



BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM
GÉPÉSZMÉRNÖKI KAR
ENERGETIKAI GÉPEK ÉS RENDSZEREK TANSZÉK

MOLNÁR ANNA JUDIT
TUDOMÁNYOS DIÁKKÖRI KONFERENCIA 2024
DOLGOZAT

Erőművi hűtési rendszerek hatásvizsgálata

Konzulens:

Gebhardt Gábor
főmérnök
3GI Energy Zrt.

Témavezető:

Dr. Groniewsky Axel Domonkos
egyetemi docens
Energetikai Gépek és Rendszerek Tanszék

Budapest, 2024

TARTALOMJEGYZÉK

1. Bevezetés	1
2. Kondenzációs Hőerőművek hűtési rendszereinek bemutatása	2
2.1. Gőzerőművek áttekintése	2
2.2. Az erőművi technológiában használt hűtőrendszerek	3
2.2.1. Hőelvonás alrendszer	4
2.2.2. Hűtőrendszerek technológiai áttekintése	6
2.2.2.1. Száraz hűtőtornyos hűtés (keverő kondenzátor)	6
2.2.2.2. Nedves hűtőtornyos hűtés	7
3. A hűtőtornyos hűtés modellje	9
3.1. Természetes huzatú száraz hűtőtorny leíró modellje	9
3.2. Természetes huzatú nedves hűtőtorny leíró modellje	11
3.2.1. Toronymagasság meghatározása	12
4. A hősema modellezése design és off-design üzemállapotban Cycle-Tempo szoftver segítségével	14
4.1. Cycle-Tempo modellezési alapelvek és a kiküszöbölt problémák	14
4.1.1. Cycle-Tempo alapvető közelítései	15
4.1.1.1. Turbina modellezés	15
4.1.1.2. Hőcserélő modellezés	15
4.1.1.3. Szivattyú modellezés	15
4.1.2. Cycle-Tempo programozási lehetőségei	16
4.2. A száraz hűtőtornyral felépített modell bemutatása	16
4.3. A nedves hűtőtornyral felépített modell bemutatása	19
4.4. A modell validációja	21
5. A körfolyamat termodinamikai értékelése	23
5.1. Száraz hűtőtornyos hűtőrendszer	23
5.2. Nedves hűtőtornyos hűtőrendszer	26
6. A külső hőmérséklet hatása a gőzkörfolyamat hatásfokára és az energiatermelési potenciálra	29
6.1. Száraz hűtőtornyos hűtőrendszer	29
6.1.1. Névleges üzemállapot	29
6.1.2. Teljesen nyitott szelepállású üzemállapot (túlterhelés)	30
6.1.3. 85% részterhelési üzemállapot	30
6.1.4. 60% részterhelési üzemállapot	30
6.1.5. 30% részterhelési üzemállapot	31
6.1.6. Eredmények ábrázolása	31
6.2. Nedves hűtőtornyos hűtőrendszer	33
6.2.1. Névleges üzemállapot	33
6.2.2. Teljesen nyitott szelepállású üzemállapot (túlterhelés)	33
6.2.3. 85% részterhelési üzemállapot	34
6.2.4. 60% részterhelési üzemállapot	34
6.2.5. 30% részterhelési üzemállapot	34
6.2.6. A pótvízáram mennyisége	35
6.2.7. Az eredmények ábrázolása	35
7. Gazdasági értékelés	37
7.1. A számítás menete	37
7.2. A száraz és nedves hűtőtorny beruházási költsége	38
8. Összefoglalás	39
9. Felhasznált források	40

Jelölések jegyzéke

A táblázatban a többször előforduló jelölések magyar nyelvű elnevezése, valamint a fizikai mennyiségek esetén azok mértékegysége található. Az egyes mennyiségek jelölése – ahol lehetséges – megegyezik hazai és a nemzetközi szakirodalomban elfogadott jelölésekkel, A ritkán alkalmazott jelölések magyarázata első előfordulási helyüknél található.

Latin betűk

Jelölés	Megnevezés, megjegyzés, érték	Mértékegység
c	<i>fajlagos hőkapacitás</i>	$J/(kg \cdot K)$
h	<i>entalpia</i>	kJ/kg
$\dot{m}$	<i>tömegáram</i>	kg/s
p	<i>nyomás</i>	Pa
t	<i>hőmérséklet</i>	$^{\circ}C$
v	<i>sebesség</i>	m/s
x	<i>abszolút páratartalom</i>	$kg_{v\ddot{u}zg\ddot{o}z}/kg_{leveg\ddot{o}}$
H	<i>magasság</i>	m
P	<i>villamos teljesítmény</i>	W
Q	<i>hőteljesítmény</i>	W
T	<i>hőmérséklet</i>	K

Görög betűk

Jelölés	Megnevezés, megjegyzés, érték	Mértékegység
Δ	<i>különbség (belépő-kilépő)</i>	1
η	<i>hatásfok</i>	1
ρ	<i>sűrűség</i>	kg/m^3
φ	<i>relatív páratartalom</i>	$\%$

Állandó

Jelölés	Megnevezés, értelmezés	Érték
g	<i>gravitációs gyorsulás</i>	$9,81 m/s^2$
r	<i>víz párolgáshője</i>	$2501 kJ/kg$
M_l	<i>levegő moláris tömeg</i>	$28,95 kg/kmol$
M_g	<i>vízgőz moláris tömeg</i>	$18,02 kg/kmol$
R_u	<i>univerzális gázállandó</i>	$8,314 J/(mol \cdot K)$
R_l	<i>levegő specifikus gázállandó</i>	$287,18 J/(kg \cdot K)$
R_g	<i>vízgőz specifikus gázállandó</i>	$461,38 J/(kg \cdot K)$

Indexek, kitevők

Jelölés	Megnevezés, értelmezés
<i>a</i>	<i>környezeti / külső (ambient)</i>
<i>be</i>	<i>beáramlás, belépés, belül</i>
<i>g</i>	<i>vízgőz</i>
<i>ki</i>	<i>kiáramlás, kilépés, kívül</i>
<i>l</i>	<i>levegőre vonatkozó paraméter</i>
<i>p</i>	<i>állandó nyomáson vett érték</i>
<i>sat</i>	<i>telített</i>
<i>v</i>	<i>vízre vonatkozó paraméter</i>

Üzemállapotok jelölése

Jelölés	Megnevezés, értelmezés
<i>nominal</i>	<i>névleges üzemállapot</i>
<i>VWO</i>	<i>teljesen nyitott szelepállású üzemállapot (valves wide open)</i>
<i>85%</i>	<i>85%-os részterhelési üzemállapot</i>
<i>60%</i>	<i>60%-os részterhelési üzemállapot</i>
<i>30%</i>	<i>30%-os részterhelési üzemállapot</i>

1. BEVEZETÉS

A szigorodó környezetvédelmi és biztonságtechnikai előírások eredményeként az újonnan épülő konvencionális erőművek hűtési rendszerei jellemzően száraz vagy nedves hűtőtornyok létesítésével valósulnak meg. A klímaváltozás által okozott globális vízhiány a hűtőtornyos hűtés alkalmazását helyezi előtérbe a frissvizes technológiákkal szemben.

A természetes huzatú száraz hűtőrendszerek megfelelnek a jelen kor elvárásainak, hiszen a hűtővízrendszerből a fáradt gőz hőelvonását végző munkaközeg nem kerül ki a természetbe, ezzel jelentősen lecsökkentve a vízfogyasztást a nedves hűtőtornyos vagy frissvizes hűtéshez képest. A kondenzátorban a fáradt gőz elvont hőjét szállító víz munkaközeg egy hőcserélőn keresztül adja le energiáját a száraz hűtőtornyba, ahol léghűtőkkel kerül a levegő visszahűtésre.

A természetes huzatú nedves hűtőtorny a kis helyigény és hatékony hűtés miatt világszerte az egyik leggyakrabban használt hűtőrendszer. A felületi kondenzátorból elvezetett felmelegített hűtőközeg a hűtőtornyban kerül visszahűtésre. A hőelvonást végző víz munkaközeg egy része kikerül a természetbe, ezzel nagyobb vízfogyasztást eredményezve.

A két technológiának közös jellemzője, hogy a természetes huzatú kialakítás esetén a légmozgást a tornyon kívüli és belüli levegő közti sűrűségkülönbség okozta felhajtóerő alakítja ki. Magas külső hőmérséklet esetén a hőelvonó képesség lecsökken a felhajtóerő csökkenése miatt.

A dolgozat, a külső hőmérséklet gőzközfolyamatra gyakorolt hatásait vizsgálja, mind természetes huzatú száraz hűtőtornyos, mind természetes huzatú nedves hűtőtornyos hűtési rendszer esetén. Az elemzés elvégzéséhez Cycle-Tempo rendszerszintű hőséma számító és modellező programot használtam. A cél tartósan magas külső hőmérséklet esetén a műszakilag elérhető legkisebb kondenzátornyomás meghatározása.

Az energiafüggetlenség és a növekvő energiaigények kielégítésének elérésében kulcsszerepet játszik az erőművi hűtőrendszerek fejlesztése, hogy a változó környezeti viszonyok mellett is hatékonyan működő, alacsony környezetformáló hatású energiatermelő rendszerek kerüljenek kialakításra.

2. KONDENZÁCIÓS HŐERŐMŰVEK HŰTÉSI RENDSZEREINEK BEMUTATÁSA

A villamosenergia előállítása az ipari forradalom óta napjainkig túlnyomó többségében vízgőz munkaközegű erőművekben történik. A folyamatok megtervezésénél és kialakításánál a cél a kinyerhető villamos teljesítmény, a hatásfok és ezzel együtt a profit maximalizálása. A kondenzációs gőzerőművek jellemzőit *korábbi munkám* [1] Büki G. [2], [3] és Bihari P. [4] munkássága alapján mutatom be, kizárólag a konvencionális, kondenzációs erőművekre vonatkozóan.

