

73. ábra

$$(w_{t12, T})_{rev} = h_{2, T} - h_1 - (q_{12, T})_{rev}$$

kifejezés adódik, amelyben $h_{2, T}$ a közeg entalpiája a reverzibilis izotermikus kompresszió végén, $(q_{12, T})_{rev}$ pedig az eközben fajlagos elvont hő. Irreverzibilis esetben a kompresszióhoz szükséges munka

$$w_{t12, T} = h_2 - h_1 - q_{12}$$

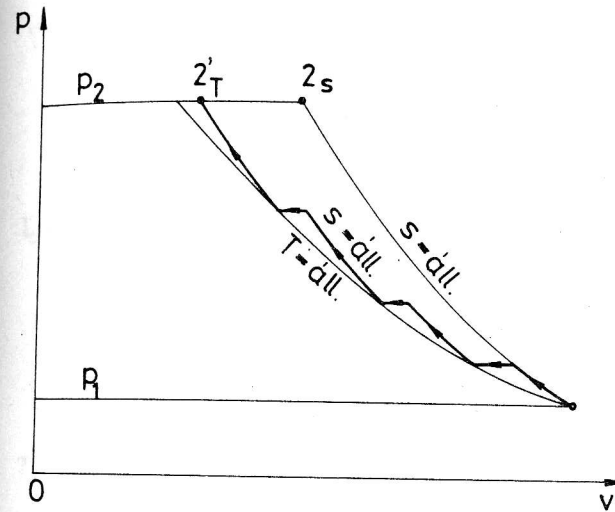
Szokásos kompresszoroknál egy izotermikus kompresszorhatásfokot definiálni, amely az

$$\eta_{T, k} = \frac{(w_{t12, T})_{rev}}{w_{t12, T}}$$

szerint számítható.

Az izotermikus kompresszió csak közelítőleg valósítható meg több kompresszorfokozat segítségével. Ilyen kompresszoroknál a komprimált közeg minden fokozat után ún. közbenső hűtőbe vezetik, ahol az lehűl, s így kerül a következő fokozatba. Ez esetben a kompresszió lépcsőzetesen közelíti meg - izentropikus kompresszió és izobár lehűtési szakaszokkal - az izotermikus kompressziót (74. ábra). A gyakorlatban

turbokompresszoroknál a nagy anyagi ráfordítás miatt csupán néhány fokozatot alkalmaznak; dugattyús kompresszoroknál a közbenső hűtők mellett még ún. köpenyhűtést is alkalmaznak.



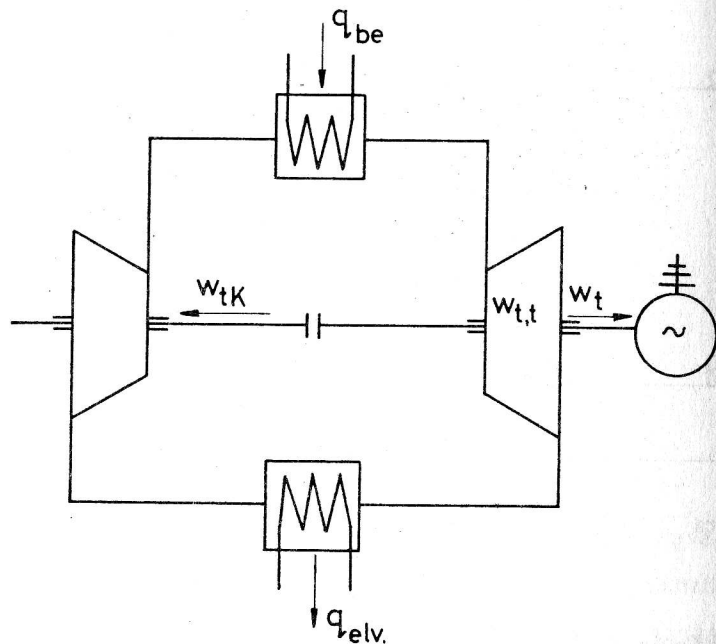
74. ábra

5.4. A hőerőgépek folyamatainak termodinamikája

Hőerőgép alatt olyan gép vagy berendezés értendő, amelyben alkalmas közvetítő közeg ismétlődő munkaciklusokat végez, miközben a gép a betáplált hőből bizonyos részt mechanikai munkává alakít, s az hasznosíthatóan elvehető. A közvetítő közeg egy munkafolyamat közben a gépek és berendezések egész során halad át, amelyek együttesen alkotják a hőerőgép elnevezésű rendszert.

Ilyen berendezés vázlata a 75. ábrán látható. Az ábra egy ún. "zárt" gázturbinás erőtelep főbb berendezéseit mutatja. A kompresszor a hűtőberendezésből beszívott levegőt komprimálja; a nagyobb nyomású levegő egy égéstérbe kerül, ahol tüzelőanyagot elégetve a levegőt felmelegítik. Az így keletkezett magas hőmérsékletű és nagy nyomású égéstermékek egy gázturbinában expandálnak. A turbinában nyert expanzió munka egy része a kompresszor hajtásához szükséges, a többi pedig a gép tengelyén hasznosítható munkaként rendelkezésre áll. A turbinából távozó gázok végül egy hűtőbe jutva lehűlnek, és a kompresszor szívóveze-

tékébe kerülnek; ezzel zárul a munkaciklus. A munkafolyamat, amely a berendezésben zajló energiaátalakítás szempontjából meghatározó, helyettesíthető olyan körfolyammal, amely fő jellemzőit tekintve megegyezik a valóságos munkafolyammal. Az ilyen módon, bizonyos egyszerűsítő feltételekkel nyert körfolyamatokat összehasonlító, vagy elméleti körfolyamatoknak nevezzük.



75. ábra

5.4.1. Carnot-körfolyamat

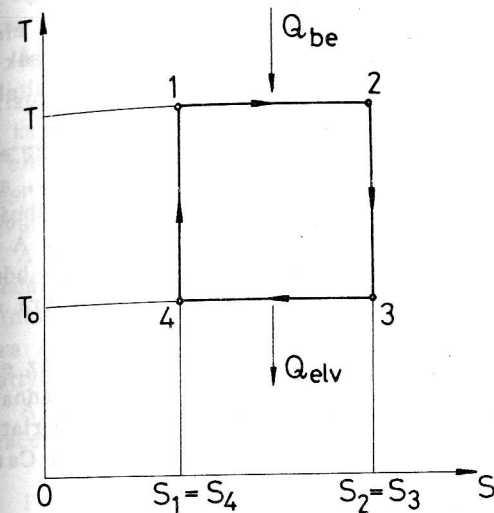
A Carnot-körfolyamat összehasonlító vizsgálatoknál használható fel. A körfolyamatot T, s diagramban a 76. ábra tünteti fel. A reverzibilis körfolyamat két izotermikus és két izentropikus állapotváltozásból áll. A betáplált, ill. elvont hő az ábra szerint:

$$Q_{be, rev} = T(S_2 - S_1),$$

$$|Q_{elv, rev}| = T_0(S_3 - S_4),$$

és a hasznos munka

$$-W_{hrev} = Q_{be, rev} - |Q_{elv, rev}| = (T - T_0)(S_2 - S_1).$$



76. ábra

A körfolyamat termikus hatásfoka az

$$\eta_{t, rev} = \eta_C = 1 - \frac{T_0}{T}$$

5.12

kifejezés szerint csak a hőbetáplálás és a hőelvonás hőmérsékletétől függ. Annál nagyobb a hatásfok, minél magasabb a T és minél alacsonyabb a T_0 hőmérséklet. A valóságos viszonyokat figyelembe véve

a Carnot-körfolyamat számára a hőmérséklet- és nyomáshatárok a következőképpen vannak megszabva. Az alsó határ az atmoszféra állapotának (hőmérséklet, nyomás) felel meg, az elérhető maximális hőmérsékletet pedig szerkezeti anyagaink korlátozzák.

