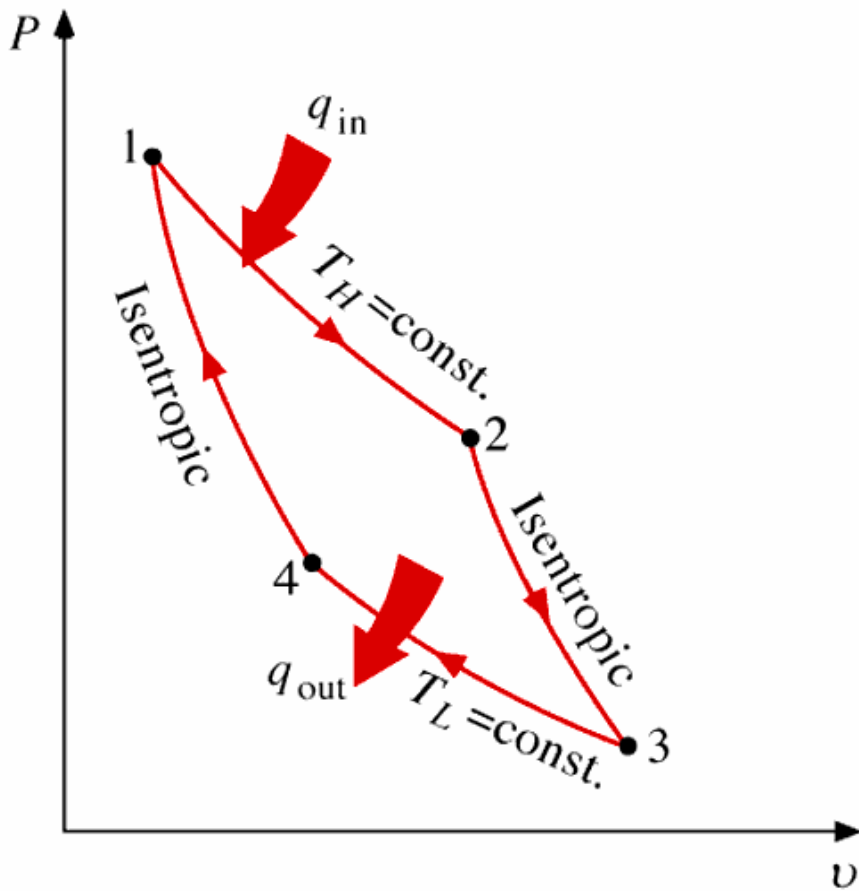
Nincs hőátadás. A levegő kitágul és munkát ad le, miközben  $T_H$  hőmérsékletéről  $T_L$  hőmérsékletre hűl le.

### 3-4 Izoterm hőleadás

A levegő lead  $Q_R$  hőenergiát a  $T_L$  alacsony hőmérsékletű nyelőnek. A levegő hőmérséklete állandó  $T_L$ . Itt is a hő elhanyagolható hőmérséklet különbség mellett megy át. A levegőt komprimáljuk és ehhez bizonyos munkavégzés kell.

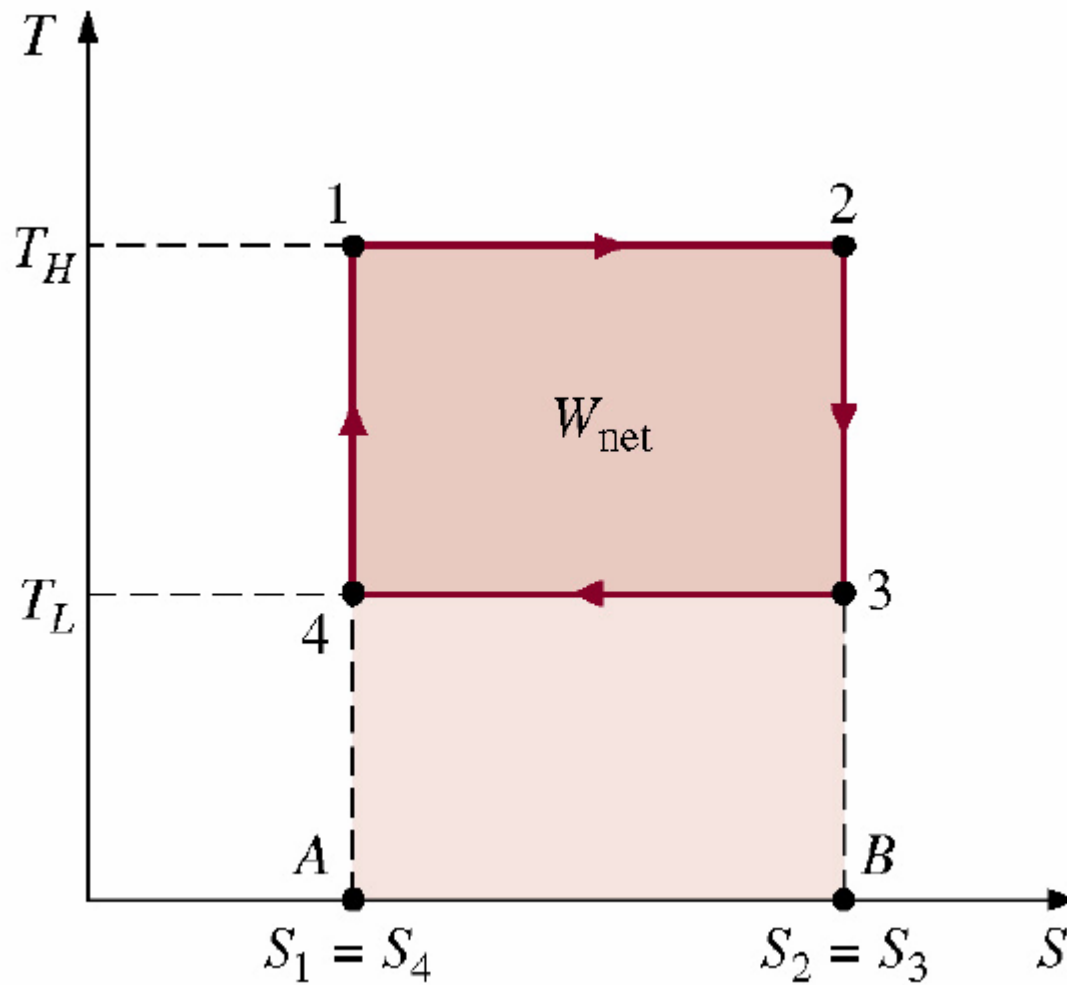
### 4-1 Adiabatikus kompresszió

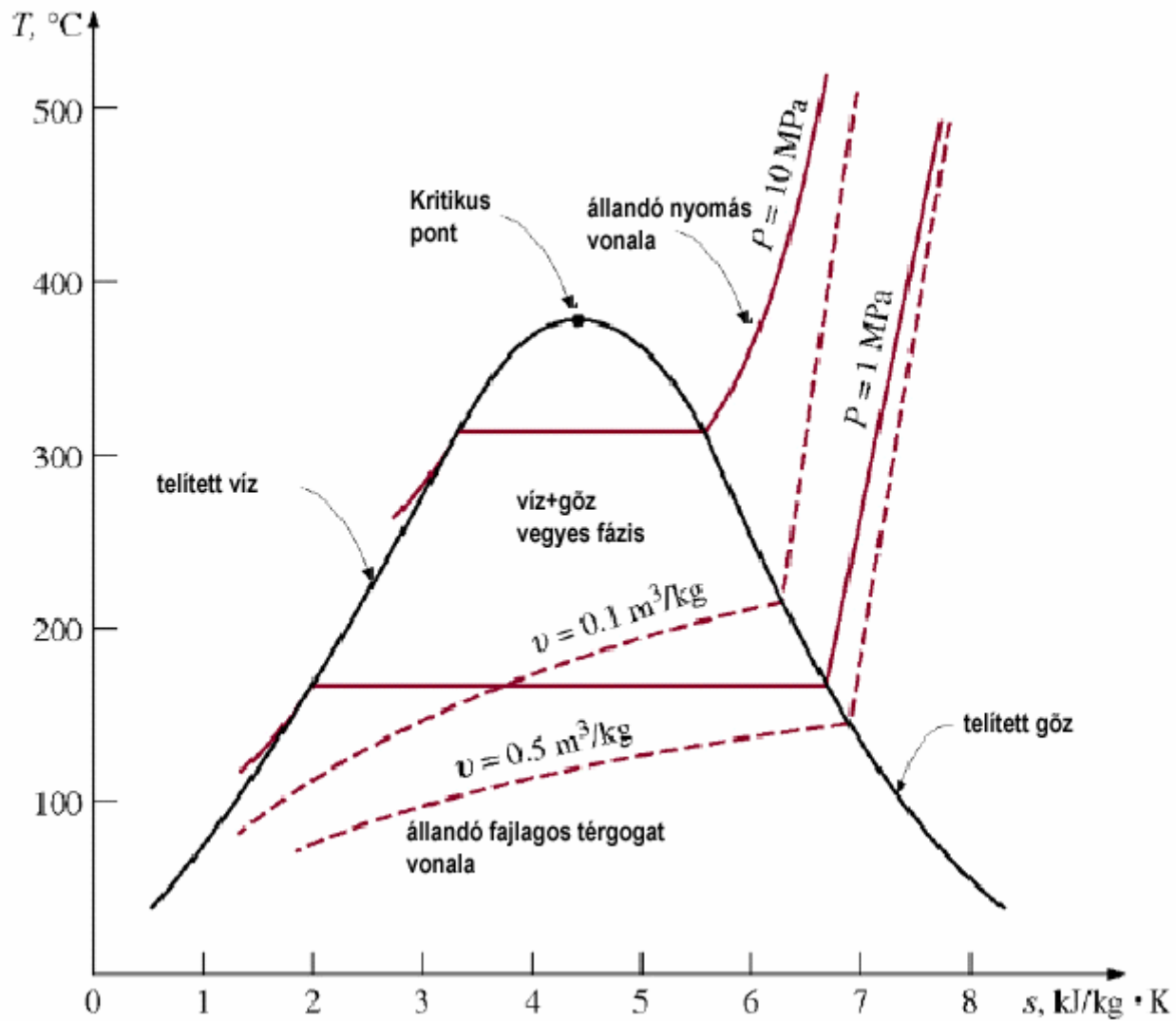
A levegőt komprimáljuk hőátmenet nélkül. Ehhez szintén bizonyos munkavégzés szükséges.



**A Carnot-ciklus a  $p$ - $v$  és  $T$ - $s$  diagramokban**







7. ábra A víz T-s diagramja

Az **5/b. ábrán** a körfolyamat lépéseinek T-s diagramja látható, a fölvelt hőmennyiség  $Q_s$ , a leadott hőmennyiség pedig  $Q_R$ . Az **5/c. ábrán** egy Carnot gőzgép működésének sémája, az **5/d. ábrán** pedig a teljes körfolyamat T-s görbéje látható. A leadott nettó munkavégzés a görbe alatti területtel egyenlő.

Az ábrák alapján:

$$Q_s \equiv T_H (s_2 - s_1)$$

$$Q_R \equiv T_L (s_3 - s_4)$$

Illetve

$$W_{net} = Q_s - Q_R$$

$$\eta_{Carnot} = \frac{W_{net}}{Q_s} = \frac{Q_s - Q_R}{Q_s} = \frac{T_H (s_2 - s_1) - T_L (s_3 - s_4)}{T_H (s_2 - s_1)} =$$

$$= \frac{T_H - T_L}{T_H} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

$$\text{mert } (s_2 - s_1) = (s_3 - s_4)$$

A Carnot körfolyamat hatásfoka bármely  $T_H$ ,  $T_L$  hőmérsékleteken üzemelő gőzgép hatásfok maximumát határozza meg. A körfolyamat hatásfoka növekvő  $T_H$  és csökkenő  $T_L$  értékkel nő.

Példa:

Egy Carnot gőzgép 1200 °C-on hőt vesz fel és munkavégzés után hőt ad le egy 180 °C-os nyelőnek. A leadott munka 15 kW. Mekkora a gép hatásfoka? Mekkora a hőközlés és hőleadás sebessége? Mekkora a hatásfok javulás, ha a hőleadás 40°C-os nyelőbe történik?

Megoldás:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{180 + 273}{1200 + 273} = 0,692$$

$$\eta_{Carnot} = \frac{W_{net}}{Q_s} \rightarrow Q_s = \frac{W_{net}}{\eta_{Carnot}} = \frac{15}{0,692} = 21,7 kW$$

$$Q_R = Q_s - W_{net} = 21,7 - 15 = 6,7 kW$$

ha  $T_L = 40^\circ C$

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{40 + 273}{1200 + 273} = 0,787$$

$$W_{net} = \eta_{Carnot} Q_s = 0,787 * 21,7 = 17,1 kW$$

így a %-os munka növekedés

$$\frac{17,1 - 15}{15} = 0,14 \text{ azaz } 14\%$$

A gyakorlati határ a Carnot körfolyamat esetén:

A környezet hőmérséklete ritkán alacsonyabb 30 °C-nál, a tüzelőanyagok égetésekor elérhető maximális hőmérséklet 2800 °C alatt van, így

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{303}{3073} = 0,9$$

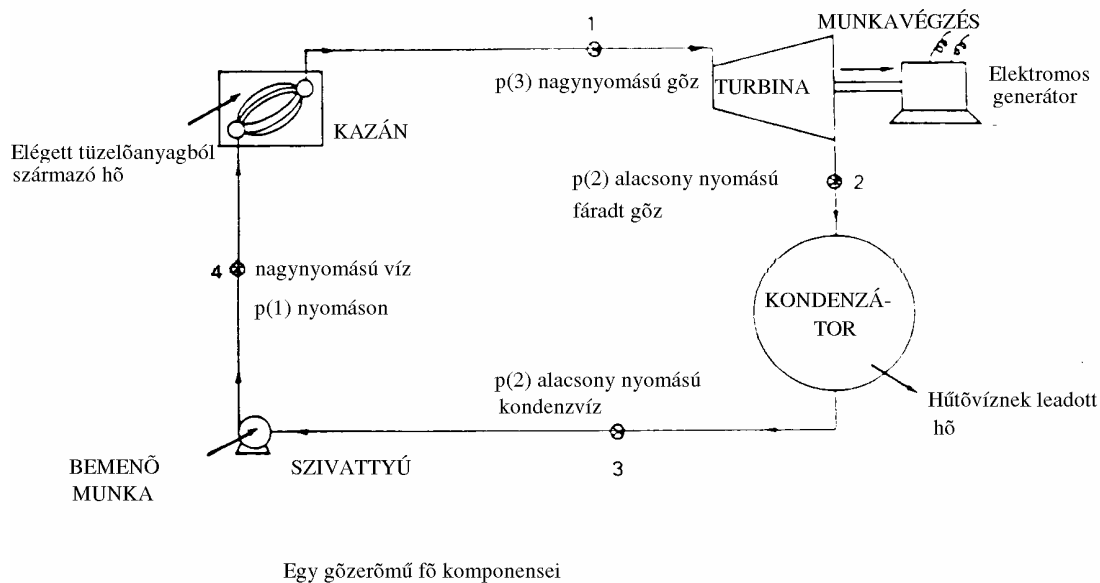
Tehát az elméletileg elérhető hatásfok 90% körül van. Gyakorlatban azonban a füstgázok hőfoka  $\sim 200\text{ }^{\circ}\text{C}$ , metallurgiai okokból  $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$  fölé nem mehet a hőmérséklet, így a reális körfolyamat hatásfoka nem mehet 15-40% fölé!

**A Carnot-ciklus csak elméletileg működik.** Víz munkaközeg esetén például víz+gőz vegyes fázist kellene szállítani és komprimálni. Reális lehetőség viszont az a megoldás, ahol a rendszerbe egy kondenzátort iktatunk be és a „fáradt” gőzt lekondenzáltatjuk  $\rightarrow$  Rankine-Clausius körfolyamat.

## **A Rankine-Clausius körfolyamat**

A gyakorlatban a folyamatok nem reverzibilisek, így a valós hatásfok még kisebb. Egy lehetséges gyakorlati körfolyamat a **Rankine-Clausius körfolyamat**. William Rankine skót mérnök volt. Körfolyamata a szén-, olaj, gáz- és atomerőművek hőtermelésének leírására alkalmazható. Az erőművekben általában fosszilis tüzelőanyagot égetnek el (magas hőmérsékletű forrás) és a környező levegő, vagy víz (tó, folyó, tenger) az alacsony hőmérsékletű nyelő. A Rankine körfolyamatban a hőhordozó, amely leggyakrabban víz, fázisváltáson megy keresztül.

A Rankine-Clausius körfolyamat (röviden Rankin-körfolyamat) négy alapvető szerkezeti komponensből áll (lásd 8. ábra): a kazánból, a turbinából, a kondenzátorból és a szivattyúból.



8. ábra a Rankin-Clausius körfolyamat

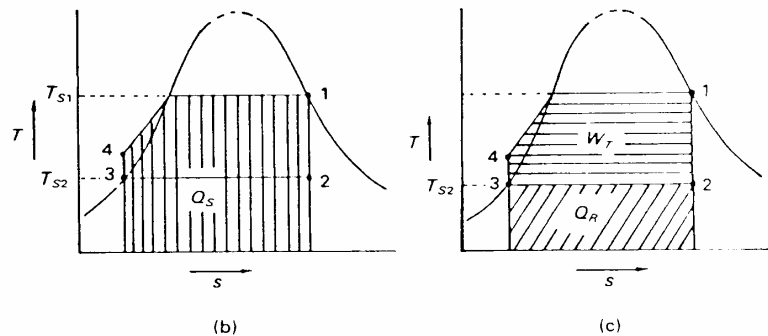
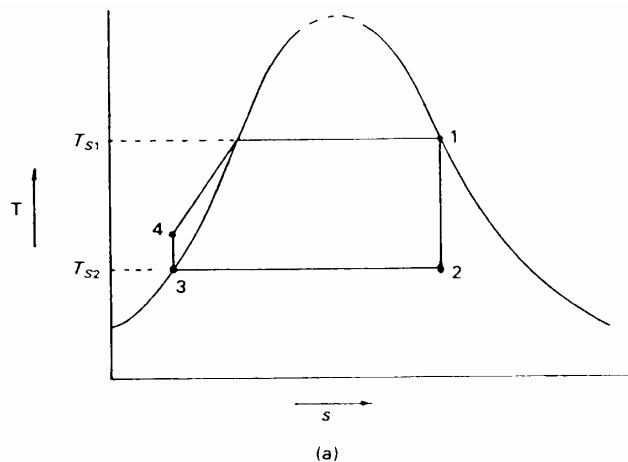
Kazán: Itt a vízzel hőt közlünk és nagynyomású gőzt hozunk létre.

Turbina: Itt a nagynyomású gőz expandál alacsony nyomású gőz keletkezik és a turbina rotorjának forgatásával munkát végez.

Kondenzátor: Itt bizonyos hőleadás révén az alacsony nyomású gőz lehűl és lekondenzál vízzé.

Szivattyú: Itt az alacsony nyomású vizet visszaszivattyúzzák a kazánba, melynek végén nagynyomású alacsony hőmérsékletű víz lesz belőle.