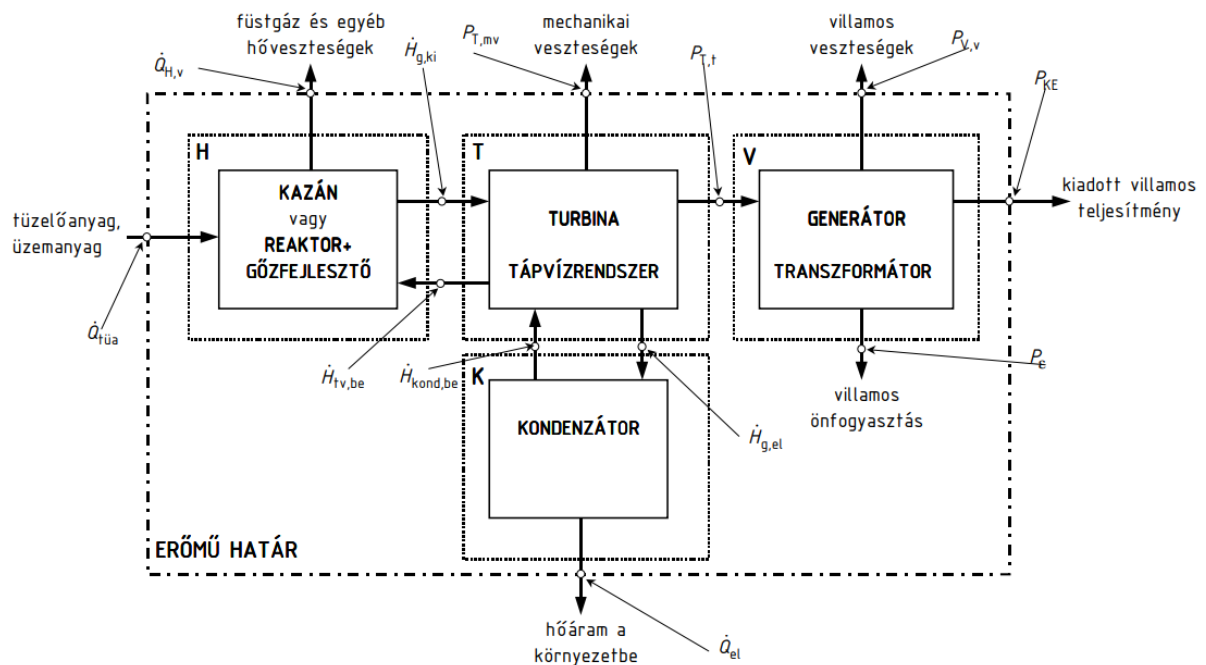
2.1. Gőzerőművek áttekintése

A munkaszolgáltató gépek megjelenése óta a víz a leggyakrabban alkalmazott hőhordozó közeg, mivel széleskörben hozzáférhető, nem toxikus és a fázisváltozáshoz tartozó hője is elegendően nagy. A tüzelőanyag elégetésével felszabaduló belső energia átalakításával a maximálisan elérhető hatásfok értékét a Carnot-körfolyamat határozza meg. Erőművi technológiában az izentropikus kompresszió és expanzió bonyolult megvalósítási körülményei, a vízgőz ideális gáztól jelentősen eltérő paraméterei, valamint a változó hőmérsékleten történt hőbevitel és a nem izentrop expanzió miatt vízgőzzel a Rankine-ciklus valósítható meg, mely esetén a kinyerhető teljesítmény értéke kisebb, mint Carnot-ciklus esetén lenne.

Adott erőművi technológiában a termikus hatásfoknövelés a hőbevezetési átlaghőmérséklet emelésével, illetve a hőelvonási átlaghőmérséklet csökkentésével érhető el. A hőelvonás átlaghőmérsékletének csökkentése nagyobb mértékben befolyásolja a termikus hatásfok értékét, mint a hőbevezetés átlaghőmérsékletének növelése. A hőelvonási átlaghőmérséklet csökkenésének mértékét a környezeti paraméterek, mint a rendelkezésre álló környezeti vagy külső hőmérséklet erősen befolyásolja, ezért ezen a téren jelentős technológiai fejlődés már nem vízionálható. Ezzel szemben a hőbevezetési átlaghőmérséklet növelésének ma ismert határát a technológia fejlettsége, mint az anyagminőség és gyártástechnológia határozza meg. Gyakorlatban a hatásfok növelése a gazdasági optimum eléréséig folytatódik, mely nem feltétlenül esik egybe a termodinamikai optimummal.

A gőzerőművekben lejátszódó bonyolult és több tudományterületet összekapcsoló folyamatok leírására alrendszerekre bontják azt. A hőfejlesztés alrendszerben található a frissgőz előállításáért felelős kazán, ahol a tüzelőanyagban kötött kémiai energia felszabadítása zajlik. Az átalakítás hatásfokát a füstgáz és egyéb hőveszteségek határozzák meg. A tüzelőanyagból kinyert hő a víz munkaközeg melegítésére és elgőzöltetésére szolgál. A hőfejlesztés alrendszerben felmelegített közeg a turbina és tápvíz alrendszerbe kerül át. A turbinák segítségével itt történik a hőenergia mechanikai energiává történő átalakítása. A folyamat hatásfokát alapvetően a hőbevezetés és a hőelvonás termodinamikai középhőmérséklete határozza meg,

illetve fontos szerepet játszanak a mechanikai veszteségek is. A gőz útját követve a hőelvonás alrendszer következik. Itt történik a turbina alrendszerből érkező gőz kondenzációja, majd a kondenzátum visszavezetése a tápvízrendszerbe. A veszteségek mértékét a környezetbe leadott hőáram határozza meg. A turbinák által előállított forgási, azaz mechanikai energia átalakítása villamosenergiává a villamos alrendszerben történik. A kiadott villamos teljesítmény, a villamos veszteségek és az összes többi rendszer villamos önfogyasztásának mértéke határozza meg a részegység hatásfokát. Az alrendszerek összefüggését az 1. ábra mutatja be.



1. ábra – A konvencionális erőmű alrendszerei [3]

Az erőművek jellemzői alapján elmondható, hogy a hűtőrendszerek optimalizálása közvetlen hatással van az erőmű hatásfokára, így azok fejlesztése kiemelten fontos terület az energetikában.

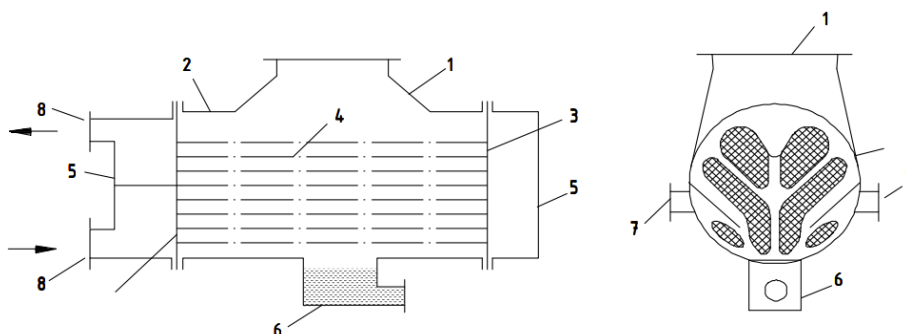
2.2. Az erőművi technológiában használt hűtőrendszerek

A dolgozatomban az erőművi alrendszerek közül a hőelvonás alrendszert tárgyalja részletesebben egy széntüzelésű kondenzációs erőmű termodinamikai modelljén keresztül. Az erőművi technológiában többféle hűtési rendszert alkalmaznak. A választást domborzati és éghajlati adottságok, biztonsági előírások és gazdaságossági szempontok határozzák meg. A technológiai áttekintést *saját munkám* [1], Búki G. [2], [3], Bihari P. [4], Gerse K. [5], Környei T. [6] és D.G. Kröger Sc.D. [7] munkássága alapján végeztem el.

2.2.1. HŐELVONÁS ALRENDSZER

Az említett hatásfoknövelési lehetőségek közül a hatékonyabb a hőelvonás átlaghőmérsékletének csökkentése. A kondenzátornyomás és -hőmérséklet, valamint a turbinateljesítmény között közvetlen kapcsolat áll fent. A hőelvonás hőmérsékletének és nyomásának csökkentése megnöveli a kinyerhető mechanikai és így a villamos teljesítmény értékét is. Valóságos esetben a turbina teljesítmény növekedésének korlátot szab a gőzturbina kilépési vesztesége. A kondenzátornyomás csökkenése a gőz fajlagos térfogatának növekedését eredményezi. Ebből kifolyólag a turbinából kiáramló gőz az utolsó lapátrácson először a kritikus nyomásviszony értékét éri el, amikor az abszolút kilépési sebesség eléri a hangsebesség értékét ($c_{ki} = c_{hang}$), de a relatív kilépési sebesség még ennél kisebb ($w_{ki} < c_{hang}$). A kritikus nyomás elérése után, amennyiben a kondenzátornyomás tovább csökken, bekövetkezik a sugárelhajlás jelensége, ami miatt a gőzsebesség képes tovább növekedni. Ilyenkor a kilépő abszolút sebesség kerületi komponense és a kinyerhető teljesítmény már csak mérsékeltebben növekszik. További kondenzátornyomás csökkentés a határvákuum elérését eredményezi, amikor a kilépő relatív sebességi komponens nagysága megegyezik a hangsebességgel ($w_{ki} = c_{hang}$), azaz a sugárelhajlás eléri maximumát. Ebben az esetben a tengelyteljesítmény tovább már nem növekszik, mert a határvákuum alatti kondenzátornyomások esetén a nyomásesés nem a lapátrácson, hanem a lapátrács után történik ezért az a tengelyteljesítményt nem befolyásolja. A turbina kilépési keresztmetszet méretének, így az utolsó lapátok hosszának növelésével és a kiömlések számának változtatásával késleltetni lehet a kritikus nyomás és határvákuum elérését. A két módszert egyszerre alkalmazzák úgy, hogy ha a lapáthossz növelése már nem lehetséges, akkor ikeráramú (vagy több ikeráramú) kisnyomású turbinaházakat alkalmaznak. A kilépések számának, illetve a lapáthossz növelésével a kilépési veszteséget lehet minimalizálni, hogy a turbina hatásfoka a tervezési pontban magasabb legyen. Ennek korlátait elsősorban az éghajlat és a hűtőrendszer jelenti. Nagy hőmérséklet-ingadozás esetén problémát jelent egy alacsony külső hőmérséklet mellett elérhető kondenzátornyomásra tervezett hosszú utolsó lapátokkal ellátott turbina üzemeltetése. Ennek hátterében az áll, hogy ilyen esetben magas környezeti hőmérséklet mellett megindul a munkaközeg visszaáramlása. Ez a hatásfok drasztikus csökkenésén túl mechanikai rezgéseket kelt a rendszerben, mely a lapát eltöréséhez vezethet. Ennek kiküszöbölése érdekében tervezéskor rövidebb lapátokat és kicsit magasabb tervezési kondenzátornyomást vesznek figyelembe, így változó (akár szélsőségesen magas) környezeti hőmérséklet esetén is üzemben tud maradni a turbina, a visszaáramlás és következményei is elkerülhetőek, illetve az éves megtermelhető villamos energia mennyisége nagyobb lesz, azaz az éves átlagos hatásfok növekszik. Ezek alapján világosan látszik, hogy a hűtőrendszer viselkedése meghatározza a turbina geometriáját és izentropikus hatásfokát, illetve a kinyerhető villamos teljesítmény értékét is.