Gyakorlatilag kétféle lehetőség adódhat, és pedig gáznemű, ill. gőznemű közzeggel működő körfolyamat.

Ha a gáznemű változatot vizsgáljuk, s az alsó határként az atmoszférikus állapotot választjuk, s a megengedhető legmagasabb hőmérsékletet el kívánjuk érni, akkor olyan nagy nyomások adódnának, amelyek reálisan nem képzelhetők el. További problémát jelent, hogy bár a jó termikus hatásfok eléréséhez a T hőmérséklet növelése szükséges, ezzel azonban a reverzibilis körfolyamatból nyerhető munka csökken. Ez a munka két (izotermikus, ill. adiabatikus) turbina és két (ugyancsak izo-

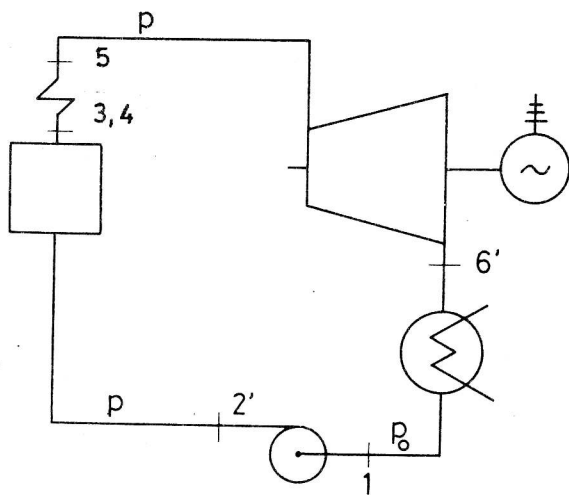
termikus, ill. adiabatikus) kompresszor munkájának különbségeként adódik, s ez a munka az expanzió munkához képest meglehetősen kicsi. Mászóval a gázzal dolgozó Carnot-körfolyamatban a munkák r_w viszonya kicsiny. A valóságban erős irreverzibilitások lépnek fel, elsősorban az izotermikus folyamatok azok, amelyeket nehéz még csak megközelíteni is, emiatt a valóságban a körfolyamat alig, vagy egyáltalán nem szolgáltat hasznos munkát.

Lényegében hasonlóak lennének a nehézségek gőznemű közeg esetén is. Amennyiben a nedves gőzmezőben játszódna le a körfolyamat, a felső hőmérsékletet a közeg kritikus hőmérséklete korlátozná; továbbá az izentropikus állapotváltozások nehezen volnának megvalósíthatók. A h-tárgörbéken túl terjedő körfolyamatnál, amennyiben a lehetséges hőmérséklet-maximumot kívánjuk elérni, elérhetetlenül nagy nyomásokra volna szükség.

Összefoglalva a fent elmondottakat mondható, hogy abban az esetben, ha a hőnek munkává átalakításánál a hőmérséklet-határok vannak adva, a Carnot-ciklus szolgáltatja a legjobb hatásfokot; a gyakorlati megvalósításnak azonban számos akadálya van, amelyek miatt a Carnot-ciklus nem alkalmas ilyen energiaátalakítási célokra.

5.4.2. Gőznemű közvetítő közeggel dolgozó hőerőgépek összehasonlító körfolyamata

A fenti hőerőgép, vagy inkább hőerőtelep (hőerőmű) legegyszerűbb változatának a vázlatát a 77. ábrán látható.



77. ábra

A berendezés, amelyben a tüzelőanyag kémiai kötött energiáját vízgőz közvetítő egységből áll, amelyek a következők: tápszivattyú, kazán, turbina és kondenzátor.

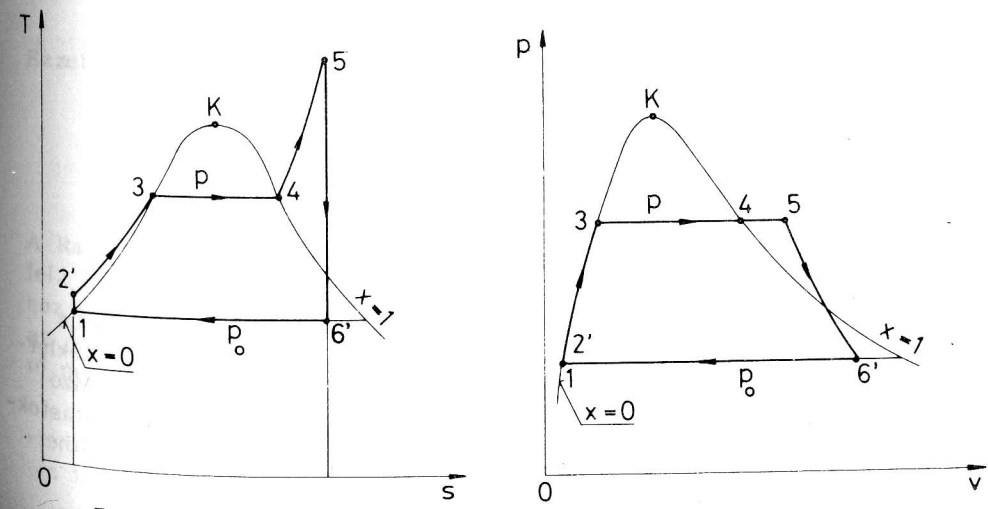
A tápszivattyú munkabefektetés árán a víz nyomását p_0 -ról (1 állapot) p értékre (2' állapot) növeli és ilyen állapotban nyomja be a kazánba, amelyben a víz hő közlésével (tüzelőanyag elégetése révén) elméletileg állandó nyomáson felmelegszik a p nyomáshoz tartozó telítési hőmérsékletre (3 állapot), majd elpárolog (4 állapot) és végül túlhevül (5 állapot).

A p nyomású túlhevített gőz turbinába kerül és ott p_0 nyomásra expandál (6' állapot), és a turbina tengelyén munkát szolgáltat. Az expandált (munkát végzett) gőz ezután a kondenzátorba jut, és ott hőelvonás hatására (p_0 -áll. mellett) cseppfolyósodik (1 állapot) és ilyen állapotban a szivattyúhoz áramlik, ahol azután a munkaciklus újra kezdődik.