A Rankine körfolyamat a 9. a,b,c ábrán szemléltetett termodinamikai változásokon megy keresztül. Ennek lépései a következők:



A Rankine körfolyamat

## 9. ábra A Rankin-körfolyamat

**Állandó nyomáson hőközlés a hőhordozóval.** Ez a 4-1 lépés. Az elégetett tüzelőanyag először fölmelegíti a 4-es állapotban belépő hideg vizet a telítési hőmérsékletre ( $T_{s1}$ ), majd elpárologtatja nagynyomású száraz telített gőzzé (1-es állapot). **A hőhordozó izentrópiikus (adiabatikus +reverzibilis) expanziója, 1-2 lépés.** A kazánból érkező nagy nyomású 1-es állapotú gőz adiabatikusan és reverzibilisen expandál a turbinákon és alacsony nyomású gőz keletkezik (2-es állapot). Eközben a turbina forgatásával munkát végez.

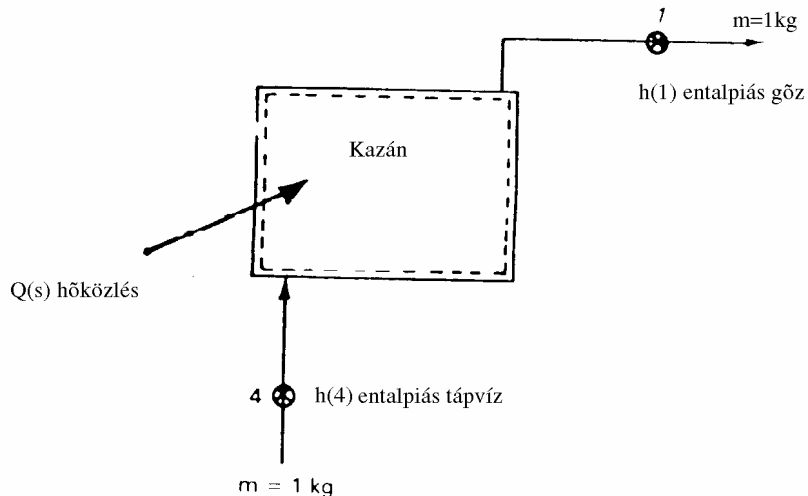
**A hőhordozó hőleadása az alacsony hőmérsékletű nyelőnek állandó nyomáson, 2-3 - as lépés.** A turbinából kilépő alacsony nyomású, 2-es állapotú gőz lehül és állandó nyomáson lekondenzál, 3-as állapotú telített víz keletkezik. **A hőhordozó izentrópiikus kompressziója (szivattyúzása), 3-4 lépés.** A kondenzátorból kikerülő alacsony nyomású vizet szivattyúval a kazánba vezetik, ahol a 4-es állapotnak megfelelő állapotba kerül. Eközben bizonyos 15 munkavégzés szükséges.

A ábrán a közölt hő  $Q_s$ , a leadott hő  $Q_R$ , a turbinán leadott munkavégzés  $W_T$  a T-s diagramokon a megfelelő sraffozott területekkel egyenlő.

## Az egyszerű Rankine körfolyamat elemzése

Ha  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$ , és  $h_4$  a hőhordozó fajlagos entalpiája (kJ/kg) az 1, 2, 3 és 4 állapotban és elhanyagoljuk a kinetikus és potenciális energiákban bekövetkező változásokat a munkavégzés és hőátmenet mértéke mindegyik komponensre számítható. A következő, állandósult állapotra vonatkozó elemzés 1 kg munkaközeggel számolva a következő:

*A kazán energiamérlege (10.ábra)*



Az összes bemenő energia = az összes kimenő energiával

$$h_4 + Q_s = h_1$$

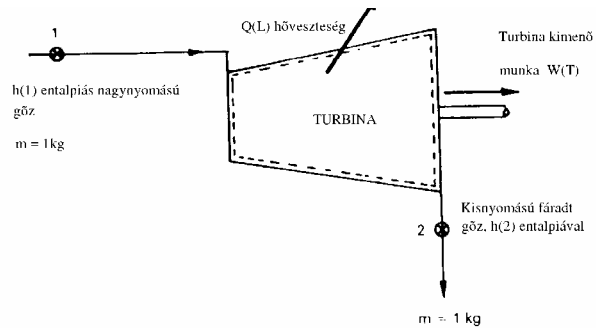
$$Q_s = h_1 - h_4 \quad (\text{kJ/kg})$$

10. ábra A kazán energiamérlege

A kazán energia mérlege



*A turbina energiamérlege (11. ábra) az összes bemenő energia=az összes kimenő energia*



Gőzturbina energia mérlege

$$h_1 = Q_L + W_T + h_2$$

Ha a turbinaház jól szigetelt a  $Q_L$  hővesztéség kicsi és elhanyagolható ( $Q_L=0$ ), így:

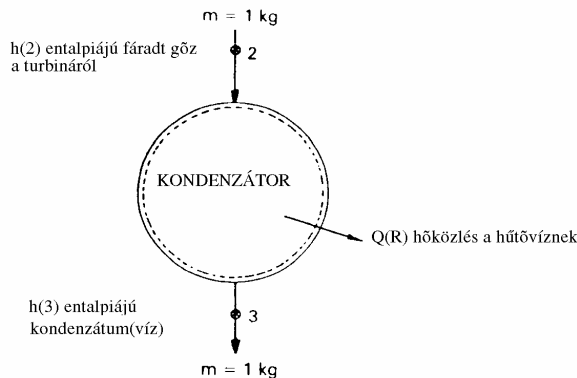
a

$$W_T = h_1 - h_2 \quad (\text{kJ/kg})$$

11. ábra A turbina energiamérlege

*A kondenzátor energiamérlege (12. ábra)*

az összes bemenő energia=az összes kimenő energia



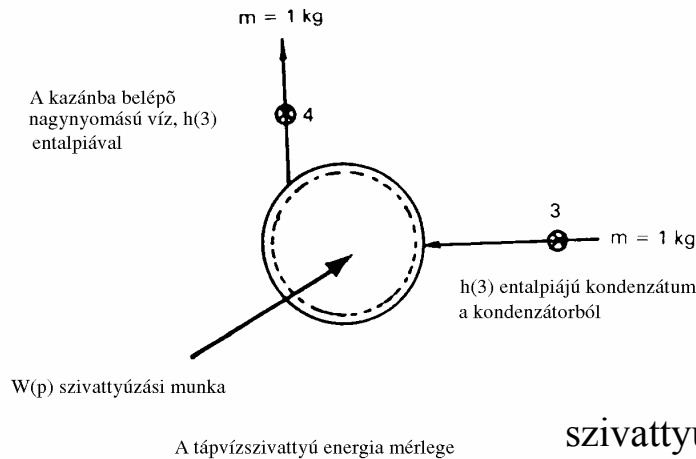
A gőzkondenzátor energiamérlege

$$h_2 = Q_R + h_3$$

$$Q_R = h_2 - h_3 \quad (\text{kJ/kg})$$

12. ábra A kondenzátor energiamérlege

## A szivattyú energiamérlege (13. ábra)



13. ábra

Az összes bemenő energia = az összes kimenő energia

$$h_3 + W_p = h_4 \quad (\text{kJ/kg})$$

Mivel a víz összenyomhatatlan a szivattyú munkája közelítőleg:

$$\text{szivattyú bemenő munka} = v_w (p_4 - p_3) \quad \frac{\text{m}^3 \text{N}}{\text{kgm}^2} \equiv \frac{\text{Nm}}{\text{kg}} \equiv \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$W_p = \frac{v_w (p_4 - p_3)}{1000} \quad \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

ahol

$W_p$

a szivattyú bemenő munkája (kJ/kg)

$v_w$

a víz fajlagos térfogata ( $0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$  körülbelül)

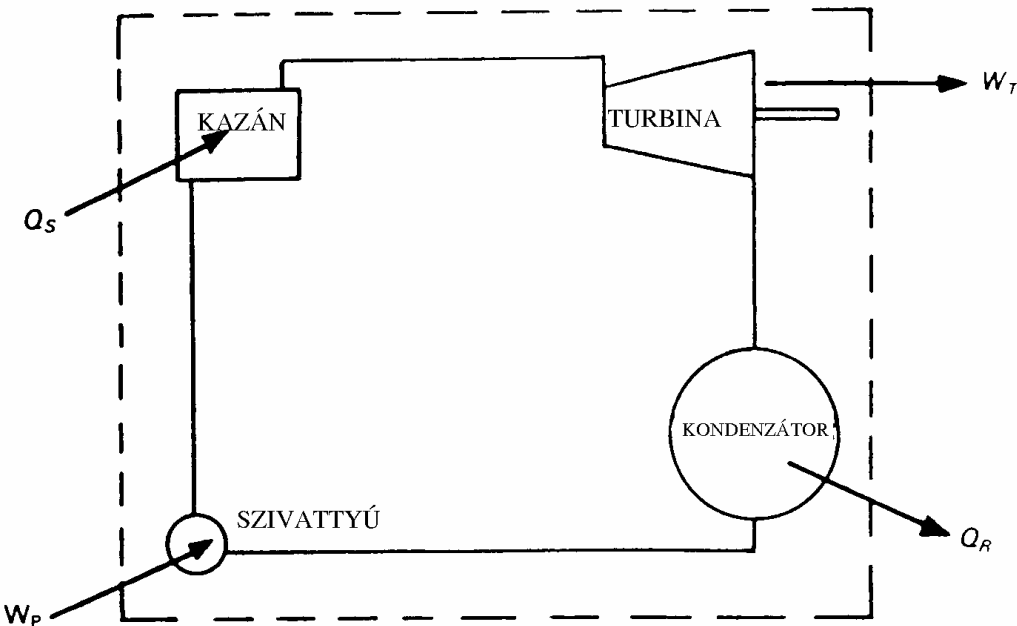
$p_3, p_4$

a szivattyú bemenetén és kimenetén a nyomás, (N/m<sup>2</sup>)

A nettó munka munkavégzés:

$$W_{NET} = W_T - W_p$$

# A TELJES RENDSZER ENERGIAMÉRLEGE (14. ábra)



A gőzerőmű teljes energia mérlege

14. ábra A teljes rendszer energiamérlege

az összes bemenő energia = az összes kimenő energia

$$Q_s + W_p = W_T + Q_R$$

$$Q_s - Q_R = W_T - W_p$$

$$Q_{NET} = W_{NET}$$

ahol

$Q_{NET}$ ,  $W_{NET}$  a rendszerbe bevitt hő (kJ/kg) és a rendszer munkavégzése (kJ/kg)

A rendszer **nettó teljesítmény kimenete**:

$$P = \dot{m} * W_{NET} \quad \frac{\text{kg}}{\text{s}} \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = \text{kW}$$

ahol

$P$  a nettó teljesítmény, kW

$\dot{m}$  a gőz tömegárama, kg/s

$W_{NET}$  nettó munkavégzés, kJ/kg

A rendszer **termikus (Rankine) hatásfoka**:

$$\eta = \frac{\text{rendszer nettó munkavégzése}}{\text{rendszerrel közölt hőmennyiség}} = \frac{W_{NET}}{Q_s}$$

Másik fontos jellemző a **munkavégzés aránya** (work ratio, WR):

$$WR = \text{nettó munkavégzés} / \text{turbina munkavégzés} = W_{NET} / W_T$$

A Rankine ciklusban a szivattyú munkaigénye igen kicsi a turbina munkavégzéséhez képest (kb. 5%). Így  $WR > 0,95$ . A kondenzálódó fáradt gőz térfogata drasztikusan csökken a szivattyúzás előtt, ezért csökken le a szivattyúzási munka. (1 kg víz térfogata kb. ezerszer kisebb mint ugyanannyi kis nyomású gőzé). Ez a Rankine ciklus fő előnye a többi ciklushoz képest. Ezzel szemben a Carnot ciklusnál, vagy a gázturbina-ciklusnál a szivattyúzáshoz, vagy a kompresszióhoz szükséges munka igen nagy, körülbelül 40%, így WR kicsi.

Harmadik fontos jellemző a **fajlagos gőzfogyasztás** (specific steam consumption, SSC). Ez a kg/h egységben kifejezett gőz-tömegáram, amely 1 kW nettó teljesítmény kimenetéhez szükséges:

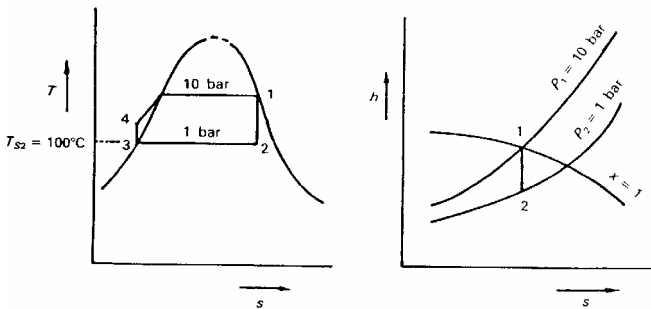
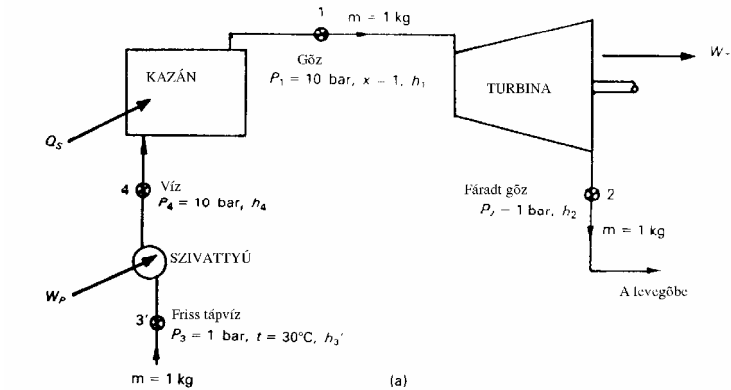
$$S.S.C. = \frac{3600}{W_{NET}} \quad (\text{kg/kWh})$$

Minél alacsonyabb a fajlagos gőzfogyasztás, annál kisebb lesz ugyanakkora elektromos energiatermeléshez szükséges gőzáram mennyisége. Ez végeredményben kisebb kazán- és kondenzátorméreteket jelent, azaz minél kisebb a fajlagos gőzfogyasztás, annál kompaktabb lesz a gőzerőmű.

Kisméretű erőműveknél sokszor a kondenzátort elhagyják és a turbináról lejövő fáradt gőzt kiengedik a levegőbe és a veszteséget friss tápvízzel pótolják (kipufogós üzemmód).

## 2. példa

A 15. ábrán bemutatott nyitott áramkörű gőzerőműben az atmoszferikus nyomású és 30 °C-os tápvizet olajtüzelésű kazánba táplálják, ahol száraz, telített 10 bar nyomású gőzt termelnek.



Nyitott áramkörű gőzerőmű

## 15. ábra Nyitott áramkörű (kipufogós gőz) erőmű

Dr. Pátzay György

Ez a gőz turbinára kerül és izentrópiusan atmoszferikus nyomásig expandál és a környező levegőbe távozik. Határozzuk meg:

- az erőmű termikus hatásfokát.
- a munkavégzés arányát,
- a fajlagos gőzfogyasztást.

Megoldás:

Ha az atmoszferikus nyomás 1 bar,  $p_1=10$  bar,  $p_2=1$  bar,  $t_3 = 30$  °C

A gőz-entalpia táblázatokból a 10 bar-os száraz telített gőz entalpiája:

$$h_1 = h_{s1} = 2778 \text{ kJ/kg}$$

A nedves (fáradt) gőz  $h_2$  entalpiája a következő megfontolások alapján határozható meg:

Az 1-2 lépés izentrópius expanzió, így

$$s_2 = s_1$$

$$s_{f2} + x_2 \cdot s_{fg2} = s_{g1}$$

$$1,303 + x_2 \cdot 6,056 = 6,586$$

azaz az  $x_2$  szárazsági fokú nedves gőz entrópiája ( $s_2$ ) egyenlő a telített folyadékfázis entrópiájának ( $s_{f2}$ ) és a szárazsági fokkal megszorozott párolgási entrópia ( $x_2 * s_{fg2}$ ) értékének összegével.

A táblázatból 10 bar nyomás mellett  $s_g=6,586$ , és 1 bar nyomás esetén  $s_f=1,303$ ,  $s_{fs}=6,056$ .

Így a fáradt gőz szárazsági foka (gőzaránya)  $x_2=0,872$ . Ebből következik, hogy hasonlóan az entrópiára felírtak szerint:

$$h_2 = h_{f2} + x_2 * h_{fg2} = 417 + 0,872 * 2258 = 2386 \text{ kJ/kg}$$

(1 bar nyomáson  $h_f=417 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_{fs}=2258 \text{ kJ/kg}$ )

A táblázat alapján a  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ -os tápvíz entalpiája  $h_3=h_f=125,7 \text{ kJ/kg}$ .