A kondenzátorban történik a turbináról érkező nem hasznosított hő elvonása. A turbináról érkező fáradt gőz hőjét felveszi a hűtővíz, így annak megemelkedik a hőmérséklete. A vízhűtésű kondenzátoroknak kialakítás szerint két típusa van. A 2. ábra a felületi kondenzátor elvi felépítése látható.

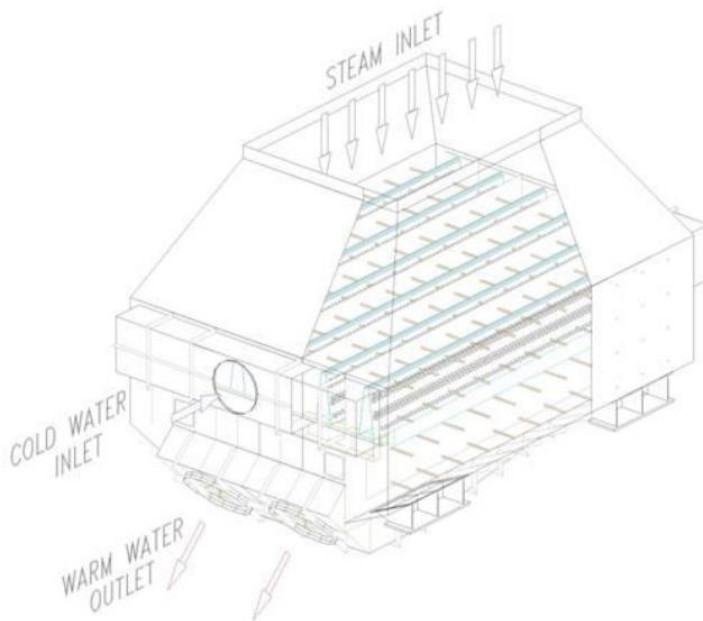


2. ábra – A felületi kondenzátor [3] (1. gőzbeömlés, 2. köpeny, 3. csőfal. 4. hőátadó csövek, 5. vízkamra, 6. zsomp 7. gőz-levegő elszívás, 8. hűtővíz be- és kilépés)

A vízhűtésű felületi kondenzátorban a nagy tisztaságú víz munkaközeg és a hűtőközeg fizikailag el vannak szeparálva egymástól. Ennek előnye, hogy a hűtővíz minőségének széles skálájával működtethető, nincsen olyan szigorú tisztasági kritérium, mint az erőművi munkaközeg esetén, így a hűtővíz lehet az élővízből kiemelt, mechanikai tisztításon átesett közeg is. A kondenzátor hőátaszármaztatási tényezője számos paramétertől függ, mint az elvonandó hőteljesítmény, a munkaközeg nyomása és hőmérséklete, a csövek elrendezése és a hővezetési és hőátadási tényező. A hőátaszármaztatási tényező növelésével a kondenzátor felület csökkenthető vagy a kihasználás növelhető. Gőzoldalról tekintve a hőátadó felület végessége és a hőátaszármaztatási tényező korlátozott növelési lehetőségei miatt erőművi alkalmazásban általánosan nagy kondenzátorméretek szükségesek, azonban a véghőfokkülönbség manapság megközelíti a keverő kondenzátorokét. A hőátadó felület növelése érdekében sok csövet használnak, melyek rontják a kialakuló áramlást és ennek eredményeként különféle lerakódások jelenhetnek meg a csőfalon, de ezek kezelése az iparban manapság megoldottnak tekinthető.

A hőelvonás alrendszerben alkalmazott másik típus vízhűtésű kondenzátor típus a keverő kondenzátor, ahol a turbináról érkező expandált munkaközegbe közvetlenül a szintén nagy tisztaságú hűtőközeg kerül befecskendezésre. Az így létrehozott hűtővíz-gőz keverékben végtelennek tekinthető a hőátadási felületet nagysága. A hűtővíz körülbelül a gőz telítési hőmérsékletére emelkedik fel, így a kihasználási tényező értéke tekinthető 1-nek. A hűtővíz bejuttatásának ma két használatos módja van. Beporlasztás esetén különböző méretű cseppek keletkezhetnek, így a berendezés méretezését a legnagyobb várható cseppméretre kell elvégezni, mert fajlagosan annak a legkisebb a hőátadási tényezője. A vízfilmes bejuttatás esetén a hőátadási tényezőt a vízréteg vastagsága és áramlási viszonyai határozzák meg. Tapasztalatok alapján a vízfilm létrehozásának energiaigénye kisebb a beporlasztásnál. Továbbá kisebb

kondenzátorméretet igényel, valamint a hidegpont kialakulásának helye ismert, így a léгelszívás tervezhető. Hátránya, hogy a hűtővíz minőségének meg kell egyeznie a körfolyamat munkaközegének tisztaságával a két közeg tökéletes keveredése miatt. A keverő kondenzátor felépítésér a 3. ábra mutatja be.



3. ábra – A keverő kondenzátor (fordítás: steam inlet = gőzbelépés, cold water inlet = hűtővíz belépés, warm water outlet = felmelegedett víz kilépés [forrás: MVM EGI])

Mindkét kondenzátortípus esetén elengedhetetlen a betörő atmoszférikus közeg folyamatos eltávolítása arra alkalmas berendezéssel, mint a gőzsugár légszivattyú vagy vízgyűrűs vákuumszivattyú. A levegő elszívására azért van szükség, mert a hidegpontoknál a levegő koncentrációja bedúsul, összefüggő gázréteget hoz létre és szigetelőként viselkedve a gőzoldali hőátadást teljes mértékben megszünteti, vagy csökkenti a mértékét, illetve növeli a kondenzátornyomást.

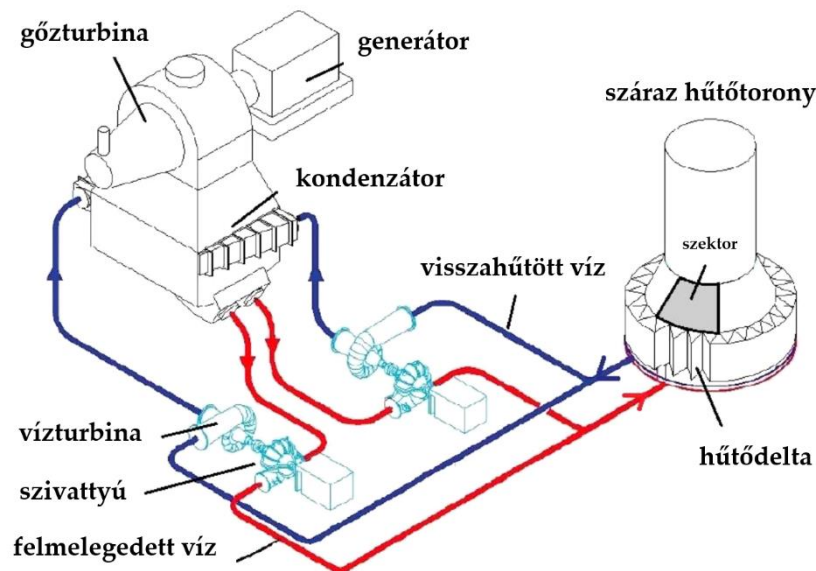
2.2.2. HŰTŐRENDSZEREK TECHNOLOGIAI ÁTTEKINTÉSE

Az erőművek hatásfokát nagymértékben befolyásolja a hűtőrendszer kialakítása, mivel az meghatározza a munkaközeg visszahűtésének mértékét. A környezeti paraméterek, a jogszabályok és az erőmű mérete is fontos szempont a hűtőrendszer típusának kiválasztásakor. Részletes bemutatásra csak a száraz hűtőtornyos és nedves hűtőtornyos hűtési rendszerek kerülnek, azonban ezentúl az iparban széleskörben alkalmaznak még frissvíz-, hűtőtavas- és közvetlen léghűtést is.

2.2.2.1. Száraz hűtőtornyos hűtés (keverő kondenzátor)

Szárazabb éghajlatú területeken, ahol a vízveszteség kulcsfontosságú kérdés, ott száraz hűtőtornyos hűtést is alkalmaznak. A turbináról expandáló gőz keverő

kondenzátorba érkezik és ott lehűl. Innen a kondenzátum egy része a tápvízelőmelegítő-rendszerbe távozik, másik része a hűtőrendszerbe kerül visszahűtésre. A közeg szivattyú segítségével a száraz hűtőtoronyba kerül. A víz belépése a torony alsó részén található apróbordás hőcserélőkön keresztül történik. Itt a közeg hőátadás útján leadja hőjét a beáramló hideg levegőnek. A lehűlt munkaközeg és a kondenzátor közötti nyomáskülönbséget lehetőség szerint egy rekuperációs turbina hasznosítja. A vízturbina alkalmazásával a szivattyú teljesítményigényének egy része fedezhető. A toronyból a felmelegedett levegő elvezetése természetes, vagy mesterséges úton valósítható meg. A száraz hűtőtornyos hűtőrendszer technológiánál, a zárt vízkör miatt, vízvesztés a szivárgásokon túl nem lép fel, így vízgazdálkodási és környezetvédelmi szempontból is előnyös. További előnyei közé tartozik a kis helyigény, a hatékony hűtés és a keverő kondenzátor alkalmazásából adódó kedvező hőtechnikai paraméterek. Tekintve, hogy a víz zárt rendszerben kering alkalmazható extrém hideg és meleg éghajlaton. Ezenfelül kialakítása lehetővé teszi a használatát szeles területeken és magas szeizmicitású vidékeken is. A torony készülhet vasbeton vagy acélszerkezetből. Hátránya a magas beruházási költség, mely a rosszabb hőleadás miatt meghaladja a nedves hűtőtornyokét is a magasabb toronymagasság miatt. Ezzel ellentétben az élettartamuk hosszabb és a karbantartási igény kisebb. A természetes indirekt száraz hűtőtornyos hűtési rendszer felépítése a 4. ábrán látható.