A víz, ill. a vízgőz körfolyamatának a szakaszai ebben a berendezésben tehát a következők:

- 1-2' szakasz: izentropikus kompresszió,
- 2'-3-4-5 szakasz: izobár hőközlés
- 5-6' szakasz: izentropikus expanzió
- 6'-1 szakasz: izobár hőelvonás.

A körfolyamatot T, s és p, v diagramban a 78. ábra szemlélteti. Ezt a körfolyamatot szokás izobár-izentropikus, vagy másképpen Rankine-Clausius körfolyamatnak nevezni. A körfolyamatban a hőközlés és a hőelvonás izobár állapotváltozás, amelyek könnyen létrehozhatók, de ugyanez áll az izentropikus munkaszakaszokra is.



78. ábra

A rendszer egyes szakaszai nyitott részrendszereknek tekinthetők, így az energiaegyensúlyra vonatkozó összefüggések egyszerűen adódnak.

tápszivattyú (izentropikus részrendszer):

$$w_{t12'} = h_2' - h_1$$

kazán (p=állandó):

$$q_{2',5} = h_5 - h_2'$$

turbina (izentropikus részrendszer)

$$w_{t56'} = h_6' - h_5$$

kondenzátor (p₀=állandó):

$$q_{6',1} = h_1 - h_6'$$

A rendszerbe fajlagosan betáplált hő

$$q_{be} = q_{2',5} = h_5 - h_2'$$

az elvont hő:

$$q_{elv} = q_{6',1} = h_1 - h_6'$$

és a hasznos munka

$$-w_t = q_{be} - |q_{elv}| = h_5 - h_2' - (h_1 - h_6')$$

A körfolyamat termikus hatásfoka:

$$\eta_t = \frac{-w_t}{q_{be}} = 1 - \frac{h_1 - h_6'}{h_5 - h_2'}$$

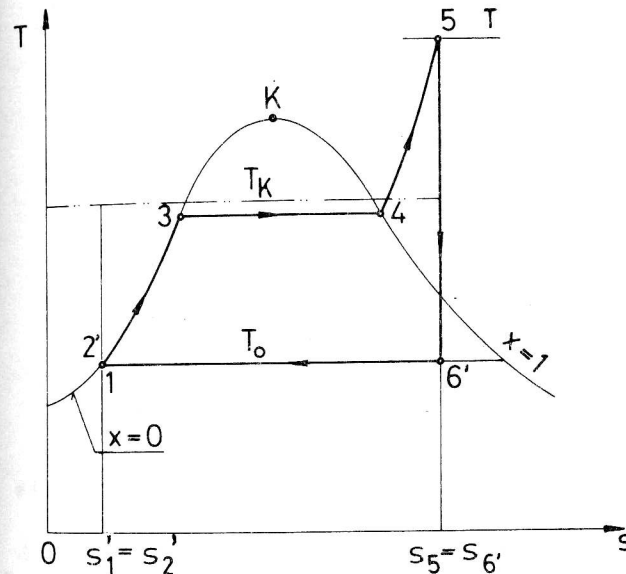
Amint azt a T,s diagramból rögtön lehet látni, a Rankine-Clausius körfolyamat termikus hatásfoka kisebb, mint az ugyanolyan hőmérséklet-határok között dolgozó Carnot-körfolyamaté, mert a hőközlés változó hőmérsékleten megy végbe. A Rankine-Clausius körfolyamatot a hatásfokszámítás érdekében olyan elképzelt Carnot-körfolyamattal helyettesíthetjük, amelynél a hőt T_k = állandó közepes hőmérsékleten közöljük. Ezt a

fiktív körfolyamatot a 79. ábrában láthatjuk. Az ábra jelöléseivel a hőközlés közepes hőmérséklete a

$$T_k = \frac{q_{2',5}}{\Delta s} = \frac{h_5 - h_2'}{s_5 - s_2'}$$

5.13

összefüggés szerint területkiegyenlítés alapján számítható.

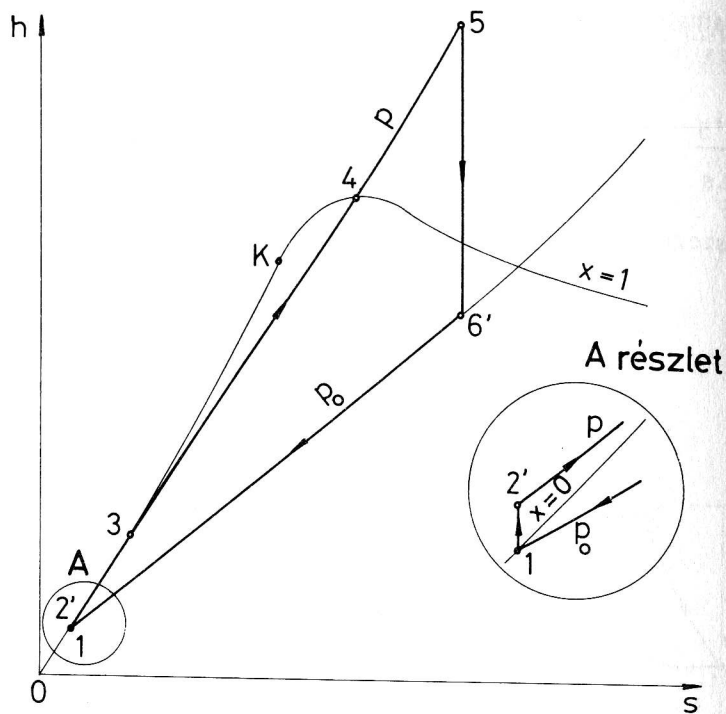


79. ábra

Ezzel a termikus hatásfok:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_0}{T_k} < \eta_C = 1 - \frac{T_0}{T}$$

A Rankine-Clausius körfolyamatot h,s diagramban a 80. ábra tünteti fel. Látható, hogy a tápszivattyú munkája a turbina technikai munkájához képest (abszolút értékben) kicsiny. A T,s és a h,s diagram ezt az jelzi, hogy a p nyomásgörbén fekvő 2' pont alig különböztethető meg az alsó határgörbén levő 1 ponttól. A munkák viszonya így:



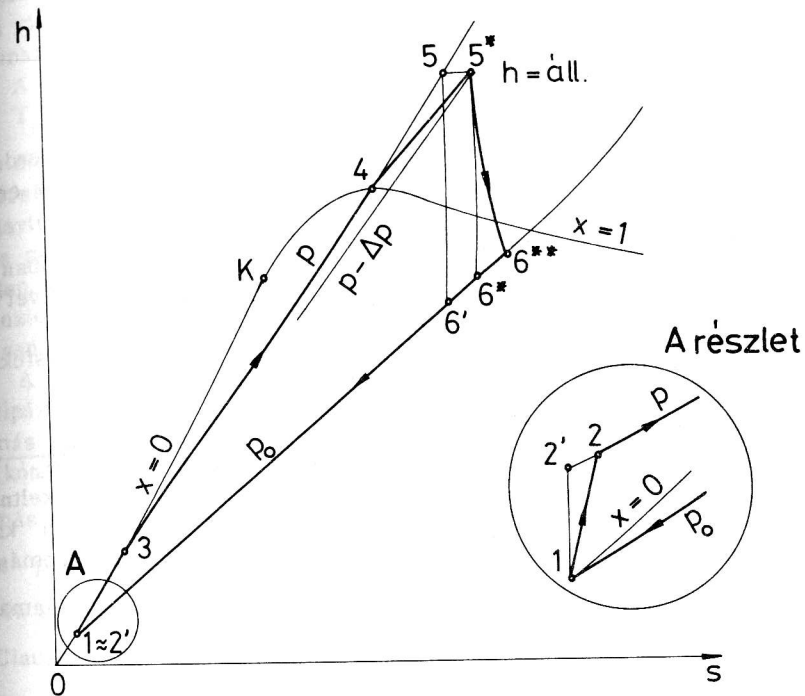
80. ábra

$$r_w = \frac{|w_{\text{trev}}^w|}{|w_{\text{trev}}^e|} \cong 1,$$

tehát megközelíti az egységet. Ez egyuttal azt is jelzi, hogy a Rankine-Clausius körfolyamat sokkal kevésbé érzékeny az irreverzibilitásokra, mint a Carnot-körfolyamat.

Veszteségek az elméleti Rankine-Clausius körfolyamathoz képest

Az elméletileg reverzibilisnek képzelt gőzkörfolyamathoz képest a valóságban eltérések mutatkoznak, amelyek az egyes részfolyamatok irreverzibilitásából erednek. A valóságos körfolyamat a h, s síkon a 81. ábrán látható. Az elméleti körfolyamathoz képest az alábbi eltérések adódnak.



81. ábra

A tápszivattyuban a kompresszió nem izentropikus, ezért annak végső állapota a p nyomáson a 2 pontnak felel meg. A tápszivattyú valóságos munkája az izentropikus kompresszor-hatásfok segítségével

$$w_{t12} = \frac{w_{t12}^*}{\eta_{iz,k}} > w_{t12}^* .$$

A gőzfejlesztés folyamata alatt a csövekben, gőzszelvényekben, valamint a turbinához vezető gőzvezetékekben nyomásesés lép fel. Ennek eredményeképpen a turbina előtti gőz állapotban a nyomás $p - \Delta p$, tehát kisebb a kazán nyomásánál. Így az expanzió nem az 5, hanem az azonos entalpiájú 5^* állapotból indul (a fojtás következtében $h_{5^*} = h_5$). Emiatt az izentropikus expanzió végállapota is eltolódik a 6^* állapotba, és az izentropikus turbinamunka is kisebb, mint az elméleti körfolyamatnál:

$$|w_{t5^*6^*}| < |w_{t56}|$$

A turbinában azonban nem izentropikus az expanzió, s így a turbinamunka még kisebb lesz. Az izentropikus turbinahatásfokkal:

$$-w_{t5_6}^{***} = \frac{-w_{t5_6}^{**}}{\eta_{iz,t}}$$

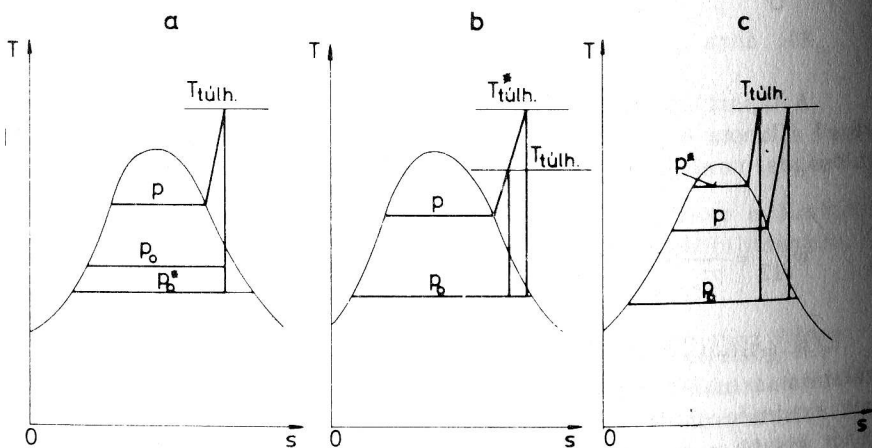
További eltérést jelent az a körülmény, hogy a turbina után a kondenzátorba áramló gőz nyomásesést szenved, tehát a turbinában a gőz csak $p_0 + \Delta p_0 > p_0$ nyomásig expandálhat.

A felsoroltak közül elsősorban az expanzió során a turbinában keletkező veszteségek a jelentősek, a tápszivattyú veszteségei, mivel a szivattyumunka egyébként is kicsi, elhanyagolhatóan csekélyek.

Ezeknek eredményeképpen a valóságos gőzkörfolyamat hatásfoka kisebb lesz, mint az elméleti körfolyamat termikus hatásfoka.

A Rankine-Clausius körfolyamat hatásfokjavításának módjai

A Rankine-Clausius körfolyamat termikus hatásfoka mérsékeltnak mondható. Az eddigiekből kitűnik, hogy a termikus hatásfok a p kazánnomás, a T tulhevízési hőmérséklet és a p_0 kondenzátornyomás függvénye. Ez az a három tényező, amelynek révén a gőzkörfolyamat termikus hatásfokát javítani lehet.



82. ábra

A 82. ábrán tüntettük fel a lehetőségeket a T, s diagramban. A p_0 kondenzátornyomás csökkentésével (82.a ábra) a hőelvonás hőmérséklete csökken, s így javul a termikus hatásfok. Ezt a lehetőséget

a gőzerőtelepekben már régen hasznosítják, s a hűtőközeg (atmoszférikus víz, vagy levegő) hőmérsékletének megfelelő kondenzátornyomást alkalmaznak.

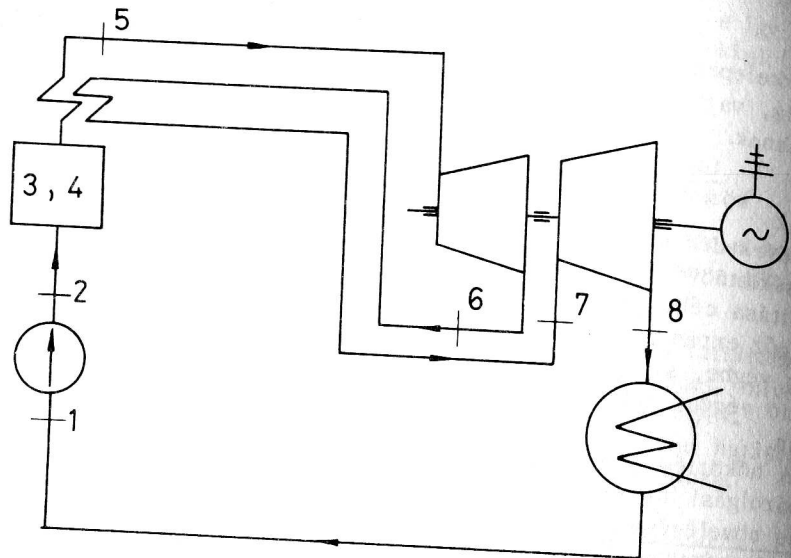
A T tulhevízési hőmérséklet növelésével (82.b ábra) nő a hőközlési T_k közepes hőmérséklete, s ezen keresztül a termikus hatásfok.