A szivattyúzás munkaigénye:

$$W_p = v_w(p_4 - p_3) = 0,01(10^6 - 10^5) = 900 \text{ J/kg} = 0,9 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \frac{\text{Nm}}{\text{kg}} = \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

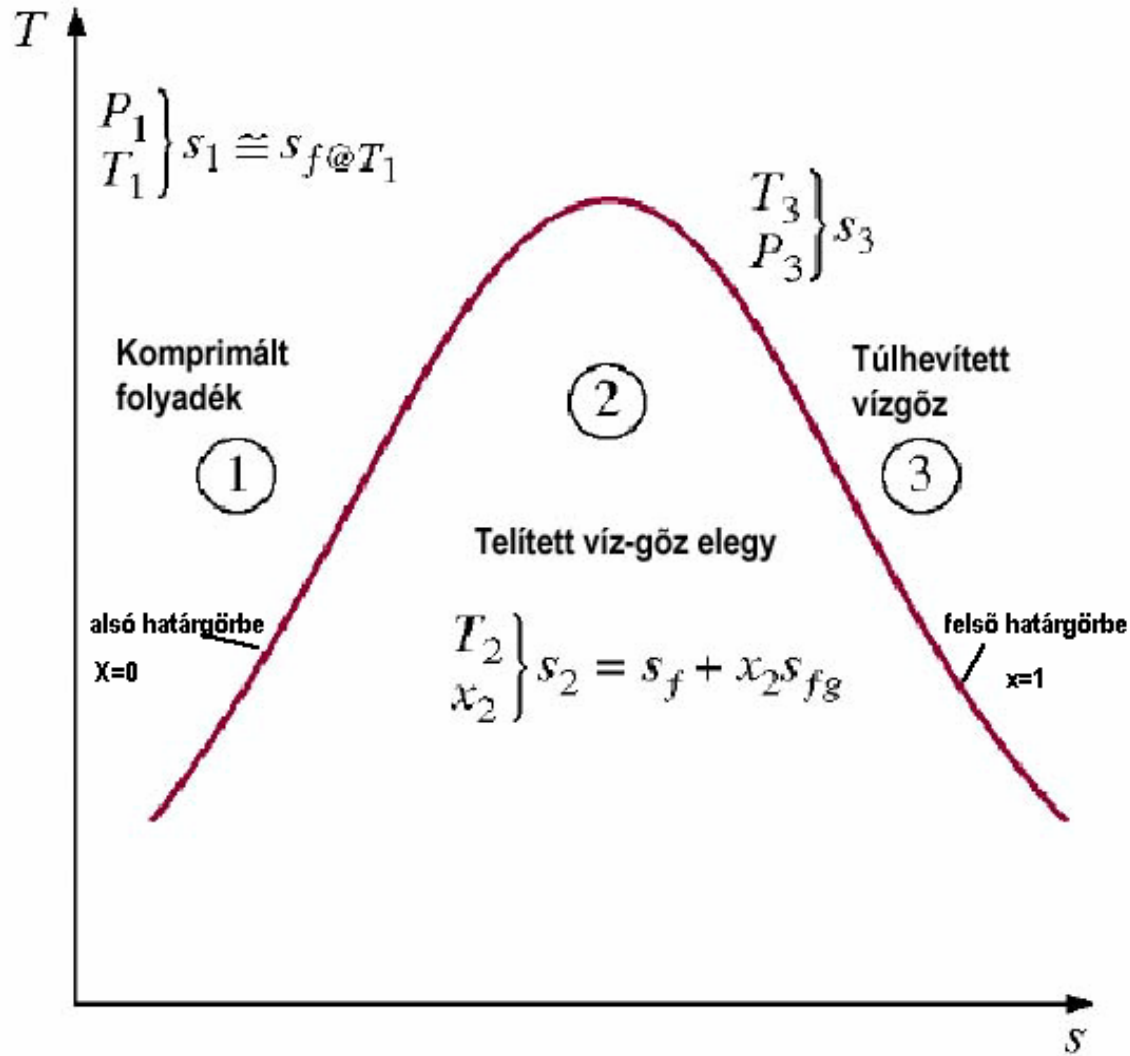
A szivattyúzás energiamérlege alapján  $h_4$  értéke:

$$h_3 + W_p = h_4 = 125,7 + 0,9 = 126,6 \text{ kJ/kg}$$

A kazán energiamérlege alapján pedig  $Q_s$  értéke számítható:

$$h_4 + Q_s = h_1$$

$$Q_s = h_1 - h_4 = 2778 - 126,6 = 2651,4 \text{ kJ/kg}$$



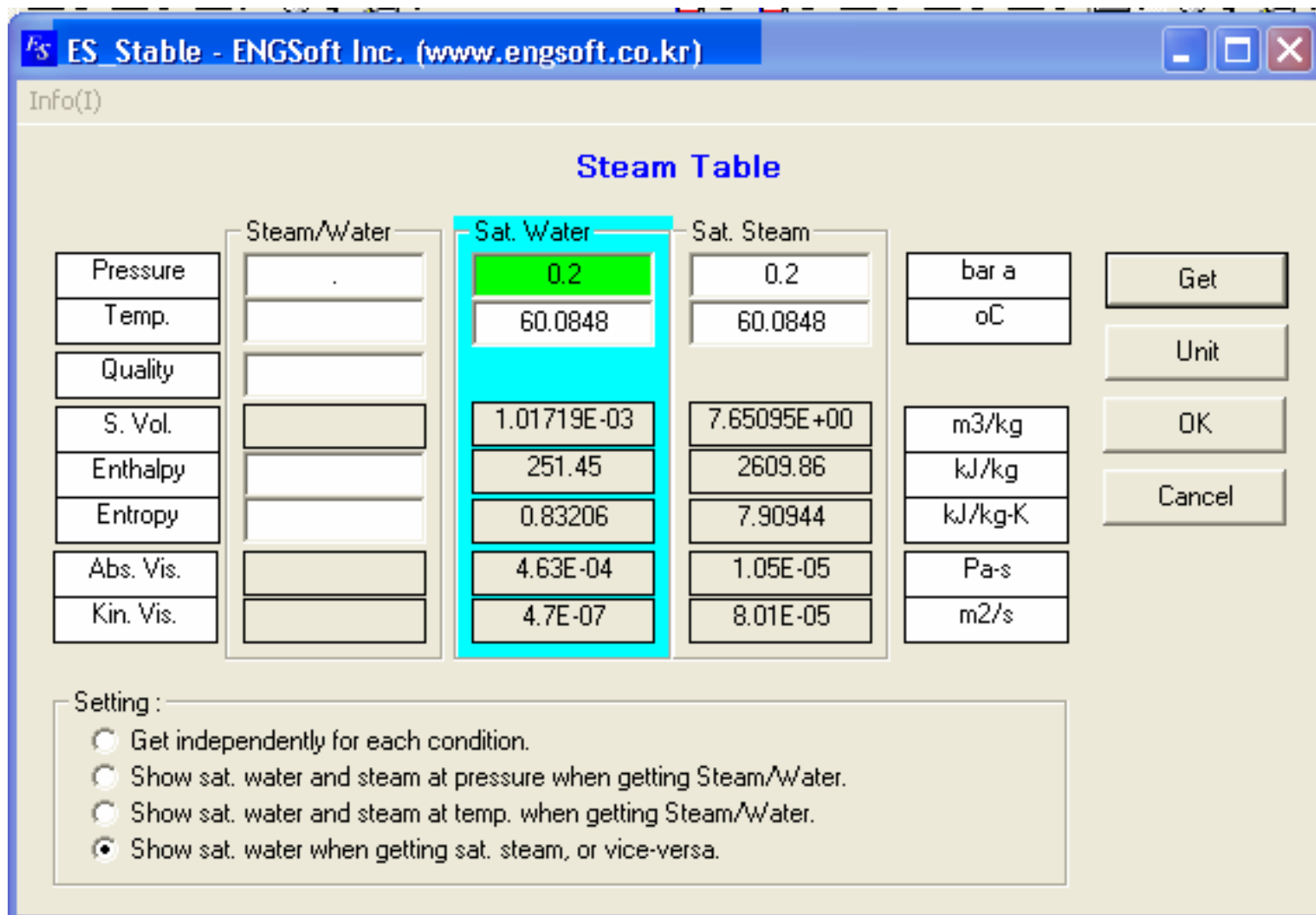
16. ábra Fajlagos entrópia számítása a a víz-gőz rendszer különböző tartományaiban

**Gőztábla**

	Nyomás (bar)	Telítési hőmérséklet (°C)	Telített víz entalpiája (kJ/kg)	Párolgáshő (kJ/kg)	Telített gőz entalpiája (kJ/kg)	Telített gőz fajtérfogata (m³/kg)
abszolút nyomás	0,30	69,10	289,23	2336,1	2625,3	5,229
	0,50	81,33	340,49	2305,4	2645,9	3,240
	0,75	91,78	384,39	2278,6	2663,0	2,217
	0,95	98,20	411,43	2261,8	2673,2	1,777
túlnyomás	0	100,00	419,04	2257,0	2676,0	1,673
	0,10	102,66	430,2	2250,2	2680,4	1,533
	0,20	105,10	440,8	2243,4	2684,2	1,414
	0,30	107,39	450,4	2237,2	2687,6	1,312
	0,40	109,55	459,7	2231,3	2691,0	1,225
	0,50	111,61	468,3	2225,6	2693,9	1,149
	0,60	113,56	476,4	2220,4	2696,8	1,083
	0,70	115,40	484,1	2215,4	2699,5	1,024
	0,80	117,14	491,6	2210,5	2702,1	0,971
	0,90	118,80	498,9	2205,6	2704,5	0,923
	1,00	120,42	505,6	2201,1	2706,7	0,881
	1,10	121,96	512,2	2197,0	2709,2	0,841
	1,20	123,46	518,7	2192,8	2711,5	0,806
	1,30	124,90	524,6	2188,7	2713,3	0,773
	1,40	126,28	530,5	2184,8	2715,3	0,743
	1,50	127,62	536,1	2181,0	2717,1	0,714
	1,60	128,89	541,6	2177,3	2718,9	0,689
	1,70	130,13	547,1	2173,7	2720,8	0,665
	1,80	131,37	552,3	2170,1	2722,4	0,643
	1,90	132,54	557,3	2166,7	2724,0	0,622
	2,00	133,69	562,2	2163,3	2725,5	0,603
	2,20	135,88	571,7	2156,9	2728,6	0,586
	2,40	138,01	580,7	2150,7	2731,4	0,536
	2,60	140,00	589,2	2144,7	2733,9	0,509
	2,80	141,92	597,4	2139,0	2736,4	0,483
	3,00	143,75	605,3	2133,4	2738,7	0,461
	3,20	145,46	612,9	2128,1	2741,0	0,440
	3,40	147,20	620,0	2122,9	2742,9	0,422
	3,60	148,84	627,1	2117,8	2744,9	0,405
	3,80	150,44	634,0	2112,9	2746,9	0,389
	4,00	151,96	640,7	2108,1	2748,8	0,374
	4,50	155,55	656,3	2096,7	2753,0	0,342
	5,00	158,92	670,9	2086,0	2756,9	0,315
	5,50	162,08	684,6	2075,7	2760,3	0,292
	6,00	165,04	697,5	2066,0	2763,5	0,272
	6,50	167,83	709,7	2056,8	2766,5	0,255
	7,00	170,50	721,4	2047,7	2769,1	0,240
	7,50	173,02	732,5	2039,2	2771,7	0,227
	8,00	175,43	743,1	2030,9	2774,0	0,215
	8,50	177,75	753,3	2022,9	2776,2	0,204
	9,00	179,97	763,0	2015,1	2778,1	0,194
	9,50	182,10	772,5	2007,5	2780,0	0,185
	10,00	184,13	781,6	2000,1	2781,7	0,177
	10,50	186,05	790,1	1993,0	2783,3	0,171
	11,00	188,02	798,8	1986,0	2784,8	0,163
	11,50	189,82	807,1	1979,1	2786,3	0,157
	12,00	191,68	815,1	1972,5	2787,6	0,151
	12,50	193,43	822,9	1965,4	2788,8	0,148
	13,00	195,10	830,4	1959,6	2790,0	0,141
	13,50	196,62	837,9	1953,2	2791,1	0,136
	14,00	198,35	845,1	1947,1	2792,2	0,132



T ° C	P kPa	Specific Volume, m <sup>3</sup> /kg			Internal Energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/(kg·K)		
		v <sub>f</sub>	v <sub>fg</sub>	v <sub>g</sub>	u <sub>f</sub>	u <sub>fg</sub>	u <sub>g</sub>	h <sub>f</sub>	h <sub>fg</sub>	h <sub>g</sub>	s <sub>f</sub>	s <sub>fg</sub>	s <sub>g</sub>
5	0.8726	0.001000	147.02	147.02	21.020	2360.4	2381.4	21.021	2488.7	2509.7	0.07626	8.9473	9.0236
10	1.2281	0.001000	106.32	106.32	41.986	2346.3	2388.3	41.988	2476.9	2518.9	0.1510	8.7476	8.8986
15	1.7056	0.001001	77.896	77.897	62.915	2332.3	2395.2	62.917	2465.1	2528.0	0.2242	8.5550	8.7792
20	2.3388	0.001002	57.777	57.7781	83.833	2318.2	2402.0	83.835	2453.4	2537.2	0.2962	8.3689	8.6651
25	3.1690	0.001003	43.356	43.357	104.75	2304.1	2408.9	104.75	2441.6	2546.3	0.3670	8.1888	8.5558
30	4.2455	0.001004	32.895	32.896	125.67	2290.0	2415.7	125.67	2429.6	2555.3	0.4365	8.0148	8.4513
35	5.6267	0.001006	25.219	25.220	146.58	2275.9	2422.5	146.59	2417.8	2564.4	0.5050	7.8461	8.3511
40	7.3814	0.001008	19.527	19.528	167.50	2261.7	2429.2	167.50	2405.9	2573.4	0.5723	7.6827	8.2550
45	9.5898	0.001010	15.262	15.263	188.41	2247.5	2435.9	188.42	2393.9	2582.3	0.6385	7.5244	8.1629
50	12.344	0.001012	12.036	12.037	209.31	2233.3	2442.6	209.33	2381.9	2591.2	0.7037	7.3708	8.0745



$W_T$  értéke pedig a turbina energiamérlege alapján:

$$h_1 = W_T + h_2$$

$$W_T = h_1 - h_2 = 2778 - 2386 = 392 \text{ kJ/kg}$$

A nettó munkavégzés:

$$W_{NET} = W_T - W_P = 392 - 0,9 = 391,1 \text{ kJ/kg}$$

(a szivattyúzás munkaigénye elhanyagolható a turbina munkavégzéséhez képest)

A termikus hatásfok:

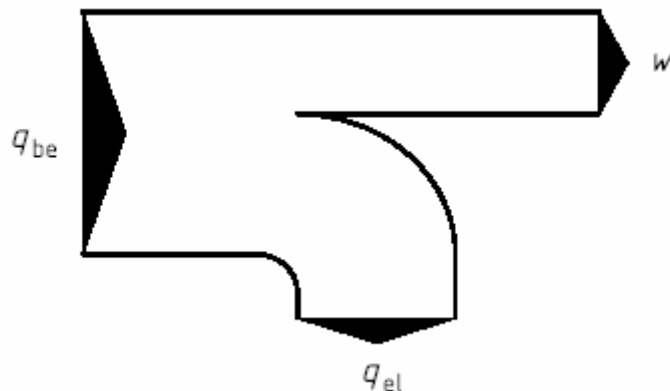
$$\eta = \frac{W_{NET}}{Q_s} = \frac{391,1}{2651,4} = 0,1475 = 14,75\%$$

A munkavégzés aránya:

$$WR = \frac{W_{NET}}{W_T} = \frac{391,1}{392} = 0,998$$

a fajlagos gőzfogyasztás pedig:

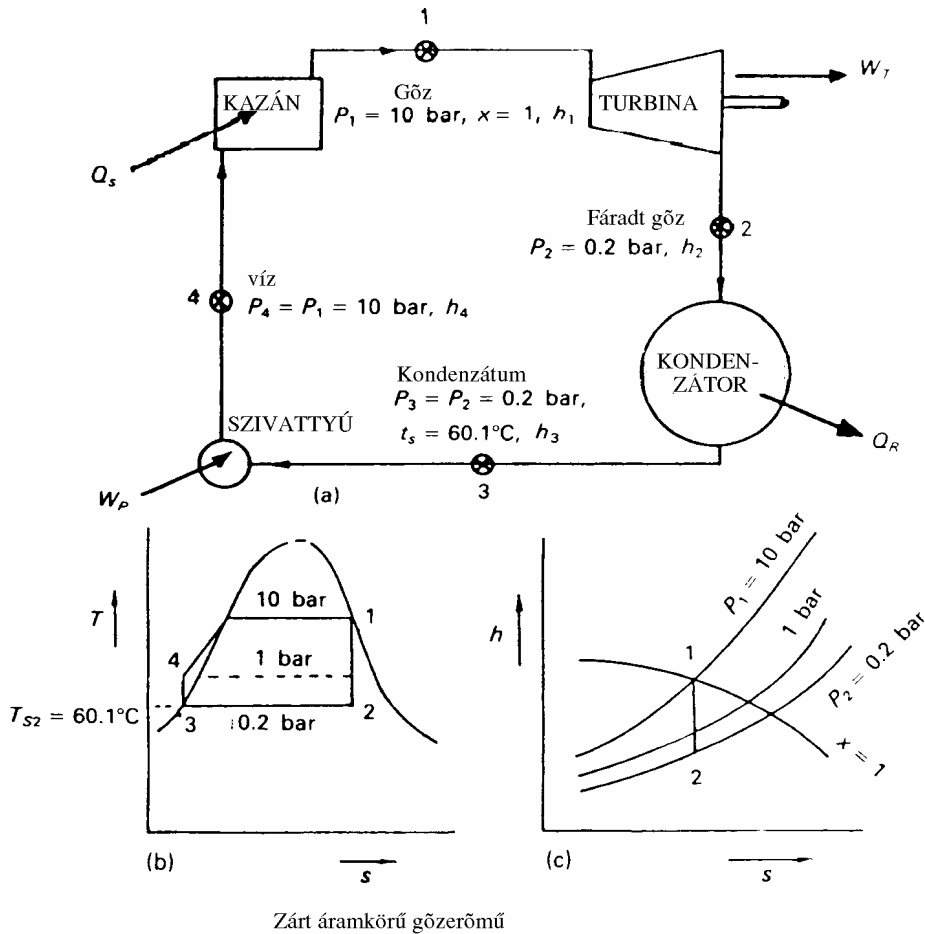
$$S.S.C. = \frac{3600}{W_{NET}} = \frac{3600}{39,1} = 9,2 \text{ kg/kWh}$$



17. ábra Shankey diagram

## A kondenzátor szerepe

A Carnot ciklusból kiderült, hogy a hőleadásnál a  $T_L$  hőmérséklet csökkentése növelte a nettó munkavégzés mértékét és a hatásfokot. Ennek alapján illesztették be a kondenzátorokat a gőzerőművekbe. Az előző példában a  $100\text{ °C}$ -os  $1\text{ atm}$  nyomású fáradt gőzt kibocsátották a környező atmoszférába. Más szóval a hőleadás  $100\text{ °C}$ -on történt. Kondenzátor beillesztésével a fáradt gőz lekondenzál és a folyadékfázis keletkezésével drasztikus térfogatcsökkenés következik be, ami parciális vákuumot okoz és  $p_2$  abszolút nyomás az atmoszférikus nyomás alá csökkenhet. Így a turbinában nagyobb az expanzió és így a munkavégzés. Ha a turbina kimenő nyomása csökken, a megfelelő telítési hőmérséklet  $T_{s2}$  is csökken, azaz a hőleadási hőmérséklet is csökken. Ezt az esetet a következő 3. példában mutatjuk be (lásd 18. ábra).



Minél alacsonyabb a kibocsátási nyomás, annál jobb az erőmű hatásfoka. A rendelkezésre álló hűtővíz hőmérséklete a korlátozó tényező. Északi országokban, télen közel  $0^\circ\text{C}$  a hűtővíz hőmérséklete, így télen üzemelnek a gőzerőművek a legjobb hatásfokkal. Tehát a kondenzátor fő feladata, hogy a turbina ellennyomását csökkentve, növelje a munkavégzést és így az erőmű hatásfokát. Ezenfelül a kondenzvíz recirkulálható a tápvízkörben.

18. ábra Zárt áramkörű gőzerőmű

### 3. példa

Az előző példában szereplő erőműhöz kondenzátort illesztve a turbina ellennyomása  $p_2=0,2$  bar értékre csökkent. Határozzuk meg:

- a fáradt gőz paramétereit,
- a nettó munkavégzés és a hatásfok emelkedését,
- 1000 kg/h gőzáram mellett az erőmű energialeadását.

Megoldás:

$p_1=10$  bar,  $p_2=0,2$  bar

A gőz-táblázatból a 10 bar nyomású száraz, telített gőz entalpiája:  $h_1=h_{g1}=2778$  kJ/kg.

A fáradt gőz  $h_2$  entalpiája, az 1-2 lépés izentrópiikus:

$$s_2 = s_1$$

$$s_{f2} + x * s_{fg2} = s_{g1}$$

$$0,832 + x_2 * 7,075 = 6,586$$

$$x_2 = 0,813$$

A fáradt gőz szárazsági tényezője  $x_2=0,813$  így:

$$h_2 = h_{f2} + x_2 * h_{fg2} = 251 + 0,813 * 2358 = 2168 \text{ kJ/kg}$$

(Használhattuk volna a  $h$ - $s$  diagramot is  $h_2$  közvetlen meghatározására (18/c ábra), de az kevésbé pontos eredményt adna.)