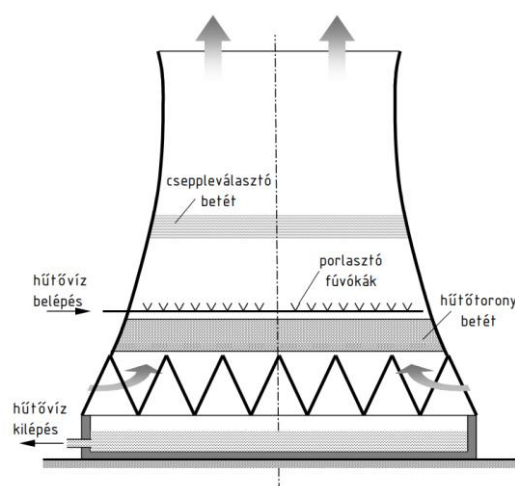


4. ábra – Az indirekt száraz hűtőtornyos hűtés elvi kapcsolása [forrás: MVM EGI]

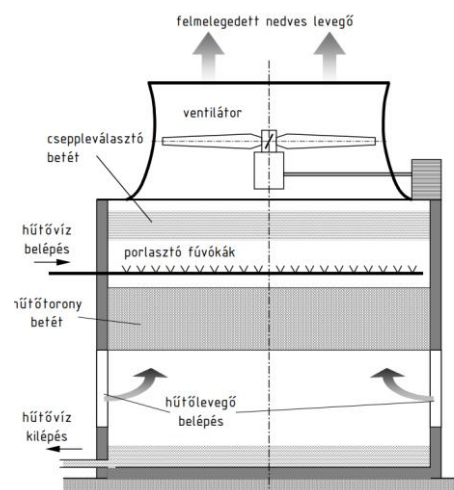
2.2.2.2. Nedves hűtőtornyos hűtés

A kis helyigény és hatékony hűtés miatt világszerte az egyik leggyakrabban használt hűtőrendszer a nedves hűtőtorony. A felületi kondenzátorból elvezetett felmelegített hűtőközeg a hűtőtoronyban kerül visszahűtésre. Elhelyezés szempontjából, a melegvíz és levegő érintkeztetése kereszt-, vagy ellenáramban történhet. Keresztáram esetén a melegvizet és a környezeti levegőt egymással szemben vezetik be a toronyba.

A levegő belépés iránya nem függőleges, hogy a vízcseppek befelé irányuló mozgása biztosított legyen a belépő hűtőlevegő által okozott szívóerő ellenére is. Ellenáramú kialakítás esetén a soros kapcsoláshoz hasonlóan a hűtőlevegőt a hűtendő közeggel szemben, alulról vezetik be a toronyba. A hőleadás nagy része párolgás útján, kisebb része konvektív hőátadás útján valósul meg. A lehűlt közeg a torony alján lévő zsompban gyűlik össze, majd a kondenzátorba visszavezetve újbóli használatra alkalmas. A toronyból a levegő áramoltatása kétféleképpen valósulhat meg. Természetes huzatú nedves torony esetén a levegő mozgását a belépő és kilépő levegő közötti sűrűségkülönbség által generált felhajtóerő biztosítja, mely a torony alja és teteje közötti magasságkülönbség és az ezzel együtt kialakuló hőmérséklet- és nedvességtartalom különbségtől létrejövő levegő sűrűségkülönbség révén jön létre. Mesterséges szellőzés esetén a légmozgást beépített ventilátorok biztosítják, az alacsonyabb magasság miatt a felhajtóerőnek szerepe itt nincs. Ebben az esetben problémát okozhat a vízgőzzel telített levegő visszakeringése, mert a torony visszaáramlással szembeni ellenállása nem elég nagy ahhoz, hogy a nedves közeg visszajutását megakadályozza. Van lehetőség a hőelviteli módszerek kombinációjára is, azaz kialakítani természetes huzatú hűtőtornyot ventilátor rásegítéssel. A hőátadó felület maximalítása érdekében mesterséges huzatú kialakítás esetén a hűtendő közeg a torony tetején lép be a magasság minimalizálásának érdekében. Természetes huzatú elrendezés esetén a hűtendő közeg a hűtőbetétek felett lép be, hogy elég teret adjon a vízelosztásnak. Belépésnél a fúvókák a hűtővizet egyenletesen oszlatják el, a hűtésben részt vevő felület maximalizálásának érdekében. Tekintve, hogy egy hűtési ciklus során a hűtővíznek üzemállapottól függően körülbelül 1,5-3%-a elpárolog, kijelenthető, hogy a rendszer vízfogyasztása nagy. A technológiát a magas hűtési hatékonyság és kis helyigény miatt a száraz technológiával összehasonlítva alacsonyabb beruházási költség jellemzi. A nedves hűtőtorny felépítését az 5. és a 6. ábra mutatja be.



5. ábra - Természetes huzatú, ellenáramú nedves hűtőtorny felépítése [3]



6. ábra - Mesterséges huzatú, ellenáramú nedves hűtőtorny felépítése [3]

3. A HŰTŐTORNYOS HŰTÉS MODELLJE

3.1. Természetes huzatú száraz hűtőtorony leíró modellje

A természetes huzatú indirekt száraz hűtőtorony és keverőkondenzátoros technológia ötlete Heller Lászlótól, a Műegyetem professzorától származik, aki 1940-ben kidolgozta a hűtőrendszer kapcsolási sémáját, így tiszteletből Heller-rendszernek nevezik. A technológiában alkalmazott apróbordás hőcserélő ötlete Forgó Lászlótól származik. A hűtőrendszer gyártása, tervezése és létesítése az EGI (Energia Gazdálkodási Intézet) és jogutódjai által 1950-től a mai napig folyamatosan működik.

A természetes huzatú száraz hűtőrendszerek működésének alapja a megfelelő mértékű légmozgás elérése, ugyanis közvetve ez határozza meg az elérhető kondenzátornyomás értékét, illetve gazdasági megfontolások alapján a torony magasságát is. A vizsgált torony jelleggörbéjének meghatározása különböző elvonandó hőigény és levegő tömegáramok mellett történik. A számításokhoz szükség van a levegőt jellemző fizikai és a külső konzulensemtől kapott tornyot jellemző kiinduló adatokra, melyet az 1. táblázat foglal össze.

1. táblázat – A száraz torony jelleggörbe kiszámításához szükséges adatok

H [m]	120
T_{be} [K]	288,15
p_a [bar]	1
$\rho_{be} \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	1,21

A hűtőtorony működésének értékeléséhez át kell tekinteni az energia és áramlásra vonatkozó leíró egyenleteket. A hűtőtoronyban a levegőoldalról átvitt hőmennyiség értékét a 3.1.1 egyenlet határozza meg.

$$\dot{Q} = \dot{m}_l \cdot c_{p,l} \cdot \Delta T \quad (3.1.1)$$

Ha ismert az elvonandó hőmennyiség a bemutatott egyenlet alapján a kilépő levegő hőmérséklete meghatározható. A levegő sűrűsége, nyomása és hőmérséklete közötti kapcsolatot az ideális gáz állapotegyenlete írja le 3.1.2 egyenlet szerint.

$$\frac{p}{\rho} = R \cdot T \quad (3.1.2)$$

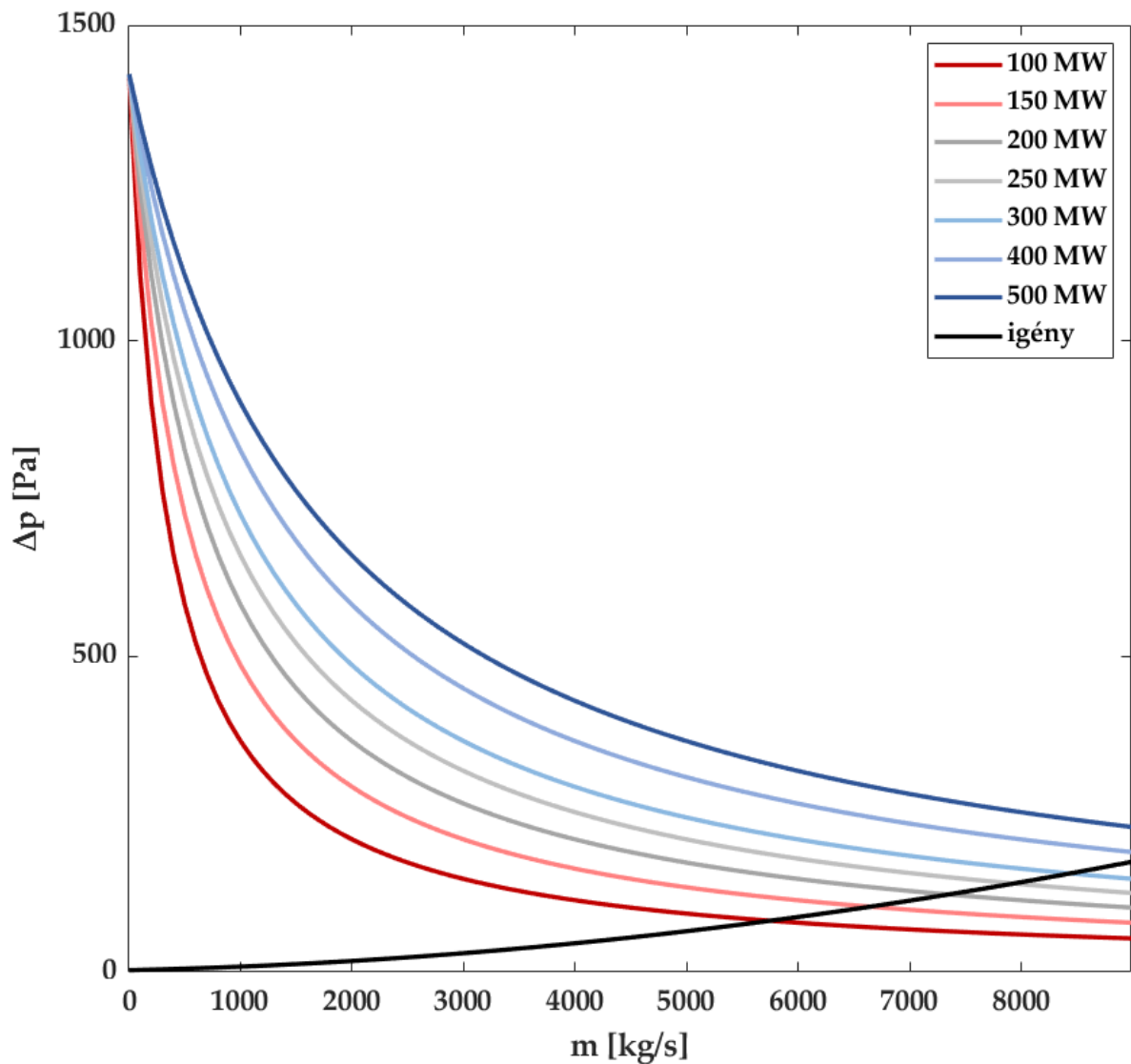
A kilépő sűrűség segítségével meghatározható a nyomáskülönbség, melyet a sűrűségváltozás, és a magasságkülönbség határoz meg a 3.1.3 egyenlet szerint.

$$\Delta p = \Delta \rho \cdot g \cdot \Delta H \quad (3.1.3)$$

A leírtak alapján kijelenthető, hogy a kialakuló nyomáskülönbséget a légtömegáram, a környezeti hőmérséklet és a torony magassága együttesen határozza meg, melyet összefoglal a 3.1.4 egyenlet.

$$\Delta p = \left(\rho_{be} - \frac{p_{ki}}{\left(\frac{\dot{Q}}{\dot{m}_l \cdot c_{p,l}} + T_{be} \right) \cdot R} \right) \cdot g \cdot \Delta H \quad (3.1.4)$$

Az egyenlet alapján látható, hogy a hőmérsékletfüggés $\frac{1}{x}$ alakú, így az elvonandó hőteljesítmény igény a nyomáskülönbség jelleggörbéit hiperbolává alakítja. A hűtőtornyok közelíthetők egy áramlástechnikai géppel, amely működési jelleggörbéje hiperbola alakú. Az erőmű igény jelleggörbéje másodfokú függvénnyel közelíthető, amely ábrázolását a 7. ábra mutatja. A függvények metszéspontja adja a munkapontokat. A közelítés során 7 hőteljesítmény mellett számítottam ki a nyomáskülönbségeket a bemutatott egyenletek alapján. A jelleggörbe alapján a többi üzemi állapot esetén szükséges légáram is meghatározható.