Ez a növekedés azonban csak nagyon csekély még jelentős tulhevízési hőmérsékletnövelés esetén is. A tulhevízésre elsősorban nem a hatásfok javítása céljából van szükség, hanem főként azért, hogy a turbinában a gőz expanziója tulnyomórészt még a tulhevítetett gőz állapotban menjen végbe, s lehetőleg csekély legyen a gőz nedvességtartalma az expanzió végén, amelynek végállapota általában már a nedves gőz mezőben van.

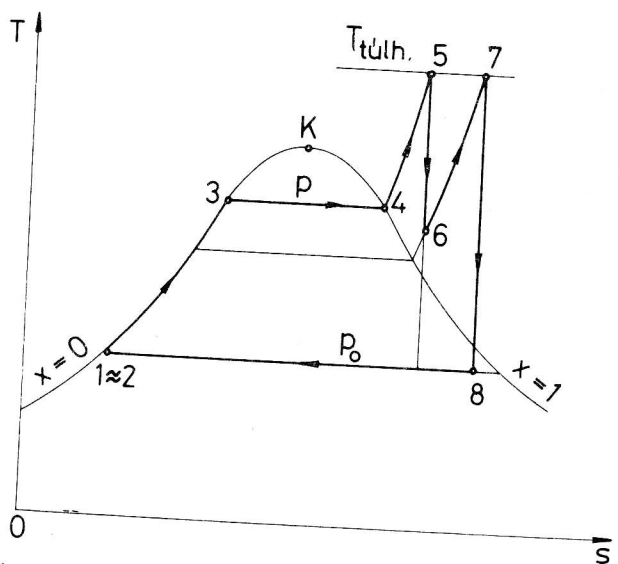
A hőközlés közepes hőmérséklete növelésének hatásos eszköze az elpárolgási hőmérséklet növelése, ami egyet jelent a p kazánnomás növelésével. A 82.c ábra szemléletesen mutatja, hogy azonos p_0 kondenzátornyomás és T tulhevízési hőmérséklet mellett a p nyomás növelésével a T_k hőmérséklet növekszik. Kimutatható, hogy adott p_0 kondenzátornyomásnál minden T tulhevízési hőmérséklet esetén adódik egy olyan $p = p_{opt}$ kazánnomás, amely mellett a Rankine-Clausius körfolyamatban a hőközlés T_k közepes hőmérséklete maximális. A víz esetében a jelenleg szokásos legnagyobb tulhevízési hőmérséklet ($t = 550^\circ\text{C}$) mellett ez az optimális nyomás már nagyobb, mint a víz kritikus nyomása.

A kazánnomás növelésével újabb probléma jelentkezik. Amint ezt a 82.c ábrából is lehet látni, a p kazánnomás növelésével az expanzió kezdőpontja balra tolódik el a T, s diagramban, s így az expanzió végállapotában a gőz fajlagos nedvességtartalma növekszik. Ennek következtében a turbina utolsó fokozataiban az áramlástechnikai viszonyok kedvezőtlenül alakulnak, s romlik a gép hatásfoka; ezen kívül a fő problémát a turbinalapátok vízcepp okozta eróziója jelenti. Az expanzió végállapotában ezért nem célszerű egy bizonyos (max. kb. 10-12%) nedvességtartalomnál többet megengedni.

Ezen a gondon a gőz újrahevítésével lehet segíteni. Ennek a rendszernek sémáját a 83. ábrán láthatjuk, s lényege az, hogy a gőz expanzióját az első turbinarész után megszakítják, s a gőzt visszavezetve a kazánba újrahevítik, majd a többi turbinafokozatban tovább expandáltatják. Ezáltal az expanzió végállapotában a gőz fajlagos nedvességtartalma már az elfogadható határon belül marad. Az újratulhevízés, vagy szokásosabban nevéen a közbenső tulhevízés alkalmazásával adódó gőzkörfolyamatot T, s diagramban a 84. ábra mutatja. A közbenső tulhevízéssel a körfolyamat termikus hatásfoka nem változik nagy mértékben.



83. ábra

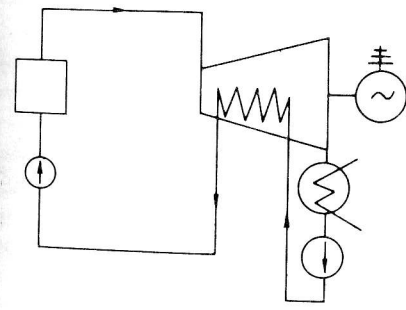


84. ábra

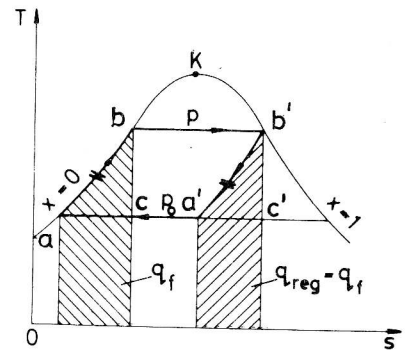
Hatásfok növekedés mindenesetre csak akkor van, ha a közbenső túlhevítőben közölt hő átlagos hőbevezetési hőmérséklete nagyobb, mint az eredeti körfolyamaté.

A termikus hatásfok javításának igen eredményes eszköze a tápvíznek az expanzióból elvont gőzzel történő előmelegítése, vagy szokásos

neven a regeneratív tápvíz előmelegítés. A Rankine-Clausius körfolyamatot a hőbetáplálás három szakaszának megfelelően három részkörfolyamatra bontva képzelhetjük, és pedig a q_f folyadék hő, az r párolgási hő és a $q_{túlh}$ túlhevítési hő körfolyamatára. Rögtön látható, hogy a folyadék részkörfolyamata az, amelynek legalacsonyabb a termikus hatásfoka. Kézenfekvő az a gondolat, hogy ezt a részkörfolyamatot kiiktassuk, olyan módon, hogy a folyadék hő belső hőcserével közöljük, s ezáltal jelentősen növeljük a hőközlés átlagos hőmérsékletét és így a körfolyamat termikus hatásfokát is. Az eljárás hatásosságát egy olyan gőzkörfolyamattal kapcsolatban mutatjuk be, amelyben a gőz nincs túlhevítve, tehát ún. száraz telített gőzzel dolgozik. Ez esetben a regeneratív előmelegítés elvi sémáját, s az így adódó körfolyamatot a 85. ábrán tüntettük fel. A kondenzátorból eltávozó csapadékvizet egy, a turbinában elhelyezett hőcserélőn vezetjük keresztül, miközben azt az expandáló gőz felmelegíti. Ez a hőcsere elvileg hőmérsékletkülönbség nélkül mehet végbe, s így a tápvíz a hőcserélőben elvileg a turbinába áramló gőz kezdeti hőmérsékletére melegszik fel.