A kondenzátum entalpiája:  $h_3 = h_f = 251 \text{ kJ/kg}$  (0,2 bar nyomáson)

A szivattyú bemenő munkája:  $W_p = v_w (p_4 - p_3) = 0,001(10^6 - 2 \cdot 10^4) = 980 \text{ J/kg} = 0,98 \text{ kJ/kg}$

A szivattyú energiamérlege:  $h_3 + W_p = h_4$   
 $251 + 0,98 = 252 \text{ kJ/kg}$

A kazán energia mérlege alapján:  $h_4 + Q_s = h_1$   
 $Q_s = h_1 - h_4 = 2778 - 252 = 2526 \text{ kJ/kg}$

A turbina energia mérlege alapján pedig:  $h_1 = h_2 + W_T$   
 $W_T = h_1 - h_2 = 2778 - 2168 = 610 \text{ kJ/kg}$

A nettó munkavégzés:  $W_{NET} = W_T - W_p = 610 - 0,98 \cong 609 \text{ kJ/kg}$

Összehasonlítva az 1. példa adataival, a kondenzátor beillesztése jelentősen megnövelte a

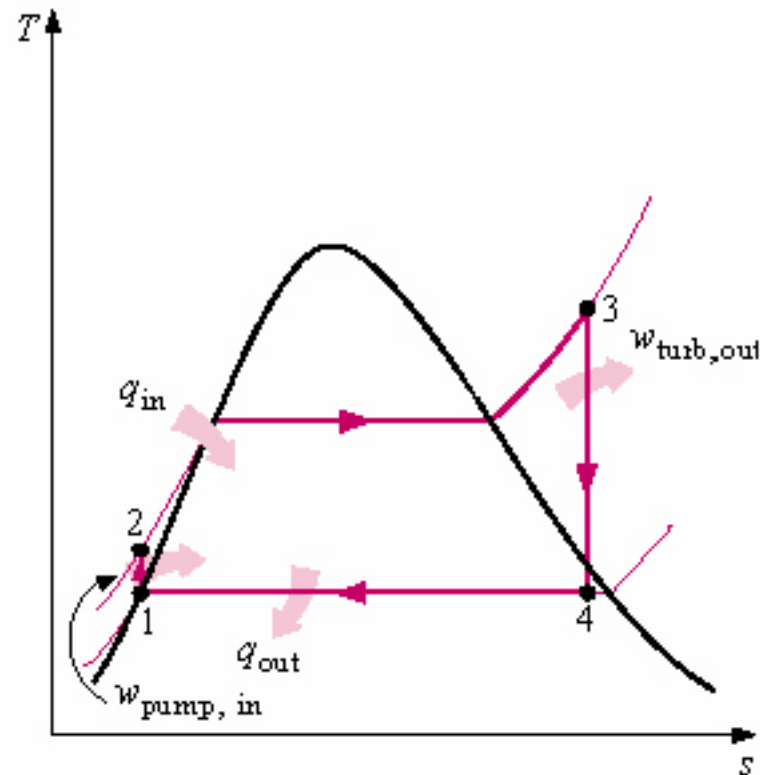
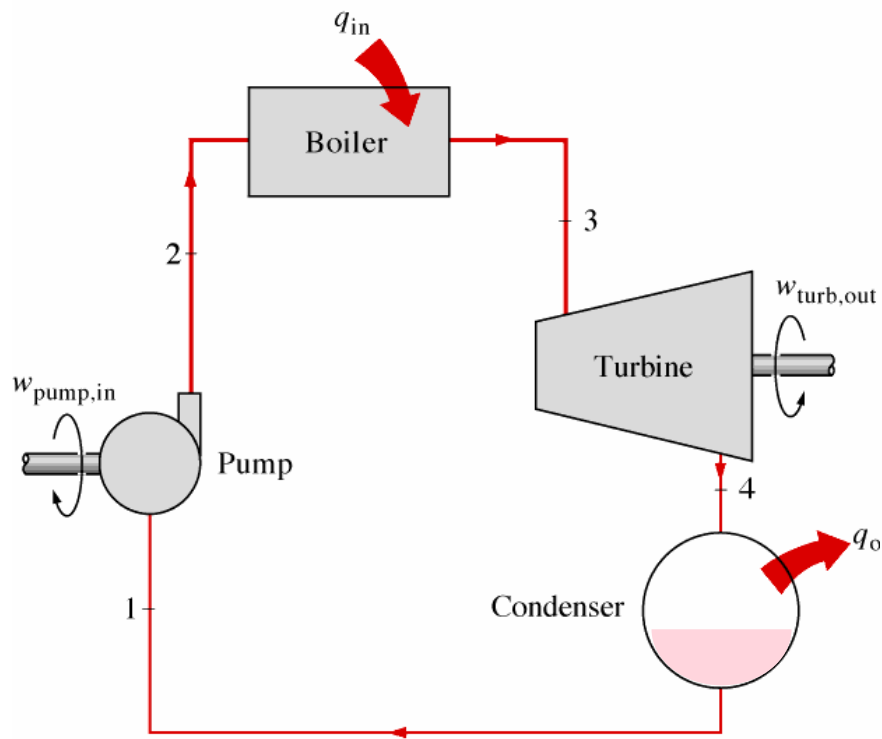
munkavégzést: %-os munkavégzés növekedés =  $\frac{609 - 391,1}{391,1} * 100 = 55,7\%$

A termikus hatásfok:  $\eta = \frac{W_{NET}}{Q_s} = \frac{609}{2526} = 0,241 = 24,1\%$

ami igen jelentős.

hatásfok növekedés =  $24,1 - 14,75 = 9,35\%$

A nettó munkavégzés:  $P = \dot{m} * W_{NET} = \frac{10000}{3600} * 609 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$   
Dr. Pátzay György  $= 1692 \text{ kW} = 1,692 \text{ MW}$



18/b. ábra Az egyszerű ideális túlhevített vízgőzös Rankin-ciklus



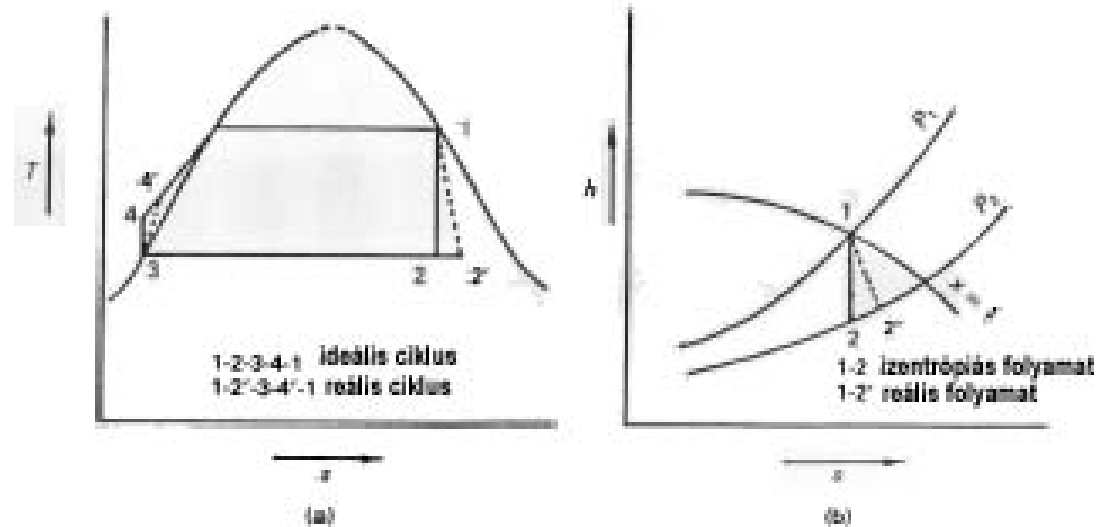
## Eltérés az ideális Rankin-Clausius ciklustól

A reális körülmények között fellépő veszteségek közül a legjelentősebbek a súrlódási és a környezetbe jutó hőveszteségek. Ezek irreverzibilitást okoznak és növelik az entrópiát. A kazánban fellépő nyomásesés következtében a kazánba belépő tápvizet a kilépő gőznyomásnál jelentősen nagyobb nyomáson kell beszivattyúzni.

### **Turbina veszteségek**

A turbinánál fellépő veszteségek fő oka a turbina-házon keresztül távozó hőveszteség és az turbina lapátokon, valamint szelepeken áramló gőz súrlódási veszteségei. Ezek ugyancsak irreverzibilitást és entrópia növekedést okoznak. Ezen okok miatt az expanzió nem izentrópikus, ahogy azt a 19. ábra is mutatja. Az ábrán a 2-es pont az izentrópikus expanzió utáni ideális állapotot, a 2' pont pedig a reális végállapotot mutatja. A fenti okok miatt a valódi munkavégzés kisebb lesz és a kilépő fáradt gőz magasabb entalpiával, valamint entrópiával távozik.

19. ábra



A turbina izentrópiikus hatásfoka:

$$\eta_T = \frac{\text{Aktuális turbina munka kimenet}}{\text{Izentrópiikus munka kimenet}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2'}$$

### Szivattyú veszteségek

Ugyancsak a súrlódási veszteségek miatt a szivattyúzás már nem izentrópiikus kompresszió és így a valódi szükséges munkavégzés a szivattyúnál megnövekedik.

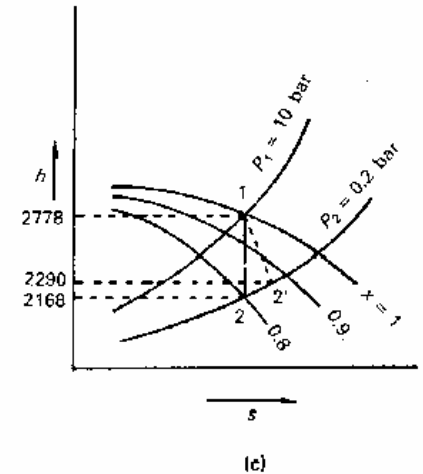
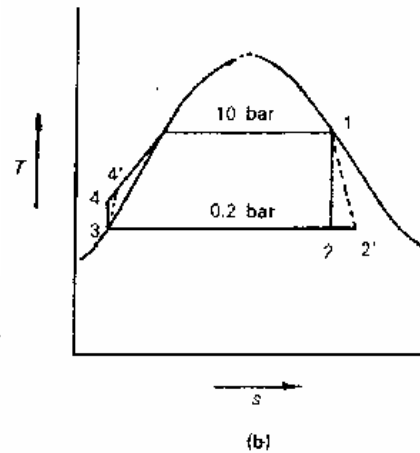
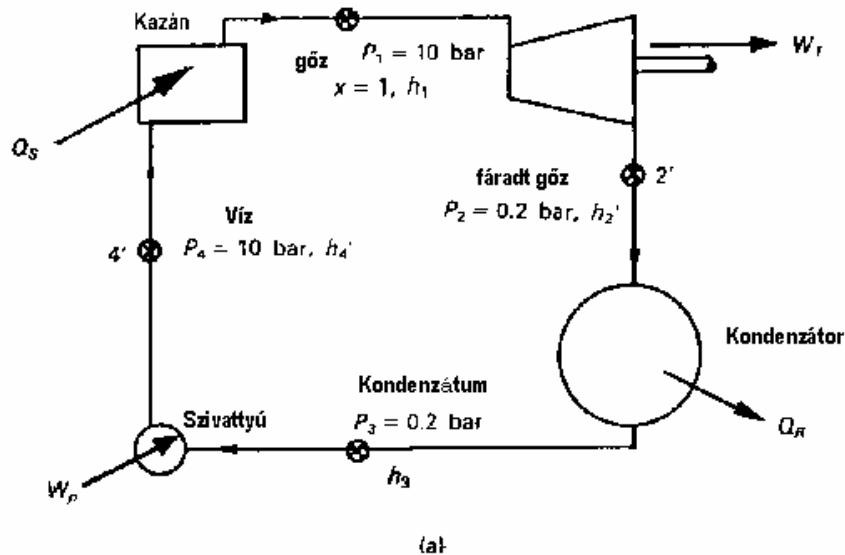
A szivattyú izentrópiikus hatásfoka:

$$\eta = \frac{\text{Izentrópiikus munka bemenet}}{\text{Aktuális munka bemenet}} = \frac{h_4 - h_3}{h_4' - h_3}$$

Jó turbina és szivattyú konstrukciók esetén az izentrópiikus hatásfokok értéke 0,8-0,85 között van.

## 4. Példa

A 3. példában szereplő adatok alapján, ha az izentrópikus hatásfok a turbina esetén 81% és a szivattyúnál 85%, mekkora a nettó teljesítmény kimenet? Milyenek a turbináról kilépő gőz paramétereit? Lásd 20. ábra.



20. ábra Egy reális Rankin ciklus

$$\eta_T = 0.8; \eta_p = 0.85$$

A 2. példa alapján  $h_1 = 2778 \text{ kJ/kg}$ ;  $h_2 = 2168 \text{ kJ/kg}$   $h_3 = 251 \text{ kJ/kg}$ ;  $h_4 = 252 \text{ kJ/kg}$ . A turbina izentrópiikus hatásfoka alapján:

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2'}{h_1 - h_2}$$
$$0.8 = \frac{2778 - h_2'}{2778 - 2168}$$
$$h_2' = 2290 \text{ kJ/kg}$$

A kilépő fázadt gőz jellemzői:

$$h_2' = h_{f2} + x_2' \cdot h_{fg2}$$
$$2290 = 251 + x_2' \cdot 2358$$
$$x_2' = 0.856$$

(A gőztáblázatból 0,2 bar nyomásnál  $h_f = 251$  és  $h_{fg} = 2358 \text{ kJ/kg}$ )  $x_2'$  értéke a 20. ábra c görbéjéhez hasonló H-s görbékből is leolvasható közvetlenül. Az így nyert gőz szárazabb, mint az ideális ciklus alapján számított érték ( $x_2 = 0,813$ ). A szivattyú hatásfoka pedig:

$$\eta = \frac{h_4 - h_3}{h_4' - h_3}$$
$$0.85 = \frac{252 - 251}{h_4' - 251}$$
$$h_4' = 252.2 \text{ kJ/kg}$$

A kazán energiamérlege alapján:

$$h_4' + Q_s = h_1$$

$$Q_s = h_1 - h_4' = 2778 - 252.2 = 2525.8 \text{ kJ/kg}$$

A turbina anyagmérlege alapján pedig:

$$h_1 = h_2' + W_T$$

$$W_T = h_1 - h_2' = 2778 - 2290 = 488 \text{ kJ/kg}$$

Látható, hogy a turbina valóságos kimeneti munkája lényegesen alacsonyabb, mint az ideális ciklus esetén (610 kJ/kg).

A szivattyú energiamérlege alapján:

$$h_3 + W_p = h_4'$$

$$W_p = h_4' - h_3 = 252.2 - 251 = 1.2 \text{ kJ/kg}$$

A reális munka szivattyún nagyobb, mint az ideális esetben. A nettó munkavégzés:

$$W_{\text{NET}} = W_T - W_p = 488 - 1.2 = 486.8 \text{ kJ/kg}$$

A termikus hatásfok:  $\eta = \frac{W_{\text{NET}}}{Q_s} = \frac{486.8}{1515.8} = 0.193 = 19.3\%$

A termikus hatásfok megint csak alacsonyabb, mint ideális esetben.

A nettó leadott teljesítmény:

$$P = \dot{m} \cdot W_{\text{NET}} = \frac{10000}{3600} \cdot 486.8 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$
$$= 1352 \text{ kW} = 1.352 \text{ MW}$$

## A kazánnomás növekedés hatása

A kazánnomás növekedése a maximális ciklus hőmérséklet növekedését okozza és így a hatásfok is növekszik. Ez a hatás ~150 barig áll fent, efölött a  $h_{fg}$  látens hő drasztikusan csökken és így kevesebb hő megy át, így a hatásfok enyhén csökken.

### 5. Példa

A 3. példánál a kazánnomás 10 bar, a kondenzátornomás pedig 0,2 bar volt. Ha a kazánnomást 50 bar-ra növeljük, mekkora lesz a hasznos munkavégzés és a hatásfok növekedése? Tételezzük föl, hogy a turbinára száraz, telített gőz áramlik és az expanzió izentrópikus. Lásd 21. ábra.

Az ábra szerint  $p_1=50$  bar,  $p_2=0,2$  bar. A gőztáblázatból az 50 bar nyomású, száraz, telített gőz entalpiája:  $h_1=h_{g1}=2794$  kJ/kg és entrópiája  $s_{g1}=5973$  kJ/kg.K.

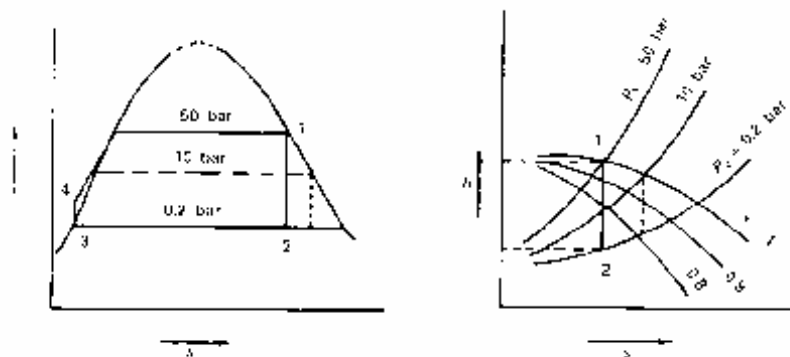
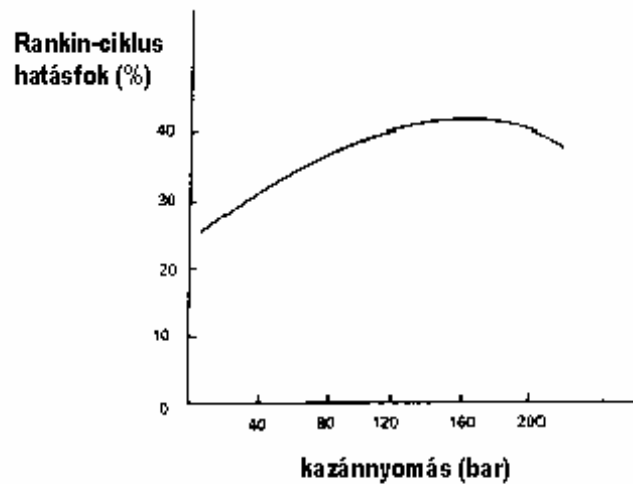
A kilépő gőz  $h_2$  entalpiájának meghatározásához (1-2 lépés izentrópikus):

$$s_2 = s_1$$

$$s_{f2} + x_2 \cdot s_{fg2} = s_{g1}$$

$$0.832 + x_2 \cdot 7.075 = 5.973$$

$$x_2 = 0,727$$



21. ábra

Ezután:  $h_2 = h_{f2} + x_2 \cdot h_{fg2} = 251 + 0.727 \cdot 2358 = 1965 \text{ kJ/kg}$

(Használhatjuk a h-s diagrammot is  $h_2$  leolvasására.)