7. ábra – A száraz hűtőtorny jelleggörbéje

3.2. Természetes huzatú nedves hűtőtorony leíró modellje

A természetes huzatú nedves hűtőtorony esetén az egyfázisú hőátadáson túl párolgás is fellép, mely hatékonyabb hőátvitelt biztosít. Ennek eredményeként azonos elvonandó hőigény esetén nedves torony építésével gazdasági és termodinamikai haszon is realizálható. A nedves hűtőtornyok hátránya a folyamatos vízfogyasztás, mely miatt a száraz éghajlaton vagy vízhiányos területeken való alkalmazása nem lehetséges. A száraz esettel megegyező kondenzátornyomás eléréséhez elegendő alacsonyabb torony építése, mely a költségeket csökkenti, míg azonos magasságú torony építése esetén a vizsgált üzemállapotokban alacsonyabb kondenzátornyomás érhető el, mely növeli a körfolyamati hatásfokot.

Nedves hűtőtorony esetén a torony jelleggörbe kiszámításához a hőátadáson túl a párolgást is figyelembe kell venni.

A telítési gőztartalom kiszámítása $t \geq 0^\circ\text{C}$ esetén a forrponi görbe alapján történik, melyet a 2. táblázat és a 3.2.1 egyenlet mutat be.

2. táblázat – A telítési gőztartalom kiszámításához szükséges konstansok [6]

i	1	2	3	4	5	6
ai	-7,85823	1,83991	-11,7811	22,6705	-15,9393	1,77516
bi	1,0	1,5	3,0	3,5	4,0	7,5

$$p_{s,g} = 22,064 \cdot 10^6 \cdot e^{\frac{647,14}{T} \cdot \sum_{i=1}^6 a_i \cdot \tau^{b_i}} \quad (3.2.1)$$

$$- \text{ ahol: } \tau = 1 - \frac{T}{647,14}$$

Ennek segítségével meghatározható a levegőben található vízgőz parciális nyomása 3.2.2 egyenlet szerint.

$$p_{g,be} = p_{sat,g} \cdot \varphi \quad (3.2.2)$$

A parciális nyomás segítségével kiszámítható a belépő levegő abszolút páratartalma 3.2.3 egyenlet szerint.

$$x_{be} = 0,622 \cdot \frac{p_{g,be}}{p_a - p_{g,be}} \quad (3.2.3)$$

A számítás menete ettől a lépéstől kezdve iteratív folyamat, mert a kilépő telített levegő hőmérséklete, valamint abszolút páratartalma sem ismert. Első lépésként meg kell adni egy feltételezett kilépő hőmérsékletet, mely a belépő levegő hőmérsékletével egyenlő. A feltételezés helytálló, mert ismert, hogy a közeg a toronyban hőátadás útján felmelegszik, így a kilépő hőmérséklet nem lehet a belépőtől alacsonyabb. A kilépő telített levegő nyomásának meghatározása 3.2.2, a kilépő levegő abszolút páratartalmának meghatározása 3.2.3 egyenlet szerint történik. A következő lépés a kilépő levegő hőmérsékletének meghatározása 3.2.4 egyenlet átrendezésével.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ki} \cdot [c_{p,l} \cdot (T_{ki} - T_{be}) + r \cdot (x_{sat,ki} - x_{be})] \quad (3.2.4)$$

A képletben szereplő, toronyból kilépő telített levegő mennyisége a belépő száraz levegő tömegáramából és az elpárolgott víz tömegáramából határozható meg 3.2.5 egyenlet szerint.

$$\dot{m}_{ki} = (1 + x_{sat,ki}) \cdot \dot{m}_l \quad (3.2.5)$$

Az iterációt kilépési feltételének az utolsó lépések közti abszolút különbség 0,01% alá való csökkenését határoztam meg a kellően pontos végeredmény eléréséhez.

A kilépő hőmérséklet meghatározása után kiszámítottam a kilépő nedves levegő specifikus gázállandóját a levegő és a vízgőz arálynak megfelelően 3.2.6 egyenlet alapján.

$$R_{ki} = \frac{R_u}{M_g \cdot x_{sat,ki} + (1 - x_{sat,ki}) \cdot M_l} \quad (3.2.6)$$

Ebből jó közelítéssel meghatározható a kilépő levegő sűrűsége az ideális gáztörvény segítségével 3.1.2 egyenlet alapján, mert a nedves levegő viselkedése atmoszférikus nyomáson és a feltételezhető kilépési hőmérséklettartományon közelíthető az ideális gázokra megalkotott modell segítségével. A nyomáskülönbség meghatározása a száraz esethez hasonlóan a 3.1.3 egyenlettel történik.

3.2.1. TORONYMAGASSÁG MEGHATÁROZÁSA

A hűtőtorony jelleggörbék meghatározása után a száraz toronnyal megegyező kondenzátornyomású nedves torony magasságának kiszámítása következett.

A magasság meghatározásához a *D.G. Kröger Sc.D.* [7] munkája alapján és *Gebhardt G.* konzulensem által biztosított nedves hűtőtoronyokra vonatkozó ipari adatok alapján vettem fel az esőztetési sűrűség és a hűtőbetét homlokfelületére vonatkoztatott légsebesség értékét, melyet a 3. táblázat foglal össze.

3. táblázat – A nedves hűtőtorony magasságához szükséges kiegészítő adatok

$\rho_{eső} \left[\frac{t}{m^3 h} \right]$	12
$v_{homlok} \left[\frac{m}{s} \right]$	3,34
$m_v \left[\frac{kg}{s} \right]$	3800

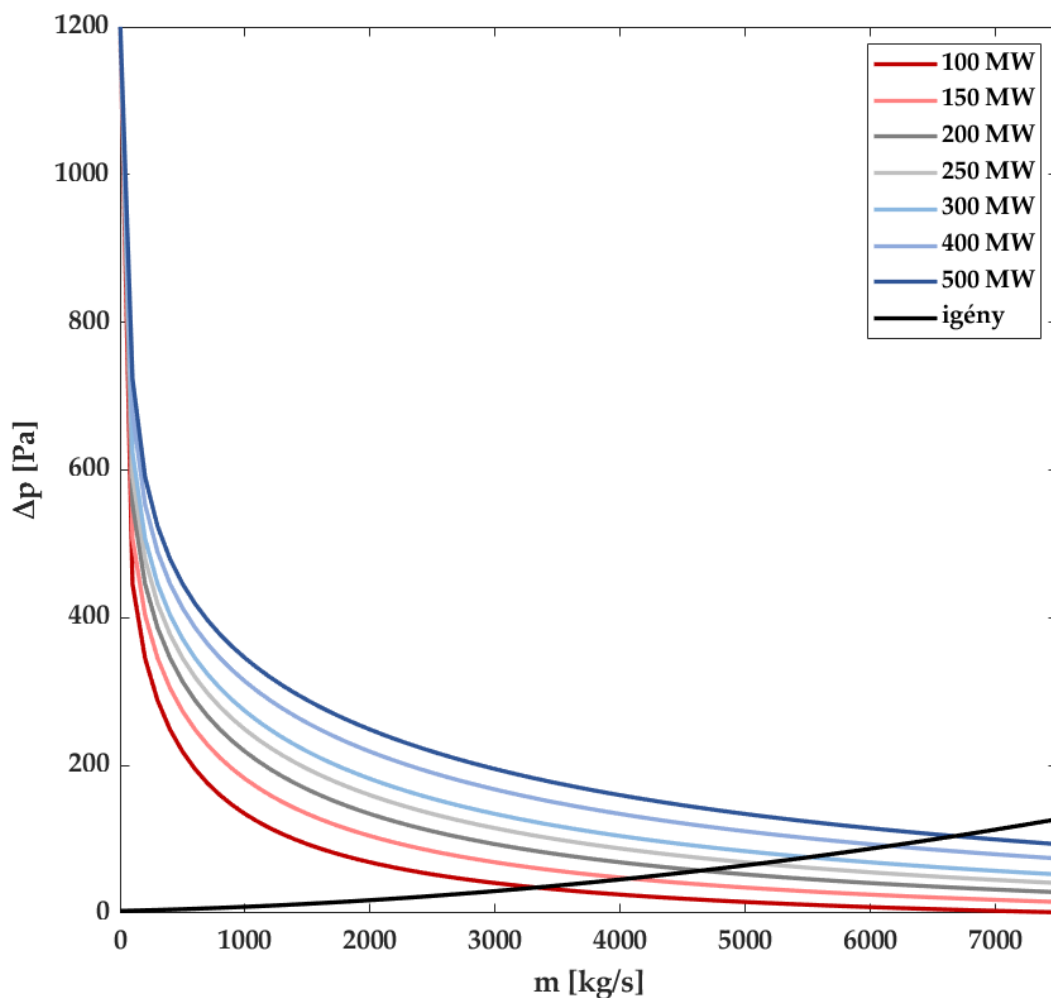
Az adatok segítségével kiszámoltam a névleges üzemállapot esetén jelentkező elvonandó hőigény mellett szükséges telített légtömegáramot 3.2.1 egyenlet alapján.

$$\dot{m}_{ki} = v_{homlok} \cdot \frac{\dot{m}_v}{\rho_{eső}} \cdot \rho_{be} \quad (3.2.1)$$

Nedves torony esetén jó közelítéssel feltételezhető, hogy a hőleadás 50%-a párolgás útján, a másik 50% hőátadással valósul meg. Ennek eredményeként a kilépő

lég hőmérséklet is jó közelítéssel 50%-kal alacsonyabb lesz a száraz esethöz képest, továbbá emiatt a nyomáskülönbség is a felére csökken.