85. ábra



Ennek a hőcserének megfelelően a gőz expanziója nem izentropikus, az entrópia közben csökken, s az expanzió vonala az entrópiacsökkenésnek megfelelően párhuzamos lesz az alsó határgörbe megfelelő vonaldarabjával. Ilyen módon a q_f folyadék hő már nem kell a kazánban betáplálni, mert a tápvíz entalpiája a kazánba lépéskor már a telítési folyadék-entalpia. Ezzel szemben az expanzió során elveszítünk olyan hasznos energiát (a'b'c' területet), amely a folyadék hőből hasznosítható energiával egyenlő (a b c terület).

A regeneratív előmelegítés nélküli körfolyamat termikus hatásfokát a részkörfolyamatok segítségével az alábbiak szerint írhatjuk fel:

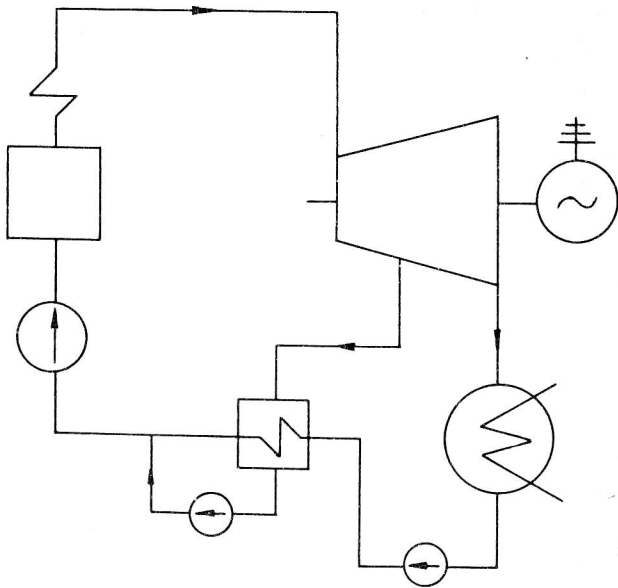
$$\eta_t = \frac{\eta_f q_f + \eta_r r}{q_f + r},$$

amelyben q_f a folyadék hő, η_f ennek a részkörfolyamatnak a hatásfoka, r a párolgási hő és η_r a párolgási hő részkörfolyamatának hatásfoka.

Regeneratív előmelegítést alkalmazva elvesz az $\eta_f q_f$ -nek megfelelő hasznos energia, de nem kell q_f hőt kívülről betáplálni. Így tehát a regeneratív előmelegítéses körfolyamat termikus hatásfokára az

$$\eta_{t, \text{reg}} = \frac{\eta_r r}{r} = \eta_r = \eta_C \quad 5.14$$

eredményt kapjuk. Ezt azt jelenti, hogy most a termikus hatásfok éppen a Carnot hatásfokkal, tehát az adott hőmérséklet-határok esetén elérhető legnagyobb hatásfokkal egyenlő.



86. ábra

Amennyiben az alapkörfolyamat túlhevített gőzzel dolgozik, a regeneratív tápvizelőmelegítés révén természetesen nem "carnotizálható" a körfolyamat, de ebben az esetben is jelentős hatásfokjavulás érhető el.

A regeneratív tápvizelőmelegítésnek a 85. ábrán vázolt rendszere gyakorlatilag kivihetetlen. Ehelyett a valóságban a 86. ábrán látható megoldást használják. Ennek a lényege az, hogy az előmelegítéshez megoldást használnak, amelyen a tápvizet keresztül vezetnek a hőcserélőbe, felmelegítéséhez pedig a turbinából gőzt vezetnek a hőcserélőbe. Ez a gőzmennyiség az előmelegítőben kondenzálódik, a többi gőzmennyiség pedig a turbinában tovább expandál a kondenzátornyomásig. Az előmelegítés történet több fokozatban is. Az előmelegítők számának növelésével növelni kell a turbina elvételi helyeinek számát, hogy az egyes fokozatok fűtéséhez szükséges gőzt elvehessük a turbinából. Így a turbina fokozatai az expanzió előrehaladtával egyre csökkenő gőzmennyiséget dolgoznak fel. Ennek következtében, valamint a véges hőmérsékletkülönbség melletti hőközlés miatt az elérhető termikus haszon kisebb lesz, mint a 85. ábrának megfelelő rendszerben, de még mindig jelentős ahhoz, hogy a gyakorlatban is érdemes legyen alkalmazni a regeneratív tápvizelőmelegítést.

5.4.3. Gázturbinás rendszer körfolyamata

A 75. ábrán bemutatott ún. "zárt" gázturbinás rendszer munkafolyamata a Rankine-Clausius körfolyamathoz hasonlóan két izentropikus és két izobár részfolyamatból tevődik össze, csak hogy a gázturbinában gáznemű a közvetítő közeg. A helyettesítő körfolyamatot, amelyet Joule-körfolyamatnak szokás nevezni, a 87. ábra tünteti fel p, v és h, s diagramban. Az ábra jelöléseivel ennek a reverzibilisnek tekintett körfolyamatnak részfolyamataira felírható, hogy a kompresszor munkája:

$$w_{t,k} = w_{t12'} = h_2' - h_1,$$

a betáplált hő (hőcserélőben közölt hő):

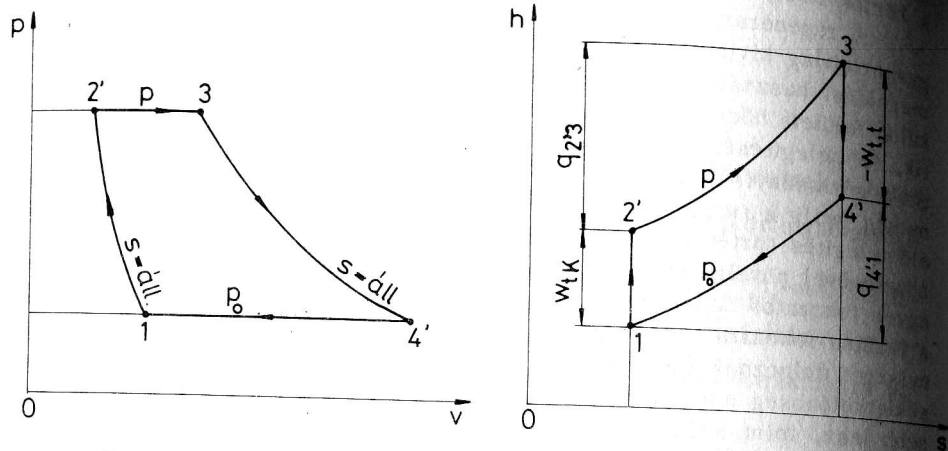
$$q_{be} = q_{2'3} = h_3 - h_2',$$

a turbina munkája:

$$w_{t,t} = w_{t34'} = h_4' - h_3$$

az elvont hő (hűtőben elvont hő):

$$q_{elv} = q_{4',1} = h_1 - h_{4'}$$



87. ábra

A gázturbinás rendszer körfolyamatának fajlagos hasznos munkája

$$-w_t = q_{be} - |q_{elv}| = h_3 - h_2 - (h_4 - h_1)$$

és a körfolyamat termikus hatásfoka

$$\eta_t = \frac{-w_t}{q_{be}} = 1 - \frac{|q_{elv}|}{q_{be}} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}$$