A kondenzátum entalpiája (0,2 bar):  $h_3 = h_f = 251 \text{ kJ/kg}$

A szivattyú bemeneti munkája:  $W_p = v_p(p_4 - p_3) = 0.001(50 \cdot 10^5 - 0.2 \cdot 10^5) = 4980 \text{ J/kg} = 4.98 \text{ kJ/kg}$

A szivattyú energiamérlege alapján:

$$h_3 + W_p = h_4$$
$$251 + 4.98 = h_4$$
$$h_4 = 256 \text{ kJ/kg}$$

A kazán energiamérlegével:

$$h_4 + Q_s = h_1$$
$$Q_s = h_1 - h_4 = 2794 - 256 = 2538 \text{ kJ/kg}$$

A turbina energiamérlege alapján:

$$h_1 = h_2 + W_T$$
$$W_T = h_1 - h_2 = 2794 - 1965 = 829 \text{ kJ/kg}$$

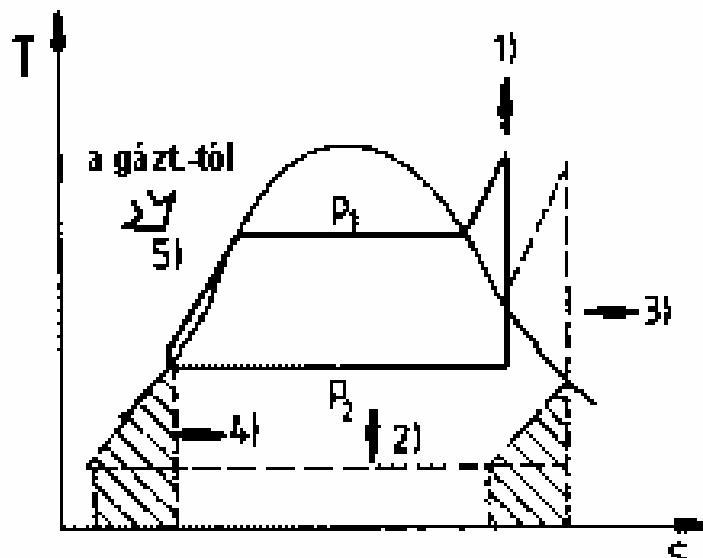
A nettó (hasznos) munkavégzés:  $W_{\text{NET}} = W_T - W_p = 829 - 4.98 = 824 \text{ kJ/kg}$

Az alacsonyabb gőznyomású esethez képest a hasznos munkavégzés 35,3%-al, a hatásfok pedig 8,4%-al nőtt.



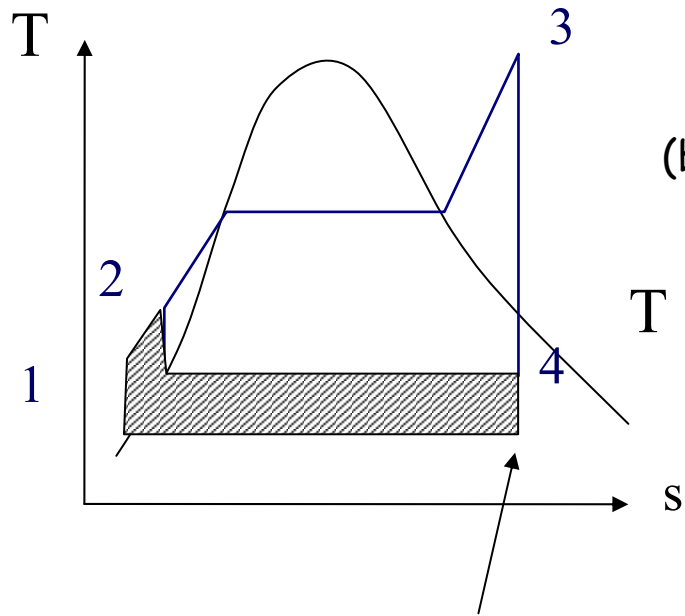
## A Rankin-Clausius ciklus hatásfokának növelése

A Rankin ciklus hatásfoka nem túl magas, mely bizonyos módosításokkal (22. ábra) növelhető.

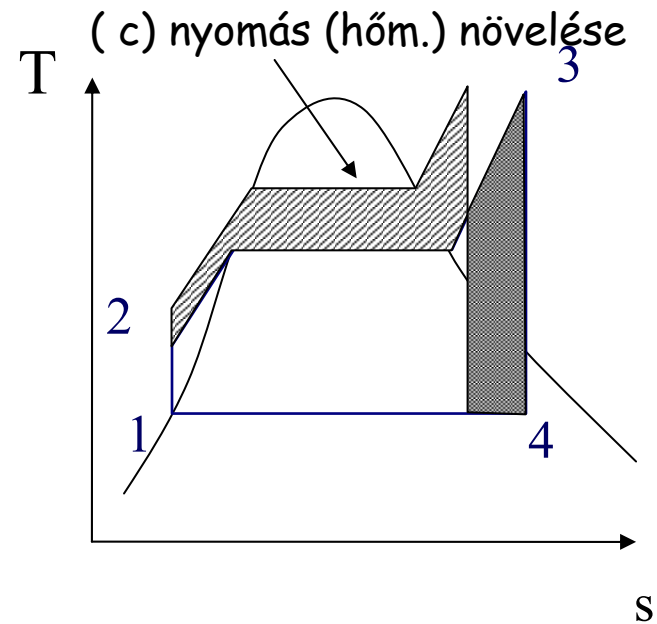
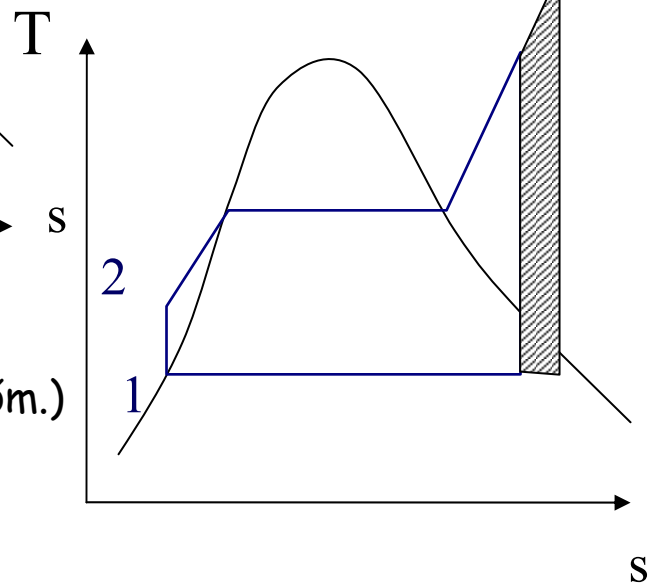


**A gőzturbina ciklus hatásfokának javítási lehetőségei:**

- 1. A frissgőz jellemzőinek javítása**
- 2. A kondenzációs nyomás csökkentése**
- 3. Köztes túlhevítés alkalmazása**
- 4. Tápvíz regeneratív előmelegítése**
- 5. Kombinálás más folyamatokkal**



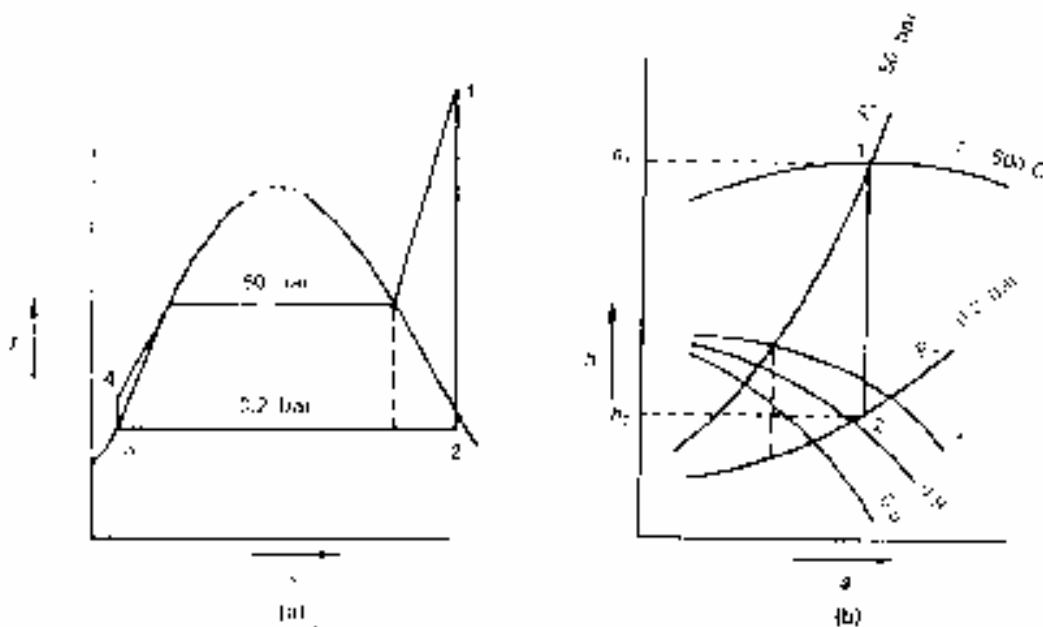
(b) Nagyobb túlhevítés



(a) Alacsonyabb kond. nyomás(hőm.)

## 1. Túlhevítés

Növelve a gőz hőmérsékletét a Carnot ciklus szerint nő a hatásfok. A kazánból kilépő nedves vagy száraz telített gőzt a túlhevítőn vezetik keresztül, amíg a gőz egy adott magasabb hőmérsékletre melegszik. Minél magasabb a túlhevített gőz hőmérséklete, annál nagyobb a hatásfok. (lásd 23. ábra). A hőmérséklet felső határa a jelenlegi anyagok esetén  $\sim 1100\text{ }^{\circ}\text{C}$ .



23. ábra

## 6. Példa

Az előző példában 50 bar nyomású, száraz, telített gőzt vezettünk a kazánból a turbinára és a kondenzátor nyomása 0,2 bar volt. Ha a kazánból kilépő gőzt 600 °C-ra hevítjük a turbina előtt, mekkora a hasznos munka és a hatásfok növekedés? Az expanzió izentrópikus.

$P_1=50$  bar,  $p_2=0,2$  bar,  $t_1=600$  °C. A túlhevített gőztáblázatból az 50 bar nyomású és 600 °C hőmérsékletű gőz entalpiája  $h_1=3666$  kJ/kg és entrópiája  $s_1=7258$  kJ/kg.K.

A kilépő gőz  $h_2$  entalpiája (1-2 folyamat izentrópikus:

$$s_2 = s_1$$

Így  $x_2=0,908$

$$s_{f2} + x_2 \cdot s_{fg2} = s_1$$

$$0.832 + x_2 \cdot 7.075 = 7.258$$

A kilépő gőz most szárazabb, mint az előző példában. Ez csökkenti a turbinalapátok erózióját. Ezután  $h_2$  értéke:

$$h_2 = h_{f2} + x_2 \cdot h_{fg2} = 251 + 0.98 \cdot 2358 = 2392 \text{ kJ / kg}$$

$h_2$  értéke megint csak leolvasható a h-s diagramból is. A kondenzátum entalpiája 0,2 bar nyomáson:

$$h_3 = h_f = 251 \text{ kJ / kg}$$

A szivattyú bemeneti munkája:

$$W_p = v_w (p_4 - p_3) = 0.001 (50 \cdot 10^5 - 0.2 \cdot 10^5) = 4980 \text{ J / kg} = 4.98 \text{ kJ / kg}$$

A szivattyú energiamérlege:

$$h_3 + W_p = h_4$$

$$251 + 4.98 = h_4$$

$$h_4 = 256 \text{ kJ/kg}$$

A kazán energiamérlege:  $h_4 + Q_s = h_1$

$$Q_s = h_1 - h_4 = 3666 - 256 = 3410 \text{ kJ/kg}$$

A turbina anyagmérlege szerint:  $h_1 = h_2 + W_T$

$$W_T = h_1 - h_2 = 3666 - 2392 = 1274 \text{ kJ/kg}$$

A nettó (hasznos) munkavégzés:  $W_{\text{NET}} = W_T - W_p = 1274 - 4.98 = 1269 \text{ kJ/kg}$

Az előző példához képest a túlhevítés jelentősen megnövelte a nettó munkavégzést.

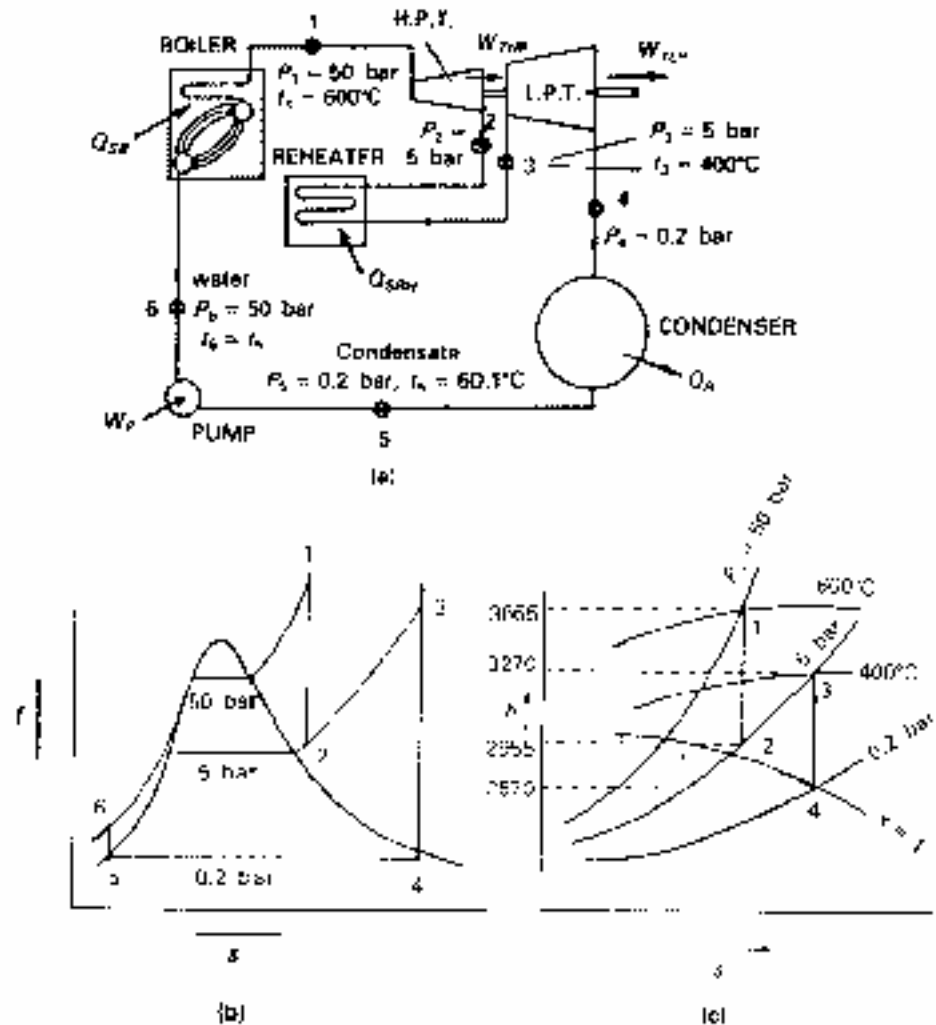
A munkavégzésben a százalékos növekedés  $= \frac{1269 - 824}{824} \cdot 100 = 54\%$

A hatásfok:  $\eta = \frac{W_{\text{NET}}}{Q_s} = \frac{1269}{3410} = 0.372 = 37.2\%$

A hatásfok %-os növekedés  $= 37.2 - 32.5 = 4.7\%$  **Ez jelentős növekedés.**

## 2. Újrahevítés

Itt a gőz átlagos hőmérsékletét más módon növelik. Miután a gőz a turbinán expandált elvezetik onnan azon a ponton, ahol éppen nedves gőz lenne és az újrahevítőben magasabb hőmérsékletre hevítik. Az újra hevített gőz aztán a turbinán a kondenzátor nyomásig expandál. Lásd 24. ábra.



24. ábra

## 7. Példa

Az előző példában az 50 bar nyomású és 600 °C-os túlhevített gőz a turbinán 0,2 bar nyomásig expandált. Az erőművet a 24. ábra szerint módosítva a túlhevített gőz belép a nagy nyomású turbinába és 5 bar nyomásig expandál, majd ez a gőz áthalad az újrahevítőn, ahol állandó nyomáson 400 °C-ra hevül. Az újrahevített gőz ezután az alacsony nyomású turbinára kerül, ahol a 0,2 bar kondenzátor nyomásig expandál. Mekkora a növekedés hasznos munkavégzésben és a hatásfokban? Mindkét turbinán az expanziót izentrópikusnak tételezzük föl.

A 24. ábra szerint:  $p_1=50$  bar,  $p_2=5$  bar,  $p_3=5$  bar,  $t_1=600$  °C,  $t_3=400$  °C. Az entalpia értékek a h-s diagramból könnyen leolvashatók:  $h_1=3665$  kJ/kg,  $h_2=2955$  kJ/kg,  $h_3=3270$  kJ/kg,  $h_4=2570$  kJ/kg. Az alacsony nyomású turbináról távozó gőz jellemzője a diagramról ugyancsak könnyen leolvasható:  $x_4=0,984$ . A gőz tehát szárazabb, mint az előző példában, így tovább csökken a turbina lapátok eróziós igénybevétele.

A kondenzátum entalpiája:  $h_s=h_f=251$  kJ/kg      0,2 bar nyomáson.