A jelleggörbék meghatározása a száraz esethez hasonlóan történik, 7 különböző elvonandó hőmennyiség, 15°C környezeti hőmérséklet és 1 bar nyomás mellett. Az igény jelleggörbe a száraz modell alapján, melynek bemutatására a 4. fejezetben kerül sor, az erőmű valós elvonandó hőigényét mutatja. A toronymagasságot iteráció útján határoztam meg, a kilépő telített légtömegáram és a nyomáskülönbség alapján. Különböző toronymagasságokkal történő futtatás után a névleges üzemi állapotban a munkapont 102 méter magas torony esetén tekinthető ekvivalensnek a száraz rendszerrel, így ez alapján a különböző üzemi állapotokban szükséges légáram is meghatározható. A jelleggörbét 102 méter magas torony esetén a 8. ábra mutatja be. Fontos kiemelni, hogy az ábra vízszintes tengelyén a beáramló száraz levegő mennyisége van ábrázolva, nem a kiáramló telített levegő tömegárama. Mivel az az üzemi állapottól és a belépő levegő tömegáramától is függ, minden vizsgált pontban más értéket vesz fel, ebből kifolyólag kétdimenziós ábrázolása nem lehetséges.



8. ábra – A nedves hűtőtorony jelleggörbéje

4. A HŐSÉMA MODELLEZÉSE DESIGN ÉS OFF-DESIGN ÜZEMÁLLAPOTBAN CYCLE-TEMPO SZOFTVER SEGÍTSÉGÉVEL

A munkám célja egy konvencionális erőmű hatásvizsgálata a környezeti paraméterek függvényében száraz és nedves hűtőtornyos hűtési rendszer esetén. Az elemzés elvégzéséhez rendelkezésemre állt egy 160 MW névleges villamos teljesítményű lignittüzelésű erőmű hősémája 5 különböző üzemállapotra, továbbá az erőmű száraz hűtőtornyos hűtőrendszerének adatai. A fejezet a modellezési alapelveket [11], [12], [13], [14] valamint az általam felépített termodinamikai modellt tekinti át, melyhez R. Mahendra *et al* [15] és N. Woudstra *et al.* [16] tanulmányait is felhasználtam.

4.1. Cycle-Tempo modellezési alapelvek és a kiküszöbölt problémák

A Cycle-Tempo az Asmiptote és a Delft-i Műszaki Egyetem által fejlesztett hősémamodellező program. A program képes iteratív úton a megadott paraméterek alapján állapotjelzők és tömegáramok meghatározására termodinamikai összefüggések, illetve anyag- és energiamérleg felhasználásával.

A vizsgálataim során Rankine-ciklust építettem fel, azonban a program ezen túl képes gázturbinás, valamint hűtő körfolyamatok, és üzemanyagcellás technológiák vizsgálatára is.

A számítás első lépése a rendszer részegységeinek tömegáram meghatározása, melyhez annyi független egyenlet felírása szükséges, amennyi összekötő elem (valamilyen munkaközeget tartalmazó cső) beépítésre került. A számítás elvégzéséhez szükséges tömeg- és energiamérleget a szoftver a 4.1.1 mátrixegyenlettel fejezi ki.

$$\bar{\bar{S}} \cdot \bar{m} = \bar{e} \quad (4.1.1)$$

ahol:

- $\bar{\bar{S}}$: rendszer mátrix: felvehet belépő csonk esetén 1, kilépő csonk esetén -1 vagy entalpiamérleg esetén entalpia értéket
- $\bar{m}$: tömegáram vektor: értéke 0, mert a be és kifolyó tömegáramok előjeles összegének meg kell egyeznie
- $\bar{e}$: eredményvektor: entalpiamérleg esetén értéke egyenlő a berendezés teljesítményével, tömegáram esetén értéke 0

Az elemekre felírt termodinamikai egyenletek adják a leíró mátrixot. Az egyenletek megoldása iteratív úton történik. A számításaim során 100 iterációt végeztem el, hogy elérjem a kívánt, $1 \cdot 10^{-6}$ pontosságot. Amennyiben az értékek az iterációs kritériumot teljesítik, úgy az eredmények elfogadhatóak, ha nem, további megfontolások szükségesek. A dolgozatom további részeiben bemutatott eredmények mind teljesítették a kritériumot.

4.1.1. CYCLE-TEMPO ALAPVETŐ KÖZELÍTÉSEI

4.1.1.1. Turbina modellezés

A szoftver egy integrált koncentrált paraméterű turbinamodellező algoritmus alapján számolja ki a berendezések izentropikus hatásfok értékét. Turbinakódok segítségével eltérő turbinatípusok viselkedését a különböző jellemzők alapján modellezi a szoftver. Lehetőség van különböző típusú és célú turbinák modellezésére a beépített algoritmusok segítségével. Egy turbinának 1 beömlési és maximum 8 kiömlési pontja van, a berendezésen belül további tömegáram bevezetésére nincs lehetőség. A turbina minden esetben 1 tömegáramegyenletet ad hozzá a rendszermátrixhoz. Egyszerű expanziós gép, vagy az előre definiált típusok közé nem sorolható turbinák esetén az izentropikus hatásfokot közvetlenül kell megadni, amely szükségessé teszi, hogy a felhasználó rendelkezzen a megfelelő mennyiségű adattal minden egyes üzemállapothoz. A hőséma részletessége miatt lehetőségem volt a turbina megcsapolások- és elvételeknek a pontos számítására, minden egyes fokozatban. A hatásfokszámítást *Kullmann L.* munkája [10] alapján végeztem el, melyet a 4.1.1.1.1 egyenlet mutat be.

$$\eta_{turbina,izentropikus} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2,reverzibilis} - h_1} \quad (4.1.1.1.1)$$

ahol:

- $h_{2,rev}$: a turbina utáni közeg entalpiája amennyiben a turbinán történő expanzió nem okoz entrópiánövekedést

4.1.1.2. Hőcserélő modellezés

A hőséma részletességére való tekintettel a kondenzátor, a hőcserélő és a tápvízelőmelegítők munkaközegének ki- és belépő hőmérsékletei minden üzemállapotban adott volt. Ennek megfelelően a modellezés során a DELTL és DELTH meghatározása egyszerű feladat volt.

4.1.1.3. Szivattyú modellezés

A szivattyúk esetén a szívó- és nyomóoldali paraméterek minden üzemállapotban rendelkezésre álltak így az izentropikus hatásfok meghatározása *Kullmann L.* munkája [10] alapján történt, melyet a 4.1.1.3.1 egyenlet mutat be.

$$\eta_{szivattyú,izentropikus} = \frac{h_{2,reverzibilis} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.1.1.3.1)$$

ahol:

- $h_{2,reverzibilis}$: ideális szivattyú utáni közeg entalpiája

4.1.2. CYCLE-TEMPO PROGRAMOZÁSI LEHETŐSÉGEI

A Cycle-Tempo szoftverben igény szerint egyes berendezések tömegáram- vagy összetételfüggő viselkedését az eredeti, a berendezésekben definiált számítási módtól eltérően határozható meg. Lehetőség van több berendezés működésének módosítására úgy, hogy a termodinamikai egyenletek teljesüljenek. A program 6 féle lehetőséget, úgynevezett USER SUBROUTINE -t kínál a különböző berendezések működésének befolyásolására. Az APSUB és PIPSUB a berendezések és összekötő csövek viselkedésének módosítására szolgálnak. Továbbá, az EPILOG az utófeldolgozó berendezések, az USREAC a kémiai folyamatok, a FUNCOP az optimalizálás és a CTMAIN a számításokhoz szükséges memória módosítását végzik. Alapvetően a Cycle-Tempo egy zárt számítási rendszert, mely a grafikus háttér mögött összekapcsolt Fortran kódrendszerrel végzi a megadott paraméterek segítségével a termodinamikai számításokat. A zárt Fortran kódban vannak opcionálisan nyitott modulok, melyekhez a felhasználó által definiált, Fortran nyelven írt USER SUBROUTINE kapcsolódik.

Fontos kiemelni, hogy a szoftver nem programozható közvetlenül, a megírt Fortran kódot egy *Compiler* segítségével át kell alakítani, majd a létrejövő .exe futtatható fájl értelmezhető a szoftver számára. A munkám során a Fortran kód írásához Notepad++ szoftvert, a *compiling* folyamat elvégzéséhez Visual Studio-hoz hozzárendelt Intel OneApi HPC Toolkit csomagot használtam.

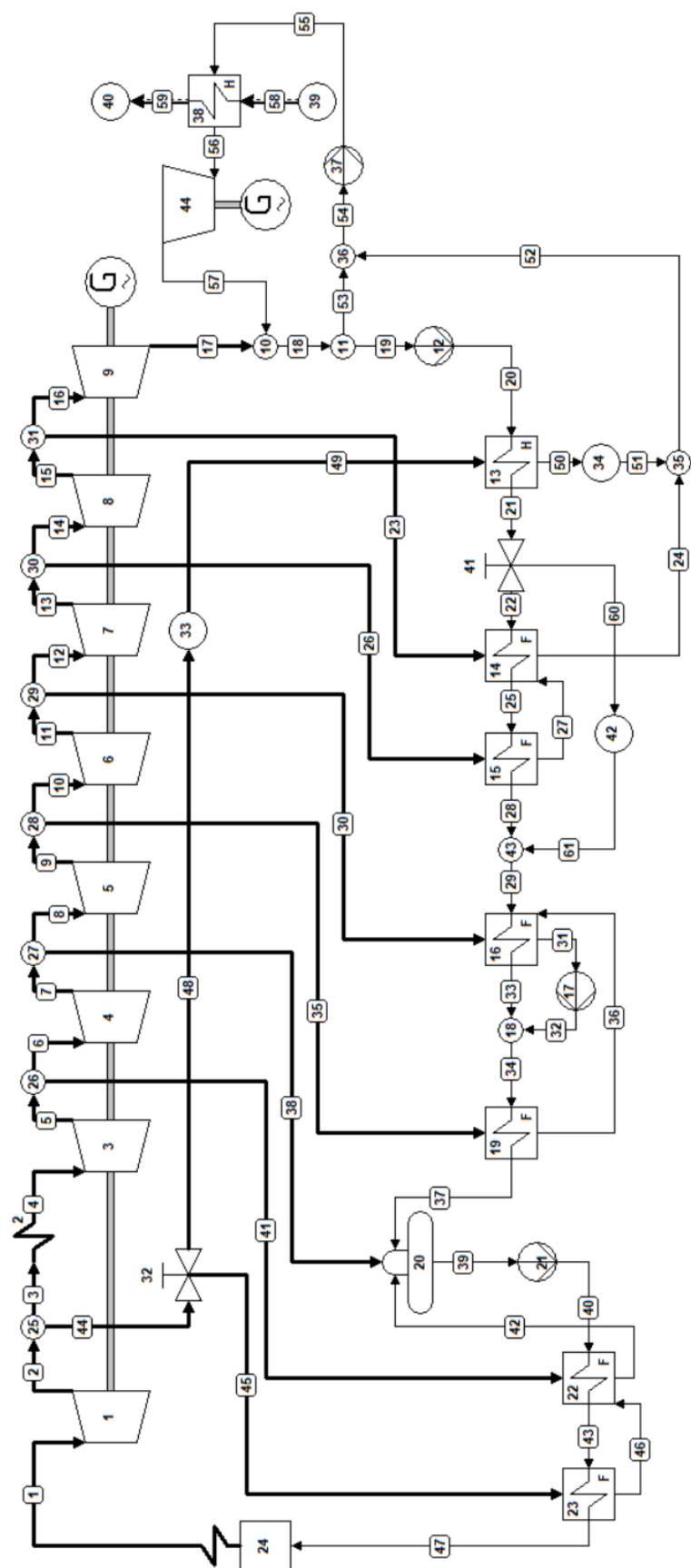
A rendelkezésemre álló részletes hősema miatt lehetőségem volt modellezni a turbinák izentropikus hatásfokának tényleges változását a különböző üzemállapotban. Ennek elvégzéséhez a hősemából kiolvasott adatok alapján különböző üzemállapotban az egyes turbinaszakaszok viselkedését közelítettem az ipari adatokból meghatározott regressziós függvényekkel.