A h,s diagramban a részfolyamatokra jellemző fajlagos mennyiségek függőleges metszékként adódnak. A körfolyamat munkája természetesen a turbina munka és a kompresszor munka különbségeként is felírható:

$$-w_t = -w_{t,t} - w_{t,k} = h_3 - h_4 - (h_2 - h_1)$$

A Joule-féle körfolyamatban a kompresszor munkája a turbina munkához képest már nem elhanyagolható, mint a Rankine-Clausius körfolyamatban. Emiatt a körfolyamat hasznos munkáját mindkét részfolyamat irreverzibilitásai erősen befolyásolják.

A Joule-körfolyamatot befolyásoló tényezők vizsgálatára az állandó fajhőjű ideális gázzal működő körfolyamat alkalmas. Ebben az esetben ui. a termikus hatásfok (c_p-vel való rövidítés után) az

$$\eta_t = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

alakban írható fel. Felhasználva a

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \alpha$$

izentropikus összefüggéseket, amelyekben α a nyomásviszony, egyszerűsítések után az

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\alpha^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad 5.15$$

eredményt kapjuk. Eszerint az ideális gázzal működő Joule-f. körfolyamat termikus hatásfoka csak a nyomásviszonytól függ, és pedig a nyomásviszony növekedésével a termikus hatásfok is nő.

A munkák viszonyára a Joule-f. körfolyamatnál az

$$r_w = \frac{-w_t}{-w_{t,k}} = 1 - \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4}$$

összefüggés írható fel, amelyet ideális gáz esetében átalakíthatunk:

$$r_w = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \alpha^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

Eszerint a körfolyamatban a nyomásviszony növelésével a hasznos munka csökken és az

$$\alpha_{\max} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

nyomásviszonynál zérussá válik. Ugyancsak zérus a körfolyamat hasznos munkája az α=1 nyomásviszonynál. Adódik egy olyan nyomásviszony, amelynél a hasznos munka maximális értékű.

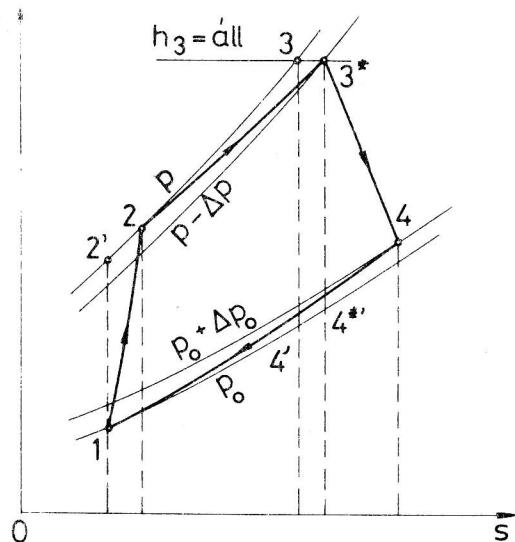
Veszteségek a valóságos Joule-f. körfolyamatnál

Az elméleti Joule-f. körfolyamathoz képest a valóságban eltérések mutatkoznak (88. ábra). Az eltérést egyrészt az okozza, hogy az izobárnak feltételezett állapotváltozások során nyomásvesztések jönnek létre, másrészt pedig az, hogy sem a kompresszió, sem az expanzió nem izentropikus. A valóságos kompresszor munka

$$w_{t,k} = h_2 - h_1 = \frac{h_2 - h_1}{\eta_{iz,k}}$$

és a turbina munka

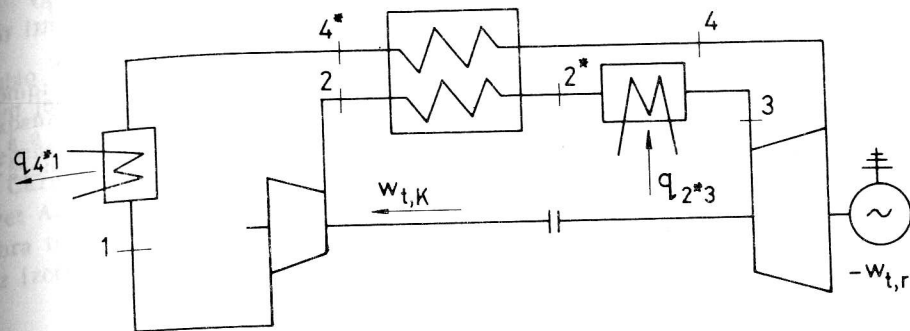
$$w_{t,t} = h_4 - h_3 = \eta_{iz,t} (h_4 - h_3).$$



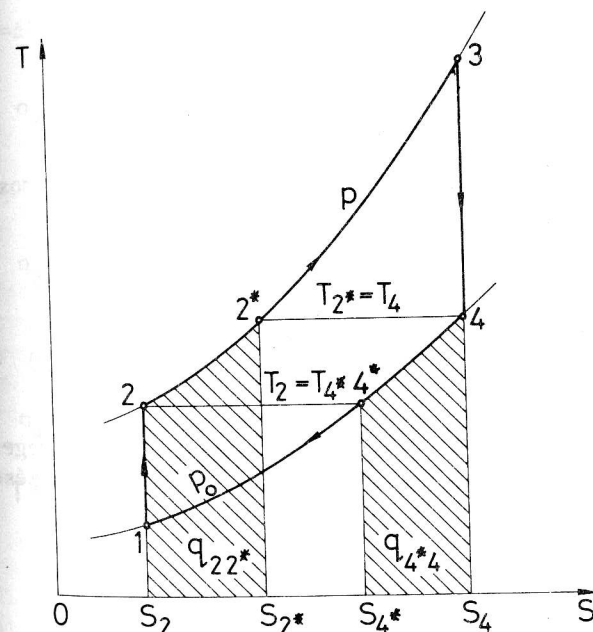
88. ábra

A Joule-f. körfolyamat hatásfokjavításának módjai

Az izobár-izentropikus körfolyamat hatásfokjavításának hatásos eszköze gáznemű közvetítő közeg esetén is a regeneratív hőcsere beiktatása a körfolyamathoz. A regeneratív hőcsere berendezés elvi sémáját a 89., a hozzá tartozó körfolyamatot a T, s diagramban a 90. ábra mutatja. Ezeknek kapcsán a rendszer működése a következő.