A szivattyú bemeneti munkája:  $W_p = v_w \cdot (p_6 - p_5) = 0,001(50 \cdot 10^5 - 0,2 \cdot 10^5) =$   
 $= 4980$  J/kg = 4,98 KJ/kg

A szivattyú energiamérlege:

$$h_s + W_p = h_6$$

$$251 + 4,98 = h_6$$

$$h_6 = 256 \text{ kJ/kg}$$

A kazán energiamérlege:

$$h_6 + Q_{SB} = h_1$$

$$Q_{SB} = h_1 - h_6 = 3665 - 256 = 3409 \text{ kJ/kg}$$

A nagynyomású turbina energiamérlege:

$$h_1 = h_2 + W_{THP}$$

$$W_{THP} = h_1 - h_2 = 3665 - 2955 = 710 \text{ kJ/kg}$$

Az újrahevítő anyagmérlege:

$$h_2 + Q_{SRH} = h_3$$

$$Q_{SRH} = h_3 - h_2 = 3270 - 2955 = 315 \text{ kJ/kg}$$

Az összes közölt hő:

$$Q_S = Q_{SB} + Q_{SRH} = 3409 + 315 = 3724 \text{ kJ/kg}$$

Az alacsony nyomású turbina anyagmérlege:

$$h_3 = h_4 + W_{TLP}$$

$$W_{TLP} = h_3 - h_4 = 3270 - 2570 = 700 \text{ kJ/kg}$$

Az összes turbina munkavégzés:

$$W_T = W_{THP} + W_{TLP} = 710 + 700 = 1410 \text{ kJ/kg}$$

A hasznos munkavégzés:

$$W_{NET} = W_T - W_P = 1410 - 4,98 \cong 1405 \text{ kJ/kg}$$



Az előző példához képest az újrahevítés jelentősen megnövelte a hasznos munkavégzést. A százalékos növekedés a munkavégzésben és a hatásfokban:

$$\% \text{-os munka növekedés} = \frac{1405 - 1269}{1269} \cdot 100 = 10,7\%$$

$$\eta = \frac{W_{NET}}{Q_S} \cdot 100 = \frac{1405}{3724} \cdot 100 = 37,7\%$$

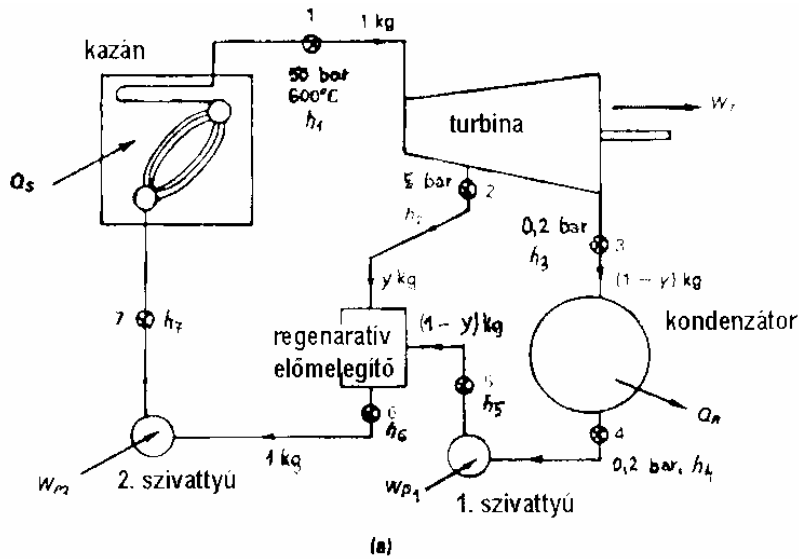
A hatásfok növekedés  $37,7 - 37,2 = 0,5\%$  elhanyagolható, mert a hőközlés átlagos hőmérséklete csak kicsit változott. Az újrahevítés fő előnye az, hogy csökken az alacsony nyomású turbinában a gőz nedvessége.

### 3. Tápvíz regeneratív előmelegítése

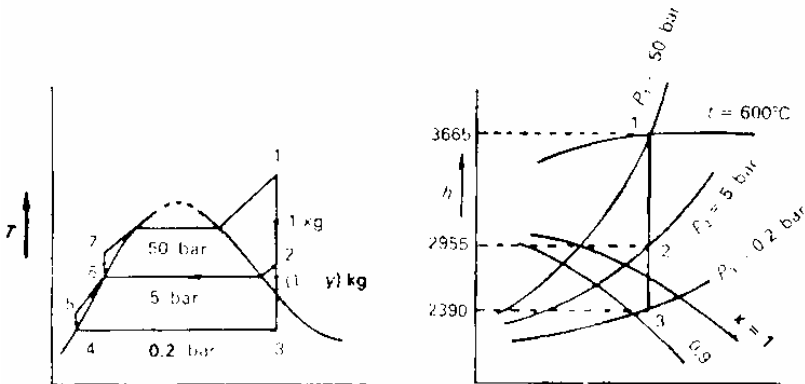
Túlhevítéssel és újrahevítéssel együtt is a Rankin ciklus hatásfoka nem éri el a 40%-ot. Az ideális Carnot ciklus hatásfoka a 7. példa adataival 62%. A különbség oka az, hogy a Rankin ciklusban a hő zömét a ciklus maximális hőmérsékleténél alacsonyabb hőmérsékleten közöljük. Ez a hatás a tápvíz regeneratív előmelegítésével csökkenthető.

Lásd 25. ábra.

A regeneratív tápvíz előmelegítésnél gőzt vonnak el a turbina köztes fokozatától a kazánba belépő tápvíz előmelegítésére. Így a kazánban a hőbevitel magasabb átlagos hőmérsékleten történik.



Mivel a turbinától elvont gőz nem tud munkát végezni a turbinán, annak munkája lecsökken. Ugyanakkor a kazánba betáplált hőmennyiség jelentősen csökken, így a hatásfok növekszik.



25. ábra

## 8. Példa

Egy hőerőműben a turbinára 50 bar nyomású, 600 °C hőmérsékletű gőz áramlik. Miután 5 bar nyomásig expandált, a gőz egy részét tápvíz előmelegítésre vonjuk el egy nyitott hőcserélőben. A hőcserélőből távozó telített víz 5 bar nyomású. A turbinán maradó gőz a 0,2 bar kondenzátor nyomásig (izentrópiusan) expandál. Mekkora a ciklus termikus hatásfoka? Mekkora a hasznos teljesítmény 10000 kg/óra gőztermelés mellett?

A 25. ábra szerint:  $p_1=50$  bar,  $p_2=5$  bar,  $p_3=0,2$  bar,  $t_1=600$  °C.

Az 1,2 és 3 állapotú gőz entalpiája a h-s diagram alapján:

$h_1=3665$  kJ/kg,  $h_2=2955$  kJ/kg,  $h_3=2390$  kJ/kg.

A kondenzátum entalpiája:  $h_4=h_f=251$  kJ/kg 0,2 bar nyomáson.

Az szivattyú bemeneti munkája:

$$W_{p1} = v_w (p_5 - p_4) = 0,001(5 \cdot 10^5 - 0,2 \cdot 10^5) = 481 \text{ J/kg} = 0,48 \text{ kJ/kg}$$

Az 1. szivattyú energiamérlege alapján:

$$h_4 + W_{p1} = h_5$$

$$251 + 0,48 = h_5$$

$$h_5 = 251,5 \text{ kJ/kg}$$

$h_6$ =az 5 bar nyomású, telített víz entalpiája= $h_f=640$  kJ/kg

Lépjen ki 1 kg gőz a kazánból és  $y$  kg gőzt vonjunk el a turbinától tápvíz előmelegítésre. A tápvíz előmelegítő energiamérlege alapján:

Összes belépő energia=összes kilépő energia

$$y \cdot h_2 + (1 - y) \cdot h_5 = 1 \cdot h_6$$

$$y \cdot 2955 + (1 - y) \cdot 251,5 = 1 \cdot 640$$

$$y = 0,144$$

A szivattyú bemeneti munkája:  $W_{p2} = v_w (p_1 - p_6) = 0,001(50 \cdot 10^5 - 5 \cdot 10^5) = 4500$  J/kg = 4,5 kJ/kg

A 2. szivattyú energiamérlege alapján:

$$h_6 + W_{p2} = h_7$$

$$640 + 4,5 = h_7 = 644,5 \text{ kJ/kg}$$

A kazán energiamérlege alapján:

$$h_7 + Q_s = h_1$$

$$Q_s = h_1 - h_7 = 3665 - 644,5 = 3020,5 \text{ kJ/kg}$$

A turbina energiamérlege alapján:

$$1 \cdot h_1 = y \cdot h_2 + (1 - y) \cdot h_3 + W_T$$

$$1 \cdot 3665 = 0,144 \cdot 2955 + (1 - 0,144) \cdot 2390 + W_T$$

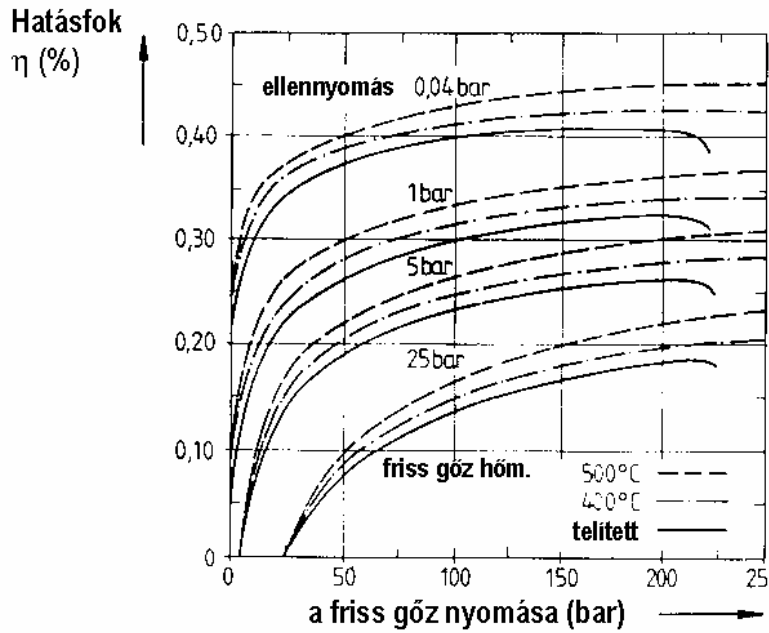
$$W_T = 1194 \text{ kJ/kg}$$

A nettó munkavégzés:  $W_{NET} = W_T - (1 - y) \cdot W_{p1} - W_{p2} = 1194 - (1 - 0,144) \cdot 0,48 - 4,5 = 1189 \text{ kJ/kg}$

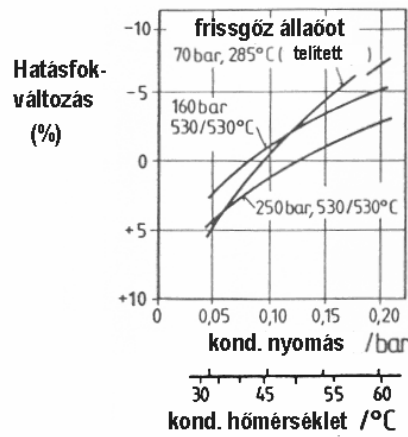
A termikus hatásfok:  $\eta = \frac{W_{NET}}{Q_s} \cdot 100 = \frac{1189}{3020,5} \cdot 100 = 39,4\%$

Tehát a tápvíz regeneratí előmelegítése nélküli 37,2%-os hatásfok 39,4%-ra javult, tehát fokozatonként ~2%-os javulás érhető el. A nagy erőművekben maximum 7 fokozatú előmelegítő rendszert alkalmaznak.

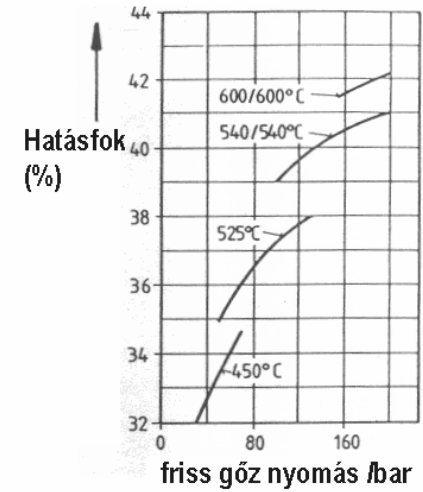
A nettó teljesítménykimenet:  $\dot{m} \cdot W_{NET} = \frac{10000}{3600} \cdot 1189 = 3303 \text{ kW} = 3,303 \text{ MW}$



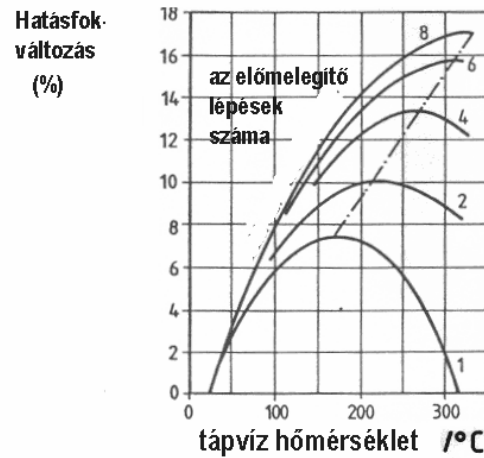
26. ábra



a)



b)



c)



d)

a) a kondenzátornyomás hatása

c) az előmelegítő fokozatok számának hatása

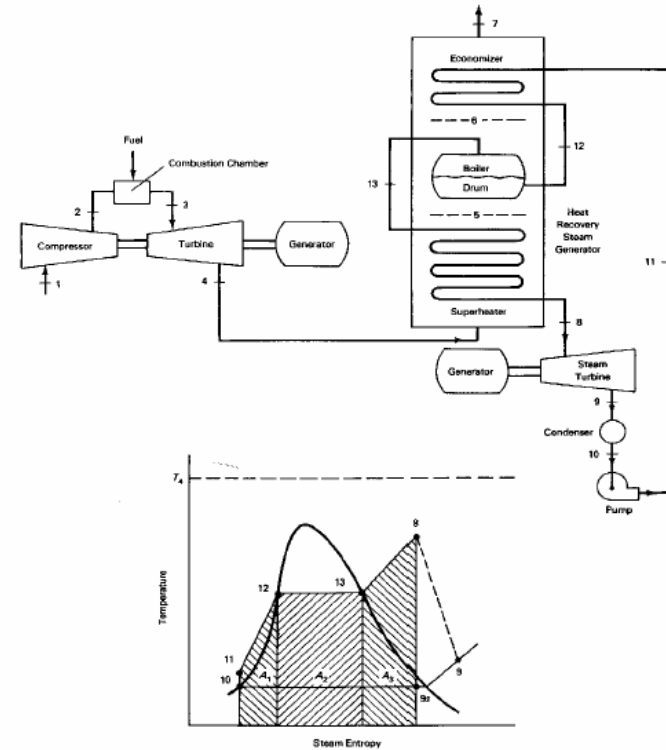
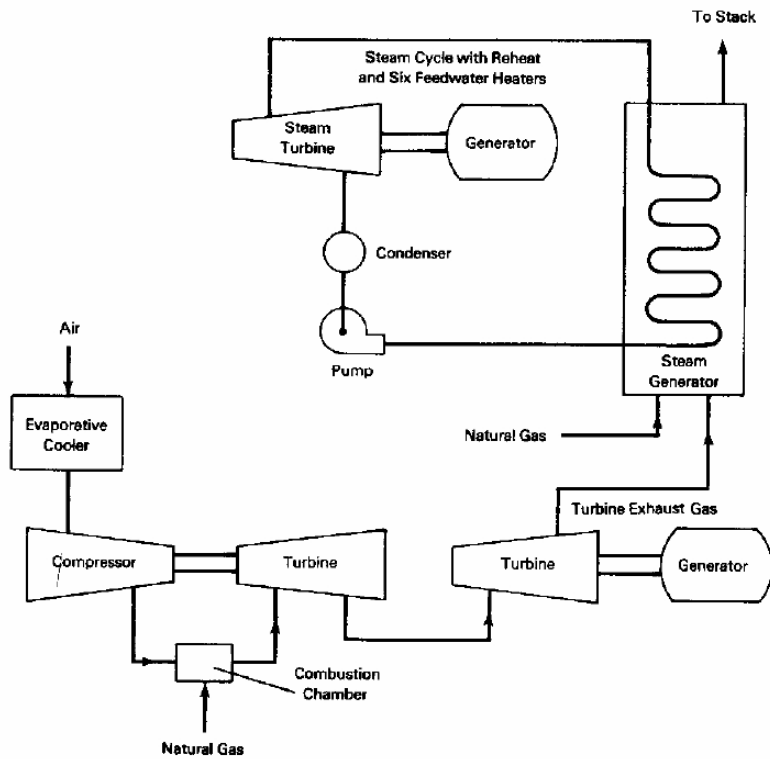
b) a frissgőz hőmérsékletének hatása

d) a túlhevítő fokozatok szám hatása

a gőzerőmű hatásfokára

27. ábra

# Kombinált ciklusok



Amennyiben két termék van és a hatásfok eléri a 65%-ot, akkor ez kapcsolt termelés.

## Kapcsolt energiatermelés

Az energia-megtakarításnak egyik leghatékonyabb eszköze a kapcsolt hő- és villamosenergia-termelés, amikor egy villamosenergia-termelő berendezés termodinamikai alaptörvények következtében elkerülhetetlenül keletkező hulladékhőjét olyan hőfokszinten tudjuk előállítani, hogy az még hőigények - elsősorban fűtési igények - kielégítésére felhasználható. Az ilyen rendszerekben a felhasznált tüzelőhő 80-90%-a hasznosul villamos- vagy hőenergia formájában. E két energiaforma aránya azonban a választott körfolyamat típusától függően eltérő lehet.

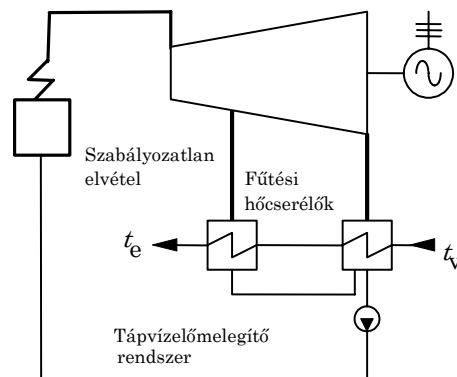
Ennek megfelelően a kapcsolt energiatermelést megvalósító berendezések jellemzésére két mutatót kell használni. Az egyik az összes hatásfok a két hasznos teljesítmény viszonya a bevezetett hőteljesítményhez, a másik a két hasznos teljesítmény aránya (a fajlagos villamosenergia-termelés), amely a hasznos villamos teljesítmény ( $P_{vill}$ ) és hőteljesítmény ( $Q_{fűtési}$ ) aránya:

$$\eta = \frac{P_{vill} + Q_{fűtési}}{Q_{összes}} \quad \text{és} \quad \sigma = \frac{P_{vill}}{Q_{fűtési}}$$

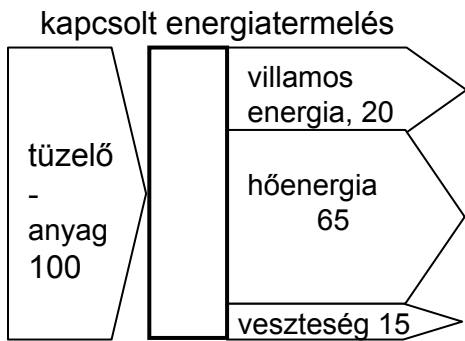
Az utóbbi mutatónak az adja a jelentőségét, hogy különválasztott megtermelés esetén a csak villamos-energiát termelő folyamatok hatásfoka általában 30-40%, míg fűtési hő kb. 90% hatásfokkal állítható elő. Emiatt kedvezőbb az a megoldás, amelyben több értékes villamosenergia termelhető, azaz nagyobb a fajlagos villamosenergia-termelése.