4.2. A száraz hűtőtoronnyal felépített modell bemutatása

Az erőmű fő paramétereit tekintve, névleges üzemállapotban a fluidágytüzelésű lignitkazánból kilépő frissgőz 540°C hőmérsékletű és 172 bar nyomású. A gőz útja a kazán után a nagynyomású turbinaszakaszon folytatódik, ami egy Curtis-kerekes mennyiségi szabályozással ellátott turbina. A nagynyomású turbina utáni elvétel fűtőgőzt biztosít a kazán előtti utolsó tápvízelőmelegítő és a gőzsugár légszivattyú számára üzemállapottól függetlenül 13 bar nyomáson. Következő lépésként újrahevítés történik, mely a közeg hőmérsékletét 540°C-ra, nyomását az üzemállapotnak megfelelő értékre emeli. A kis- és középnyomású turbinaszakaszon a valóságban két turbinához található, összesen hat gőzmegecsapolással. A gőz a tápvízelőmelegítőbe áramlik és fokozatonként konvektív módon melegíti a kazán felé áramló munkaközeget. A modellben a kis- és középnyomású rész hat turbina segítségével, megecsapolásonként építettem fel az expanziós görbe minél pontosabb leírása érdekében.

A turbinák után az expandált közeg a kondenzátorba érkezik. Itt történik a hűtőrendszer segítségével a maradék hő elvitele. A keverő kondenzátort előre leprogramozott berendezésem hiányában manuálisan építettem fel. Az első elem a hűtővíz és a fáradt gőz összekeverését és kondenzálását végzi, a következő elem segítségével a szoftver számolja a gőzkörfolyamatba, valamint a hűtőrendszerbe jutó munkaközeg mennyiségét, az utolsó elem a tápvízelőmelegítő-rendszerből érkező kaszkád visszavezetést kezeli. A hűtőrendszer többi része a szivattyú, mely a közeget keringtet, a víz-levegő hőcserélő, mely a hűtőtornyot szimbolizálja, illetve a rekuperációs vízturbina, melynek teljesítménye részben fedezi a szivattyú teljesítményigényét. A gyakorlatban a szivattyú és a segéd-turbina általában egy tengelyen helyezkedik el, illetve nem található a rendszerben villamos generátor, azonban a modell ebben az esetben a turbinát nem energiavisszanyerő és fogyasztás csökkentő funkciójaként kezelné, hanem energiatermelőként. Ha össze lennének kötve, a modell hibát jelezne, mivel a turbina teljesítménye sosem fedezi a szivattyúét. Ezzel a megoldással a turbina által termelt energia, mint a rendszerben átalakított villamosenergia kerül figyelembevételre, és az önfogyasztást csökkentő hatása a hatásfokértéknél, valamint az energiamérlegben jelentkezik.

A kondenzátor után helyezkedik el a kondenzátumszivattyú, mely a modellben a közeg nyomását a gáztalanító táptartály nyomásszintjére emeli. A következő elem a gőzsugár légszivattyú működéséhez szükséges kondenzátor, ahova a gőzelvételtől elvételtől érkezik a fűtőgőz. A hőcserélőként modellezett kondenzátor az első tagja a tápvízelőmelegítő-rendszernek. Az utána történő elvétel egy kiegészítő berendezés által történő hőbevitelt modellez. A kisnyomású tápvízelőmelegítő-rendszer két legkisebb nyomású tagjának csapadéka kaszkád kapcsolatban van. A harmadik és negyedik tápvízelőmelegítő csapadékainak összekötése előrekeveréssel és kaszkád kapcsolással van megoldva. Az előrekevert tápvíz előmelegítő termodinamikai szempontból előnyös, azonban megvalósításához szivattyúra van szükség, aminél fennállhat a kavitáció veszélye. Emiatt csak a tápvízelőmelegítő-rendszerbe kisnyomású részén lehet alkalmazni, ott is csak a rendszer fele lehet ilyen megoldású. Ezek a berendezések a fűtőgőzt a kis- és középnyomású szekció megcsapolásaiból kapják. A következő berendezés a gáztalanító táptartály, amely a fűtőgőzt szintén a kis- és középnyomású szekcióból kapja. A táptartály nyomása részterhelés esetén a terhelési szintnek megfelelően változik, így módosul a kondenzátumszivattyú energiafelvétele, valamint az egész kisnyomású szekció vízdali nyomásviszonya. A gáztalanító táptartály után a tápvízszivattyú következik, ami a közeg nyomásának fokozásáért felel, hogy az a kazánon átjutva a kívánt nyomású gőzt lehessen kiadni. A rendszer nagynyomású tápvízelőmelegítő részén két kaszkádba kapcsolt tápvízelőmelegítő helyezkedik el, melyek közül az egyik a nagynyomású szekcióból, a másik pedig a középnyomásúból kapja a fűtőgőzt. Az utolsó tápvízelőmelegítőből a munkaközeg a kazánba kerül, ahol teljes nyomásesés 34 bar. A száraz hűtőtornyos erőmű modelljének elrendezését a 9. ábra mutatja be.



9. ábra – Az erőmű modellje Cycle-Tempo szoftverben száraz hűtőtornyos hűtőrendszerrel

4.3. A nedves hűtőtoronnyal felépített modell bemutatása

Az erőmű turbina-, valamint tápvízelőmelegítő-rendszere megegyezik a 4.2 fejezetben bemutatott kapcsolással, így ez a rész csak az eltérő elemeket, a hűtőrendszert és a kondenzátort tárgyalja.

Az utolsó turbinaszakaszról érkező expandált nedves gőz a felületi kondenzátorba érkezik a fázisváltozás és hőleadás elvégzéséhez. A körfolyamati oldalról a kilépő munkaközeg telített folyadék.

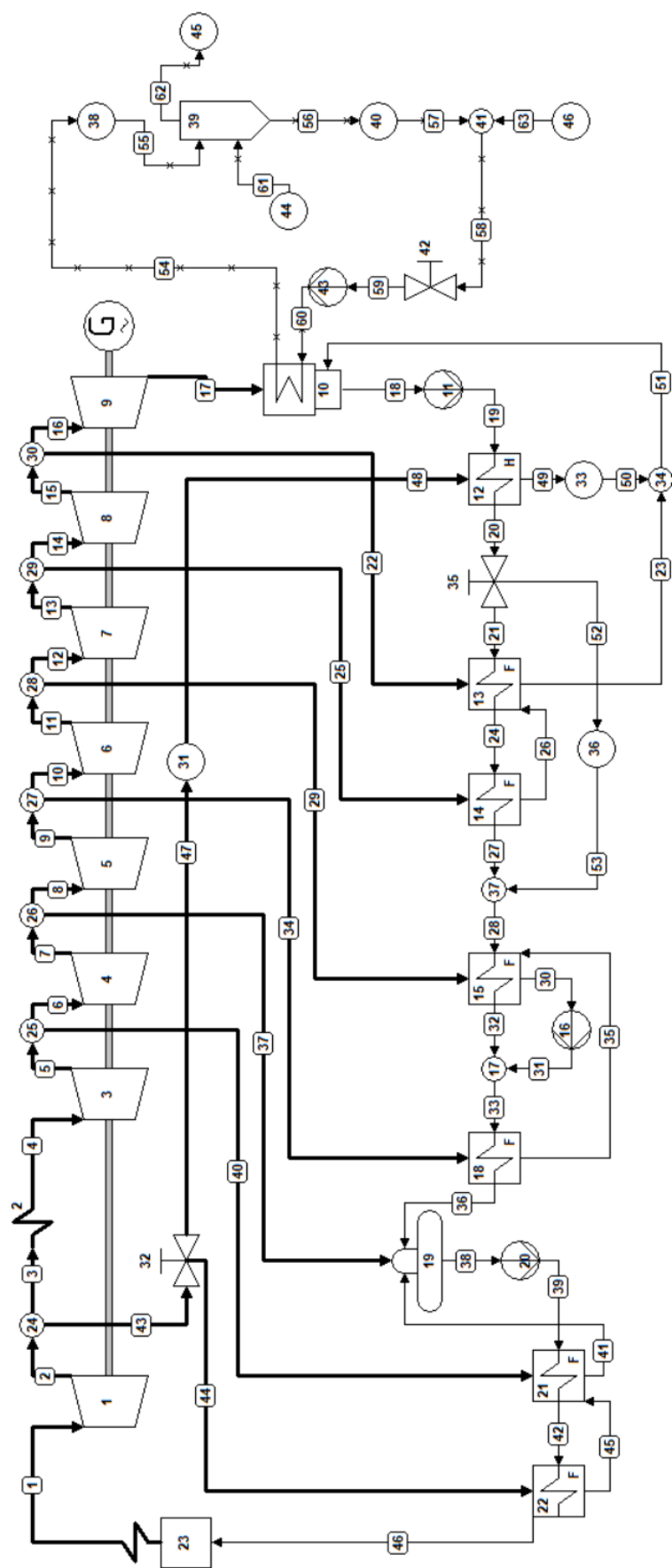
A nedves hűtőtornyos hűtőrendszer elemeit tekintve jelentős eltérések láthatóak a száraz rendszeréhez képest. Fontos kiemelni, hogy itt a kondenzátorban a körfolyamat és a hűtőrendszer munkaközege nem érintkezik egymással közvetlenül, csak felületi hőcsere történik.