89. ábra



90. ábra

A kompresszort elhagyó közeg regeneratív hőcsereelőbe kerül, ahol felmelegszik a turbinából távozó gázok hatására. Ezután a gázok a rendszer fő hőcsereelőjébe kerülnek, s a kívülről közölt hő hatására felmelegednek, majd a turbinába jutva ott expandálnak. A turbinából távozó gázok előbb a regeneratív hőcsereelőben, majd egy hűtőben hűlenek vissza a kezdeti állapotnak megfelelő hőmérsékletre. Amint a T, s diagramból látni lehet, a regeneratív hőcsereelőben elvileg (hőmérsékletkülönbség nélküli hőátadást feltételezve) a turbinából távozó gázok T_4 hőmér-

séketéig lehet felmelegíteni a másik oldalon áramló közeget, s így elvileg $T_{2*} = T_4$. A T,s diagramban a 44* görbeszakasz alatti területnek megfelelő hőt adja át a gáz a kompresszor után a másik oldalon áramló közegnek, s ez a 22* görbeszakasz alatti területnek felel meg. Így ezt a hőt a kompresszor után kívülről már nem kell közölni, s a turbinából távozó gázból már nem kell elvonni. Ezek után a regeneratív hőcserélős körfolyamatba betáplált hő

$$q_{be,r} = q_{2*3} = h_3 - h_{2*} ,$$

az elvont hő

$$q_{elv,r} = q_{4*1} = h_1 - h_{4*} ,$$

ill. a körfolyamat hasznos munkája

$$-w_{t,r} = q_{be,r} - |q_{elv,r}| = h_3 - h_{2*} - (h_{4*} - h_1).$$

A termikus hatásfok kifejezése:

$$\eta_{t,r} = \frac{-w_{t,r}}{q_{be,r}} = 1 - \frac{|q_{elv,r}|}{q_{be,r}} = 1 - \frac{h_{4*} - h_1}{h_3 - h_{2*}} .$$

Ideális gáz esetében és figyelembe véve, hogy a "teljes regeneráció" esetén $T_2 = T_{4*}$ és $T_{2*} = T_4$, a termikus hatásfok kifejezése az

$$\eta_{t,r} = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4}$$

alakba megy át. Kis átalakítás után írható, hogy

$$\eta_{t,r} = \left[1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \right] \frac{T_3 - T_2}{T_3 - T_4} = \eta_t \frac{T_3 - T_2}{T_3 - T_4} > \eta_t ,$$

tehát a regeneratív hőcserélős körfolyamat termikus hatásfoka mindig nagyobb, mint az eredeti Joule-f. körfolyamat termikus hatásfoka.

Izotermikus kompresszió és expanzió alkalmazása

A Joule-f. körfolyamatban izotermikus kompressziót alkalmazva a kompresszió munkája csökken, s az expanzió munka is növelhető, ha az expanzió izotermikus. Izotermikus kompresszió és expanzió, valamint regeneratív hőcserélő alkalmazásával a körfolyamat termikus hatásfoka a Carnot-körfolyamatéval lesz azonos. Az így adódó körfolyamatot, amelyet Ackeret-Keller körfolyamatnak szokás nevezni, T-s sikon a 91. ábra tünteti fel. Ideális gáz közvetítő közeget feltételezve írható, hogy az izotermikus kompresszió során elvonandó hő:

$$q_{12} = RT_0 \ln \frac{p_0}{p} ;$$

a $p = \text{áll.}$ izobár mentén közeledő hő:

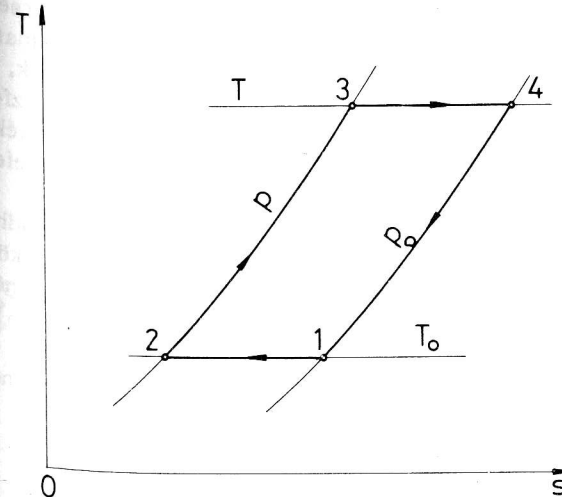
$$q_{23} = h_3 - h_2 = c_p (T - T_0) ;$$

az izotermikus expanzió alatt közlendő hő:

$$q_{34} = RT \ln \frac{p}{p_0} ;$$

és a $p_0 = \text{áll.}$ izobár szakaszon elvonandó hő:

$$q_{41} = h_1 - h_4 = c_p (T_0 - T) .$$



91. ábra

Miután az izobár szakaszok mentén közlendő, ill. elvonandó hő abszolút értékben megegyezik, ez a hőcsere regeneratív uton megoldható, és így belsőnek tekinthető. Ezek után a betáplálendő hő:

$$q_{be} = q_{34} = RT \ln \frac{p}{p_0},$$

és az elvonandó hő

$$q_{el} = q_{12} = RT_0 \ln \frac{p_0}{p}.$$

A körfolyamat termikus hatásfoka az

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_{elv}|}{q_{be}} = 1 - \frac{T_0}{T} = \eta_C$$

kifejezés szerint megegyezik az azonos hőmérsékletű határok között dolgozó Carnot-körfolyamat termikus hatásfokával. A különbség azonban az, hogy az Ackeret-Keller körfolyamat kis nyomásviszonyok mellett szolgáltatója a jó termikus hatásfokot.

A valóságban azonban az izotermikus munkafolyamatoknál ugyanolyan nehézségek adódnak, mint a Carnot-körfolyamat esetében.

5.4.4 Hűtőgépek, hőszivattyúk körfolyamatai

Egy térben a környezet hőmérsékleténél alacsonyabb hőmérsékletet hőelvonással, hűtéssel lehet fenntartani. Az elvont hőt folyamatos hűtés esetében át kell adni valamilyen rendszernek, a környezetnek, és ez földi körülmények között jelenleg nem lehet más, mint az atmoszférikus levegő, vagy víz. Ahhoz viszont, hogy a hőt alacsonyabb hőmérséklet-ről magasabb szintre emeljük, a II. főtétel értelmében energiabefektetésre van szükség.

A hűtőrendszert, amelynek segítségével ez a feladat megoldható, vázlatosan a 92. ábra mutatja. A zárt rendszerben keringő hűtőközeg az I állapotban kerül egy kompresszorba, amely a nyomást megnövelve a közeget a hőcserélőbe nyomja. A hőcserélőben alkalmas közeg segítségével hőt vonunk el, s így kerül a közeg egy expanziós gépbe, ott expandálva nyomása csökken és le is hűl, úgyhogy azután a hűtendő térbe jutva ott a kívánt alacsony hőmérsékletet tartani képes.