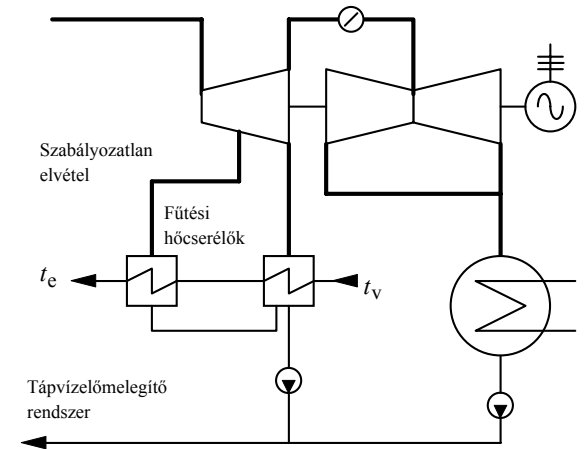
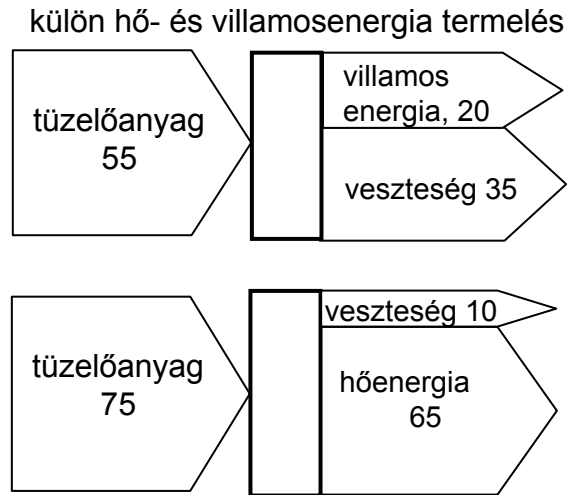
Több évtizede ismeretes és alkalmazott eljárás a nagy távhőrendszerekben alkalmazott kapcsolt energiatermelés gőzkörfolyamatokban. Ez célszerűen több tíz, vagy inkább 100 MW-ot meghaladó csúcshőigényű távhőrendszerekben alkalmazható (általában fűtési célú) forróvíz vagy (általában technológiai célú) gőz hőhordozó előállítására. A hőkiadás módja **ellennyomású vagy elvételes kondenzációs** lehet. Az **ellennyomású hőszolgáltató blokk** turbinájában csak annyi gőzt lehet expandáltatni, amennyit a fogyasztók igényelnek vagy amennyivel a fogyasztók által igényelt forróvíz felmelegíthető. Ez azt jelenti, hogy a villamosenergia előállítása és a tüzelőanyag fogyasztás közelítőleg arányos a hőigény nagyságával. Egy ellennyomású fűtőblokk kapcsolását a következő *ábra* mutatja.



Az összes hatásfok általában 80...90%, a fajlagos villamosenergia-termelés értéke - a körfolyamat paramétereitől és a hőkiadás hőfokszintjétől függően - 0,2 és 0,4 között lehet. Egy ilyen kapcsolt energiatermelés és az azt helyettesítő külön-külön termelés energiaáramait mutatja kerekített számokkal a következő *ábra*.



Tüzelőhő megtakarítás:  
 $55 + 75 - 100 = 30$



## Elvételes kondenzációs erőmű

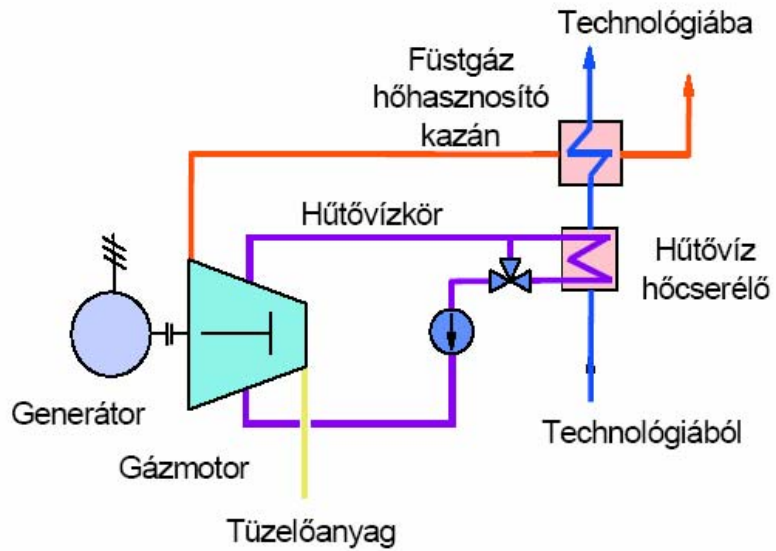
Az ellennyomású kapcsolt energiatermeléstől eltérően az **elvételes kondenzációs kapcsolt energiatermelés** esetén nincs általános kényszerkapcsolat a két termék aránya között. Az ellennyomású fűtőblokknak alapvetően három különböző üzemállapota van:

**Minimális kondenzáció:** a kondenzátorba ömlő gőzáram nem csökkenthető nullára, még az ábrában jelölt (nem mindig beépített) torlasztó csappantyú esetén sem. Ilyenkor a blokk üzeme úgy értékelhető, mint egy közös gépben megvalósuló minimális kondenzációs és egy ellennyomású körfolyamat szuperpozíciója.

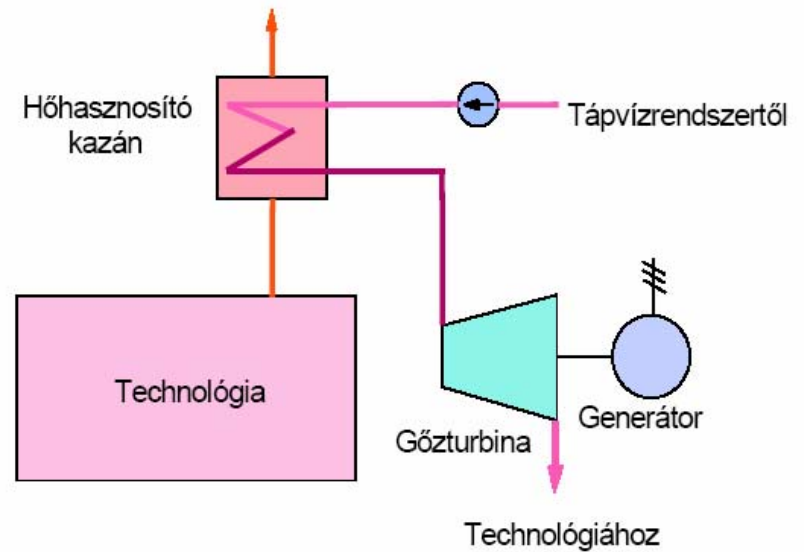
**Maximális gőznyelés:** ilyenkor a hőkiadás növelése a villamos teljesítmény csökkenését vonja maga után. A villamos teljesítmény csökkenésének és a kiadott hőteljesítménynek az arányát fajlagos kiesett villamosenergia-termelésnek nevezzük.

**Közbenső tartomány:** a két kiadott hasznos teljesítmény egymástól függetlenül változtatható, beállítható.

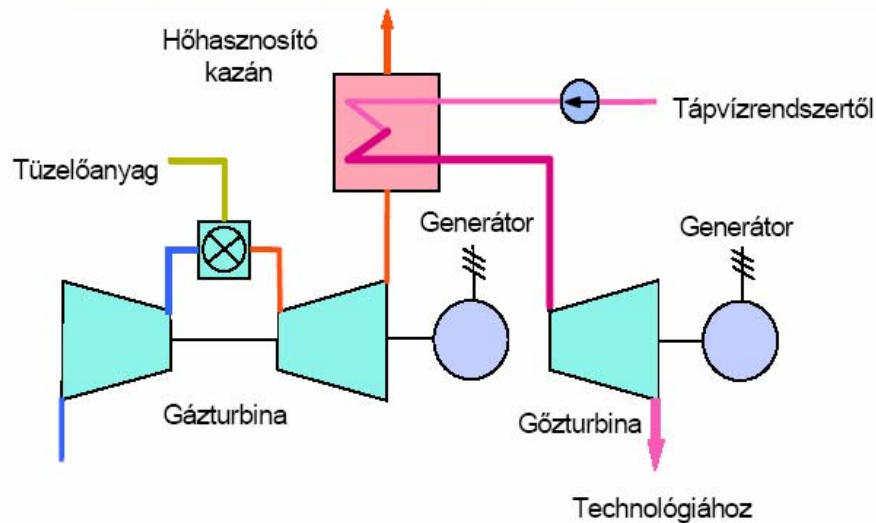
## Felső körfolyamat



## Alsó körfolyamat



## Kombinált ciklusú körfolyamat

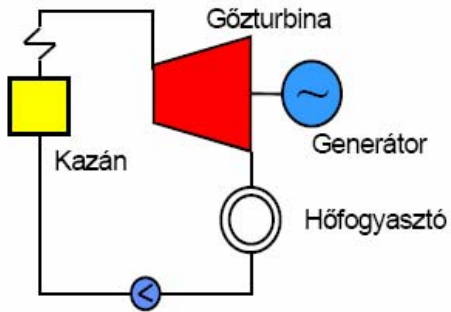


## Műszaki paraméterek, Energetikai jellemzők

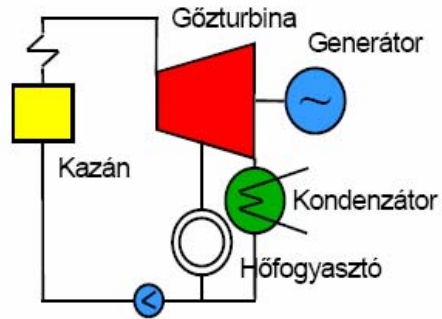
	Villamos teljesítmény [MW]	Villamos hatásfok [%]	Termikus hatásfok [%]	Össz hatásfok [%]	Fajlagos kapcsolt vill. en. termelés [-]
Belsőégésű motorok					
gázmotorok	0,03-15	25-42	65-40	82-90	0,4-1
dízel motorok	2-25	38-45	40-35	75-85	0,9-1,3
Gázturbinák					
aeroderivatív	1-50	24-42	66-46	85-90	0,35-0,9
ipari	0,2-270	16-37	74-53	85-90	0,2-0,7
Gőzturbinák	0,5-150	24-28	45-60	75-85	0,4-0,5
Gáz/Gőz kombinált ciklus	5-300	35-55	30-45	80-85	0,7-1,2

# Gőzturbinás kapcsolt energiatermelés

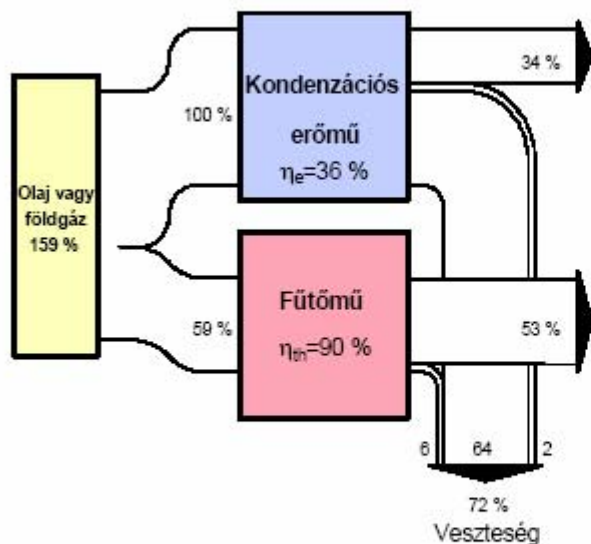
## Ellennyomású



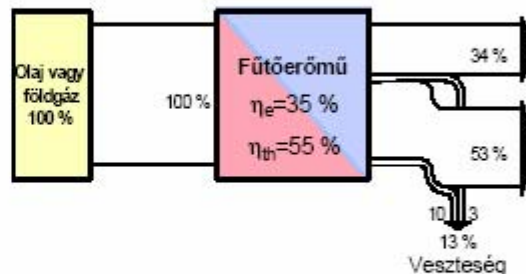
## Elvételes kondenzációs



## Primerenergia megtakarítás



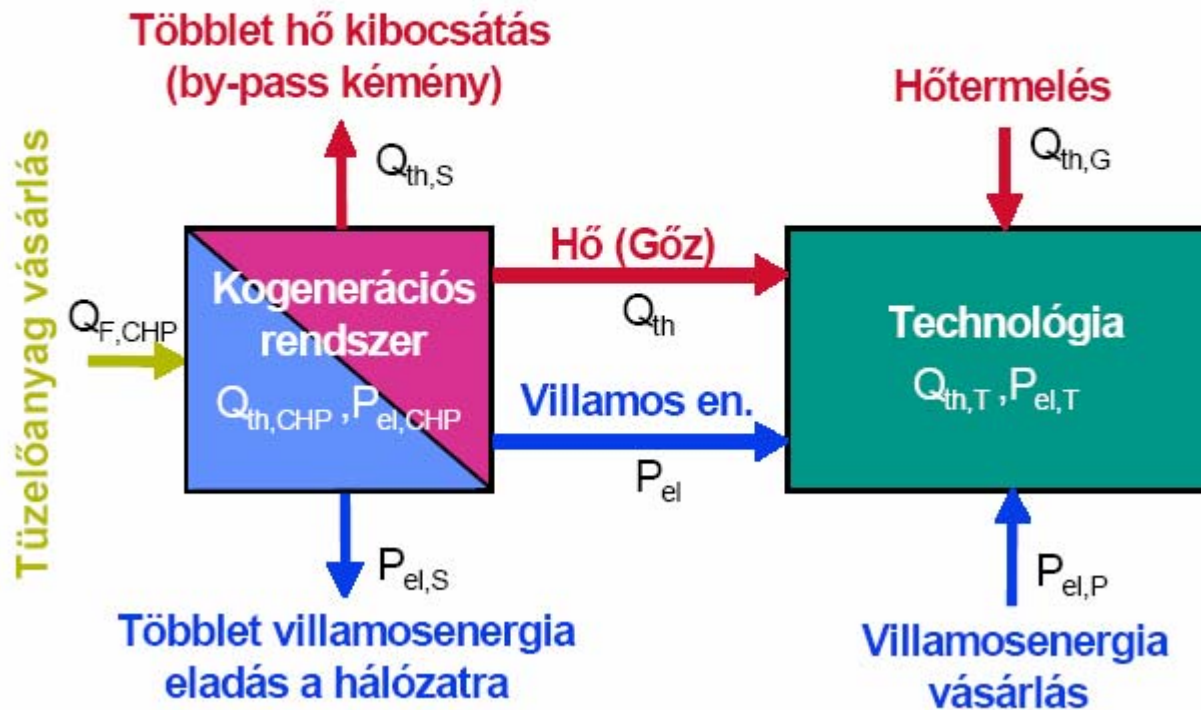
Hagyományos

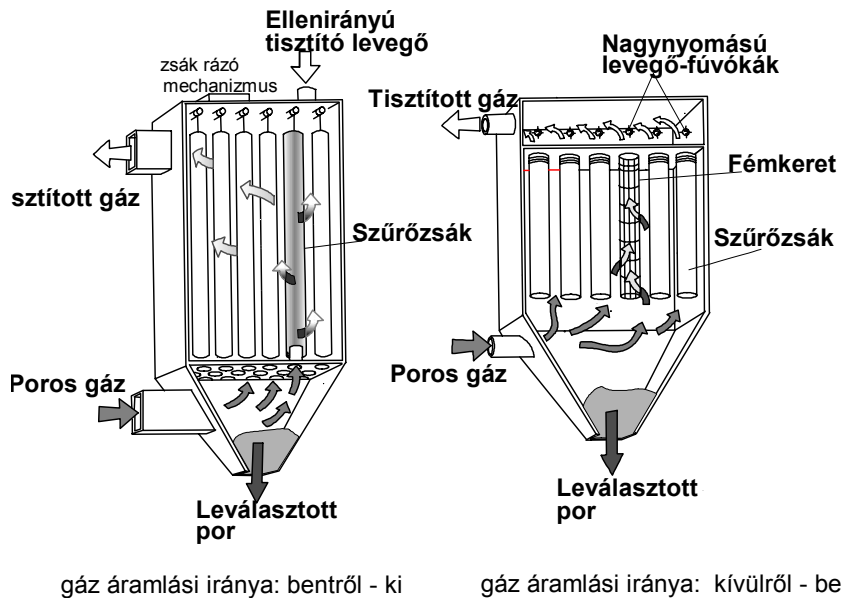


Kapcsolt energiatermelés

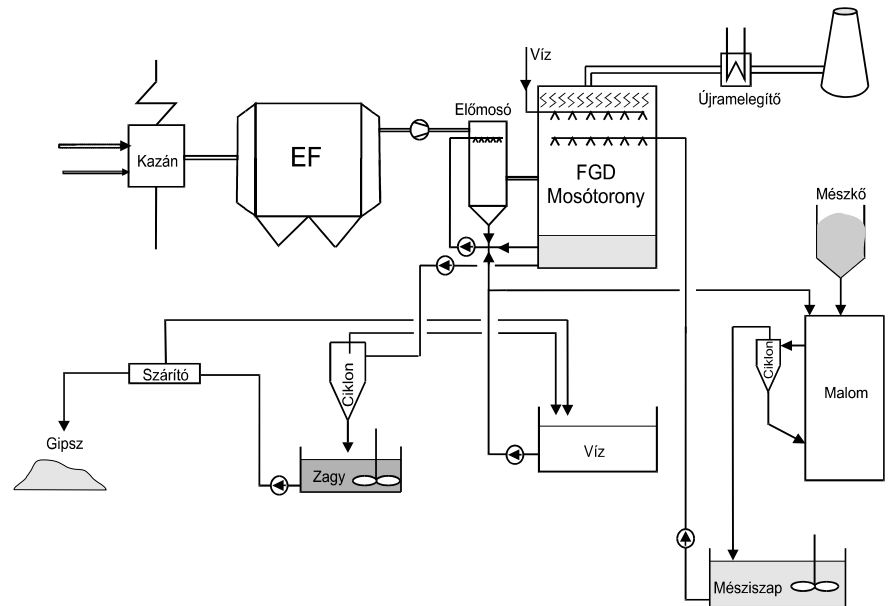
$$\text{Primerenergia megtakarítás} = (1 - 100\% / 159\%) - 100 = 37\%$$

## Kapcsolt energiatermelő rendszer sémája

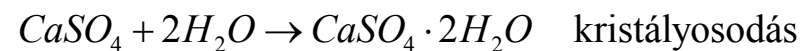
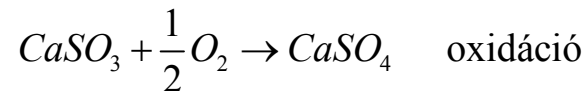
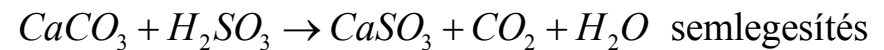
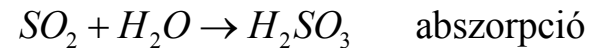




## Zsákos porszűrők



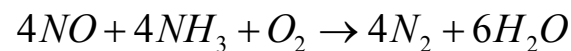
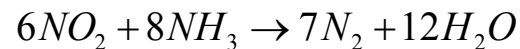
## Mészköves nedves füstgáz kéntelenítő





A  $\text{NO}_x$  képződés csökkentésére számos megoldást alkalmaznak. Ezek közül az elterjedtebbek a többfokozatú tüzelés, a füstgáz recirkuláció, az elnyújtott tüzelés,  $\text{NO}_x$  szegény égők és redukáló gázégő alkalmazása. Ezek közül több együtt is használható.

A szekunder (leválasztási) eljárások közül a szelektív katalitikus redukció (SCR) vált be legjobban. Ennek során a leggyakoribb megoldásnál titándioxidra felvitt vanádiumpentoxid katalizátoron a nitrogénoxidokat ammóniával reagáltatják. Ennek során nitrogén molekulák és vízgőz keletkezik. A legfontosabb kémiai reakciók:



## A Termodinamika 2. törvénye és Carnot hatásfok

**2. törvény:** Hő nem alakítható át munkává bizonyos hővesztés nélkül.

**Carnot hatásfok:** A végzett munka és a rendszerrel közölt hő csak a hőmérséklettől függ. Nincs jobb hatásfokú hőerőgép a Carnot hőerőgépnél.

**Fontos:** A hőmérséklet Kelvin vagy Rankine egységben lehet.

$$\eta_c = W_{\text{net}} / Q_{\text{high}} = (T_{\text{high}} - T_{\text{low}}) / (T_{\text{high}})$$

$$\eta_c = 1 - (T_{\text{low}} / T_{\text{high}})$$

$$K = ^\circ C + 273.15$$

$$R = ^\circ F + 459.67$$

### A 2. törvény szerinti hatásfok

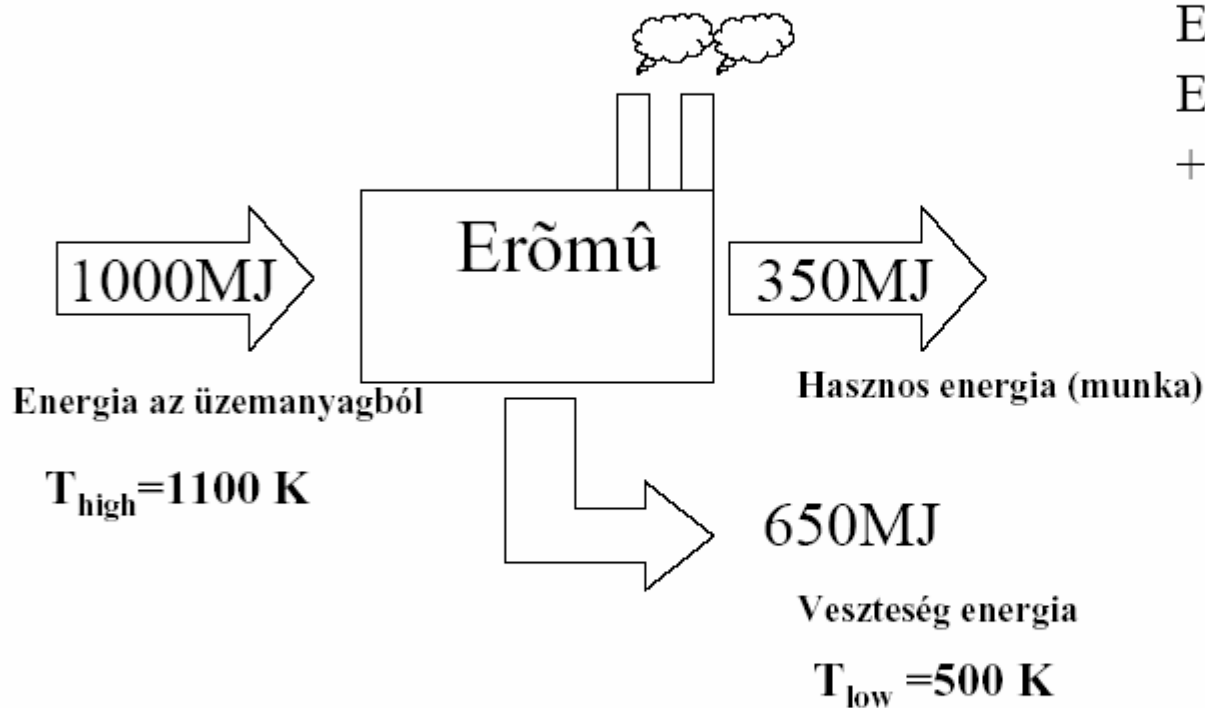
A 2. törvény szerinti hatásfok a rendszer aktuális hatásfokának és a maximálislehetséges (Carnot) hatásfoknak az aránya.

$$\eta_{II} = \text{2. törvény szerinti hatásfok (hatásosság)} \quad \eta_{II} = \eta_I / \eta_c$$

$$\eta_I = \text{1. törvény szerinti hatásfok}$$

$$\eta_c = \text{Carnot hatásfok}$$

# Erőmű hatásfokai



$E_{in}=1000\text{MJ}$  a tüzelőanyagból  
 $E_{out}=350\text{MJ}$  hasznos energia  
+650MJ veszteség energia

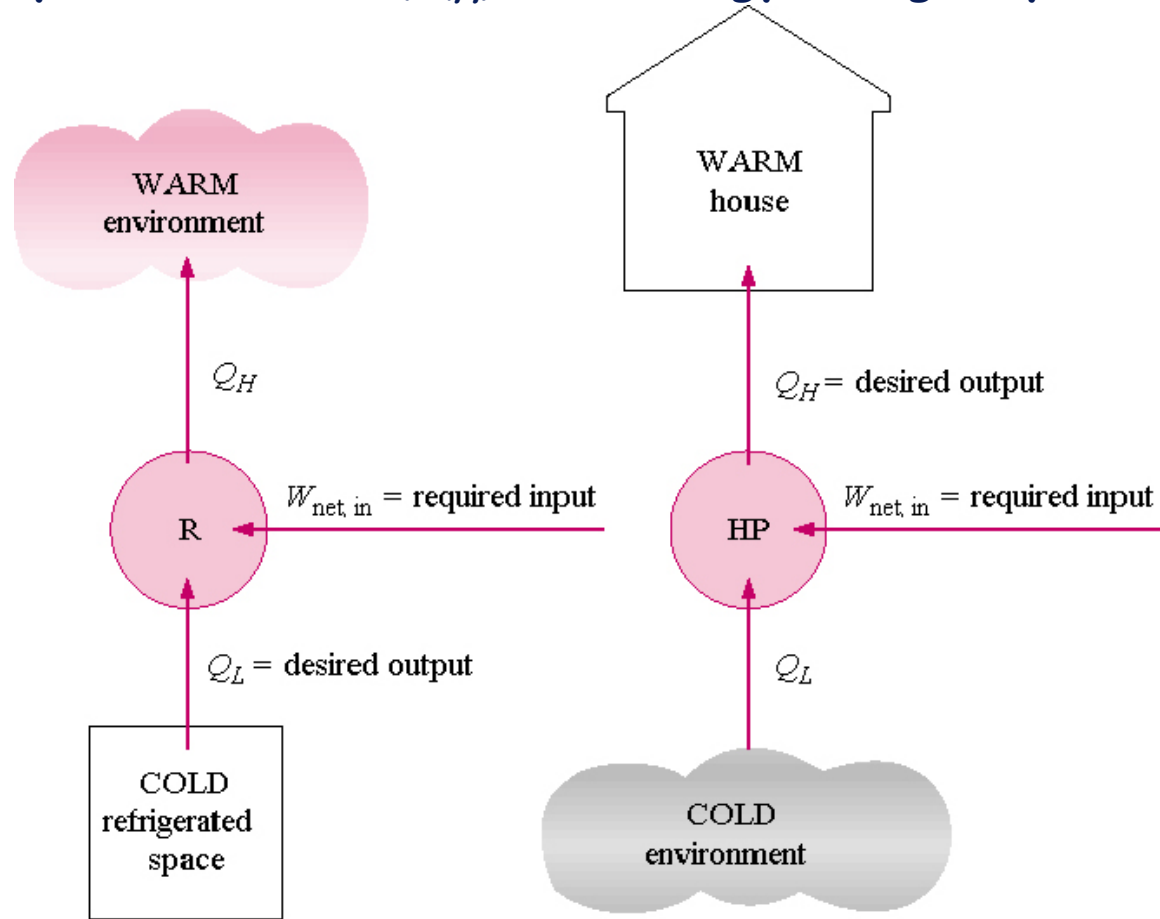
$$\eta_I = W_{net}/Q_{high} = 350\text{MJ}/1000\text{MJ} = 0.35 = 35\%$$

$$\eta_c = 1 - T_{low}/T_{high} = 1 - 500\text{K}/1100\text{K} = 55\%$$

$$\eta_{II} = \eta_I / \eta_c = 35\%/55\% = 64\%$$

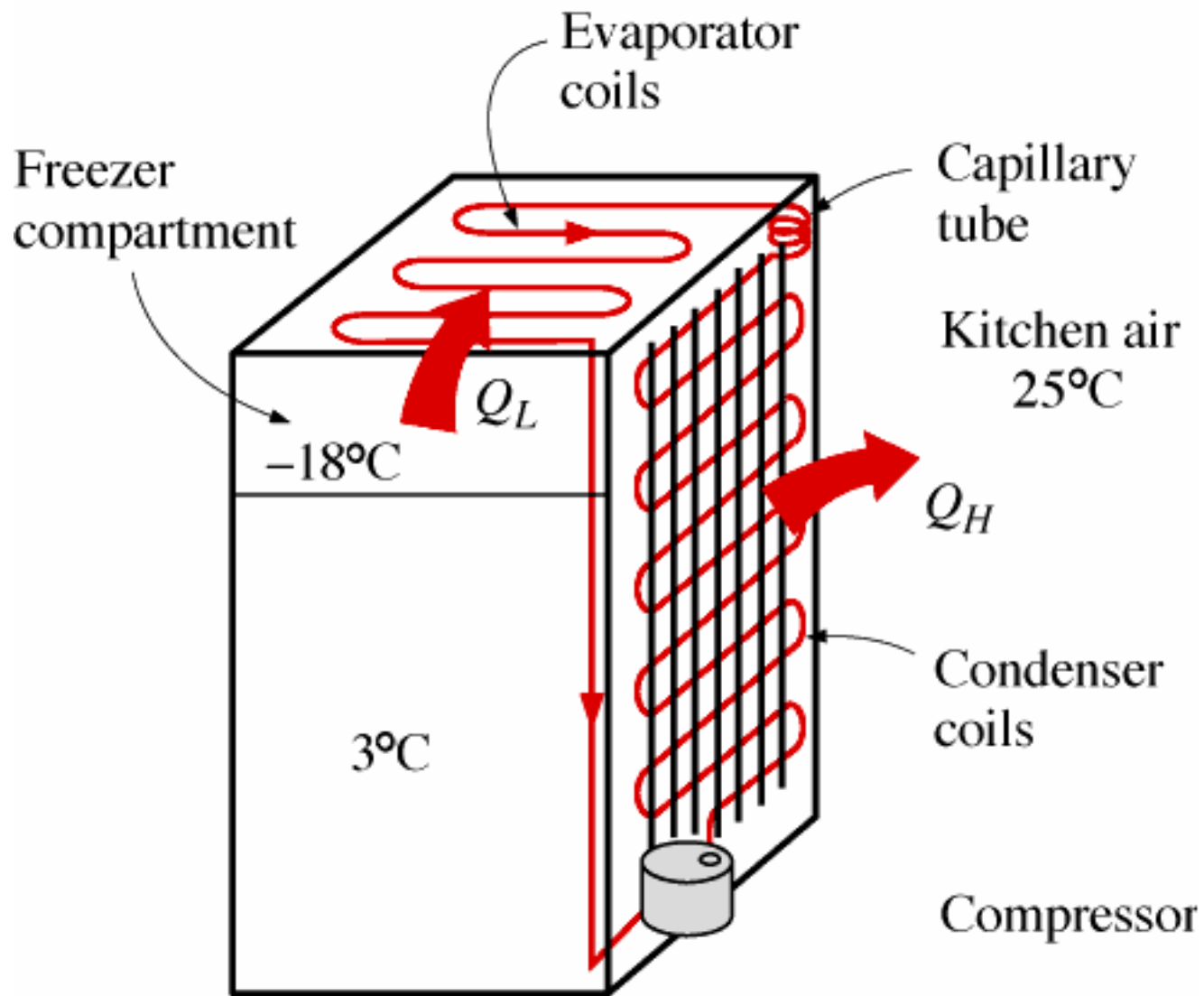
# A hűtőgép és a hőszivattyú

A hűtőgép feladata hő ( $Q_L$ ) eltávolítása a hideg helyről; a hőszivattyú feladata hő ( $Q_H$ ) közlése egy meleg helyre



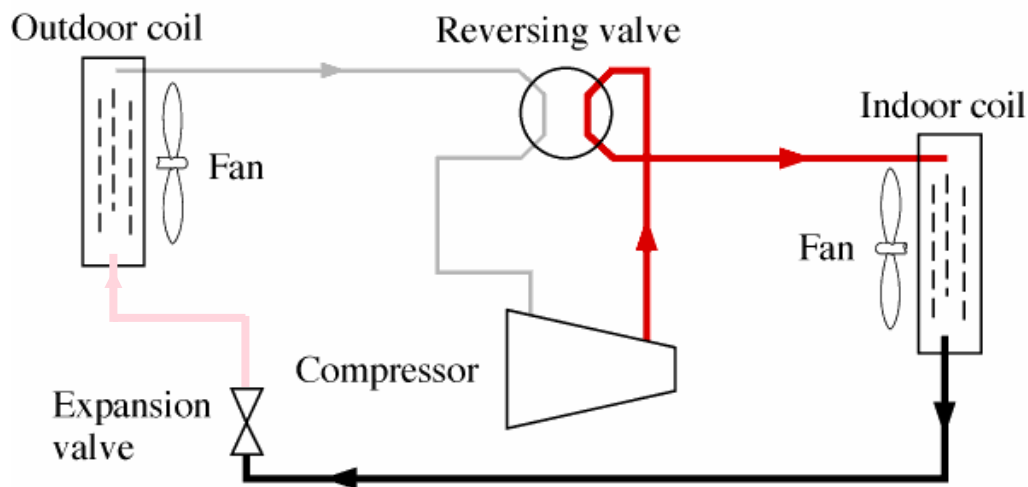
(a) Refrigerator

(b) Heat pump



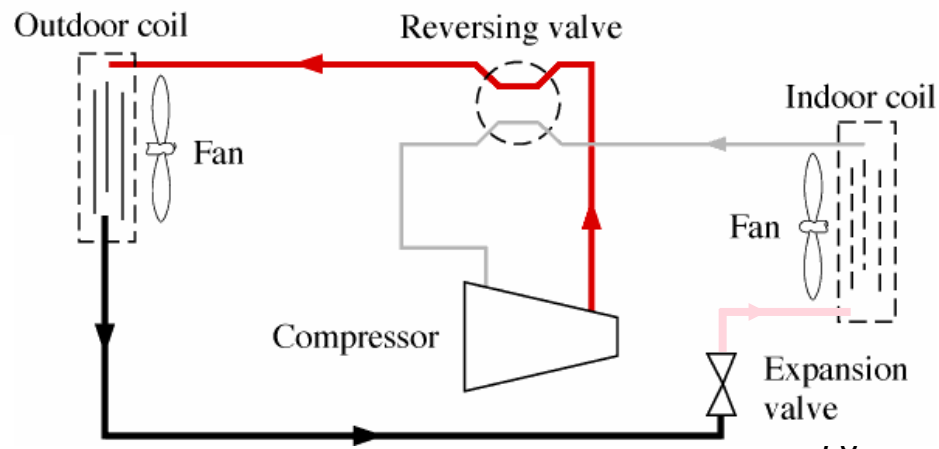
# A hőszivattyú télen fűti, nyáron hűti a házat

## HEAT PUMP OPERATION – HEATING MODE

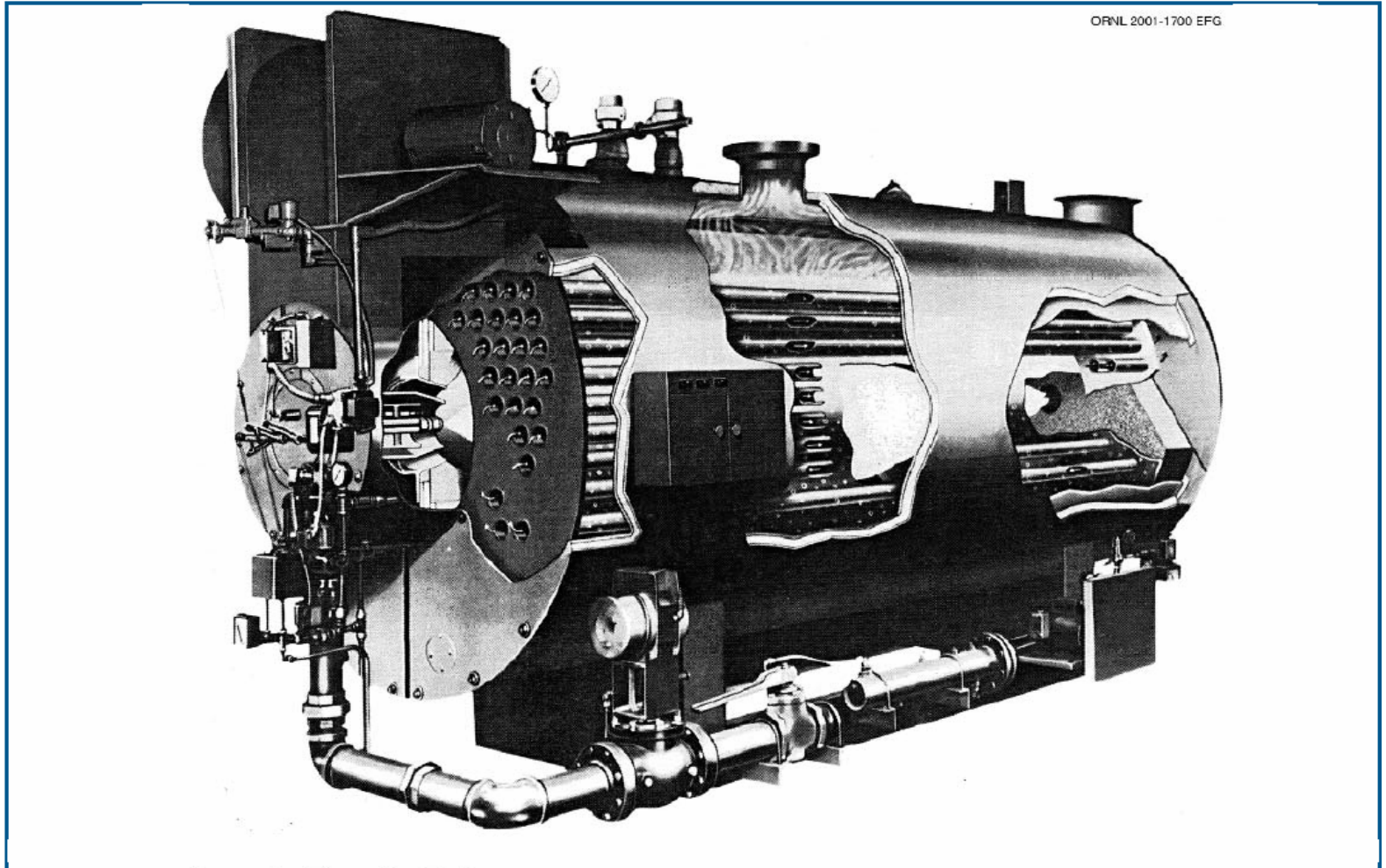


- High-pressure liquid
- Low-pressure liquid-vapor
- Low-pressure vapor
- High-pressure vapor

## HEAT PUMP OPERATION – COOLING MODE



# Tűzcsöves kazán



# Vízcsöves kazán