A felületi kondenzátorból kilépő munkaközeg a nedves hűtőtornyot szimbolizáló *gas saturator* elemhez érkezik. A *gas saturator* képes modellezni a belépő környezeti levegő vízzel való telítődését, azaz a párolgás folyamatát. Lényegében változtatható a belépő levegő hőmérséklete, nyomása és nedvességtartalma és ez alapján, valamint a körfolyamat által igényelt elvonandó hőmennyiség alapján iteratív úton meghatározza a kilépő telített levegő hőmérsékletét, továbbá a kilépő, kondenzátorhoz visszaáramló víz munkaközeg hőmérsékletét is. Fontos megemlíteni, hogy a berendezés felparaméterezése során a kilépő levegő és víz hőmérséklete a nedves tornyokhoz hasonlóan sosem egyezik meg, ezért a berendezés képes kezelni a fagyponthoz alatti hőmérsékletű levegő beáramlását is, továbbá minden esetben telített levegő lép ki a berendezésből. Ennek az elemnek a segítségével a bonyolult párolgási folyamat eredménye meghatározható különböző időjárási viszonyok esetén. Nedves hűtőtornyok esetén a fagyveszély ellen vízszabályozással, a hűtővízoldalról torony egyes szektorainak lezárásával vagy a levegő beáramlási keresztmetszetének csökkentésével lehet.

Tovább haladva a hűtőkörön látható a vízpótlás, melynek mértéke az elpárolgott vízzel egyezik meg. Ez a lépés elengedhetetlen egy nedves hűtőtornyos hűtőkörben, mivel vízpótlás hiányában az összes víz elpárologna a rendszerből. Fontos kiemelni, hogy nedves hűtőtornyos hűtőrendszerben a szivattyú által keringtetett víz tömegárama minden üzemállapotban állandó, így a pótvíz igénye a vízáramból és az elvonandó hőmennyiségből számítható. A hűtővíz szivattyú jó hatásfokúnak feltételezhető.

Nedves hűtőtorony alkalmazása esetén mivel a hűtővíz nem érintkezik a körfolyamat munkaközegével, annak nyomása sem lesz atmoszférikus alatti. Ebből kifolyólag ilyen rendszereknél nincs lehetőség rekuperációs vízturbina létesítésére.

A nedves hűtőtornyos erőmű modelljét a 10. ábra mutatja be.



4.4. A modell validációja

A munkám kezdetekor a modell turbina alrendszerét turbinakódok segítségével építettem fel. A kapott eredmények névleges üzemállapotban jelentősen eltértek a hősemától, így ennek eredményeként a 4.1.1.1 fejezetben említettek alapján kiszámoltam minden turbinaszakaszra az izentropikus hatásfokot és az eredményeket regressziós görbék segítségével integráltam a Cycle-Tempo környezetbe.

A turbina viselkedésének minél pontosabb leírásához az egyes üzemállapotokra számított fokozati hatásfokváltozási függvényeket integráltam a szoftverbe. A vizsgálatot a megoldó által visszaadott és a számolt izentropikus hatásfok abszolút különbségével végeztem. A 4. táblázat bemutatja a száraz modellben a turbinák izentropikus hatásfok eltérését a hősemához képest minden üzemállapotban.

4. táblázat – Turbina közelítése a száraz modell esetén

	nagynyomású rész	kis- és középnyomású rész						
		1	2	3	4	5	6	7
nominal	0,04%	0,33%	0,13%	0,01%	0,79%	0,96%	3,80%	0,17%
105%	1,99%	0,50%	0,15%	0,07%	0,77%	1,00%	3,54%	1,69%
85%	0,83%	0,02%	0,19%	0,00%	0,81%	0,84%	4,42%	2,25%
60%	1,74%	0,63%	0,17%	0,07%	0,83%	0,54%	5,63%	3,77%
30%	1,71%	0,53%	0,13%	0,07%	0,52%	0,28%	3,73%	1,88%

A közelítés elfogadható, mert az egyetlen kiugró értékek a 6-os számú kis- és középnyomású szakaszon vannak, ahol az eltérés mértéke közel 6%., de mivel ez a kisnyomású rész utolsó előtti fokozatára esik, a teljes tengelyteljesítmény kevesebb, mint 15%-át állítja elő, így hatása nem releváns a vizsgálatom szempontjából.

Az 5. táblázat bemutatja a nedves modellben a turbinák izentropikus hatásfok eltérését a hősemához képest minden üzemállapotban.

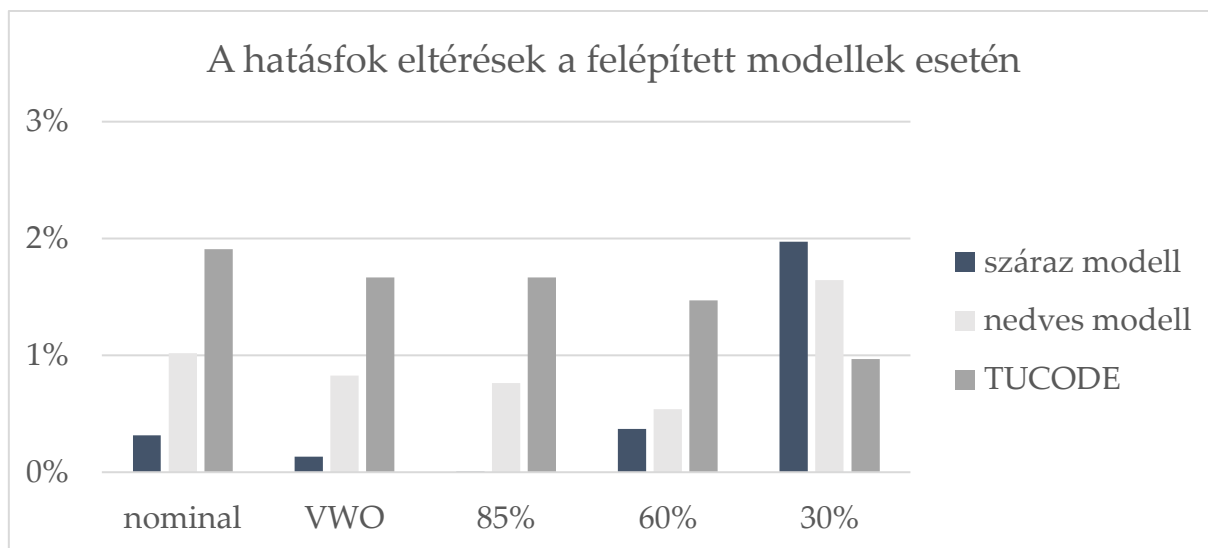
5. táblázat – Turbina közelítés a nedves modell esetén

	nagynyomású rész	kis- és középnyomású rész						
		1	2	3	4	5	6	7
nominal	1,08%	0,92%	0,13%	0,01%	0,79%	0,96%	3,84%	0,04%
105%	0,98%	0,98%	0,15%	0,07%	0,77%	1,01%	3,58%	1,52%
85%	1,71%	0,02%	0,19%	0,00%	0,81%	0,84%	4,46%	2,09%
60%	2,47%	0,64%	0,17%	0,07%	0,83%	0,55%	5,61%	3,66%
30%	1,21%	0,53%	0,13%	0,07%	0,52%	0,28%	3,73%	1,84%

A nedves modell esetén hasonló eredmények adódtak, melyek alapján ez a közelítés is elfogadható.

A következő lépés a modellek összehasonlítása a körfolyamati hatásfok és a kiadott villamos teljesítmény tekintetében. A 10. ábra a programozott száraz és nedves

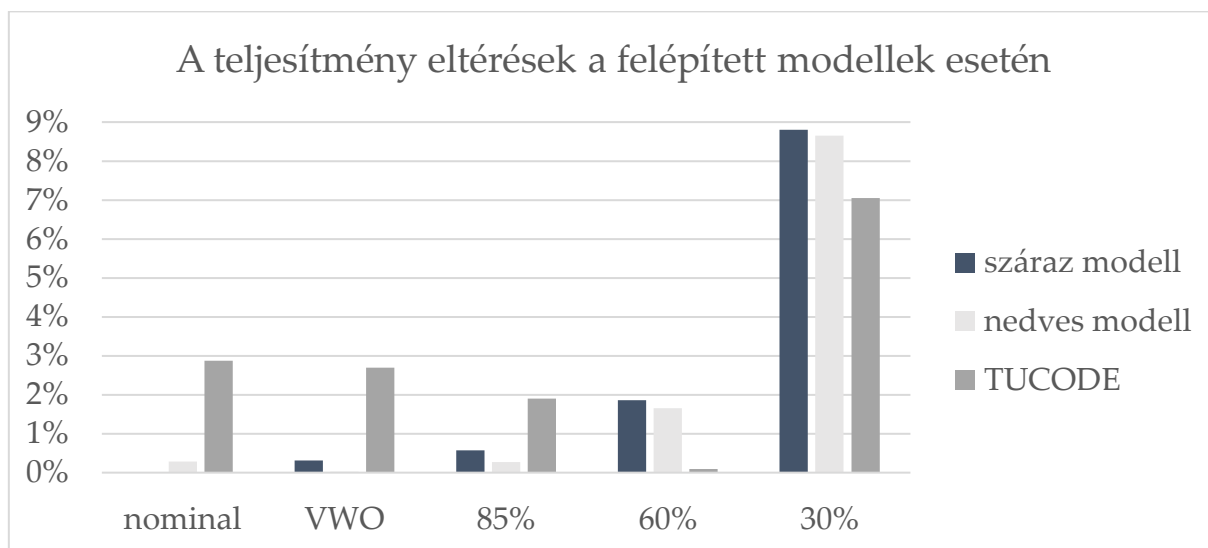
hűtőtornyos modell, valamint a turbinakódokkal felépített modell esetén kialakuló izentropikus hatásfok eltéréseket mutatja be az eredeti hősémához képest.



10. ábra – A hatásfok eltérések a felépítette modellek esetén

Az ábrán látható, hogy körfolyamati hatásfok szempontjából a programozott modellek a vizsgált 5 terhelési állapotból 4 üzemállapotban kedvezőbb eredményt adnak a beépített algoritmusokat használó modellnél.

A 11. ábra a programozott száraz és nedves hűtőtornyos modell, valamint a turbinakódokkal becsült modell esetén a kiadott teljesítménybeli eltéréseket mutatja be az eredeti hősémával összehasonlítva.



11. ábra – A kiadott teljesítmény eltérések a felépítette modellek esetén

Az előző vizsgálathoz hasonlóan itt is tapasztalható, hogy a névleges, VWO és 85%-os üzemállapot esetén a programozott megoldás ad kedvezőbb eredményt.

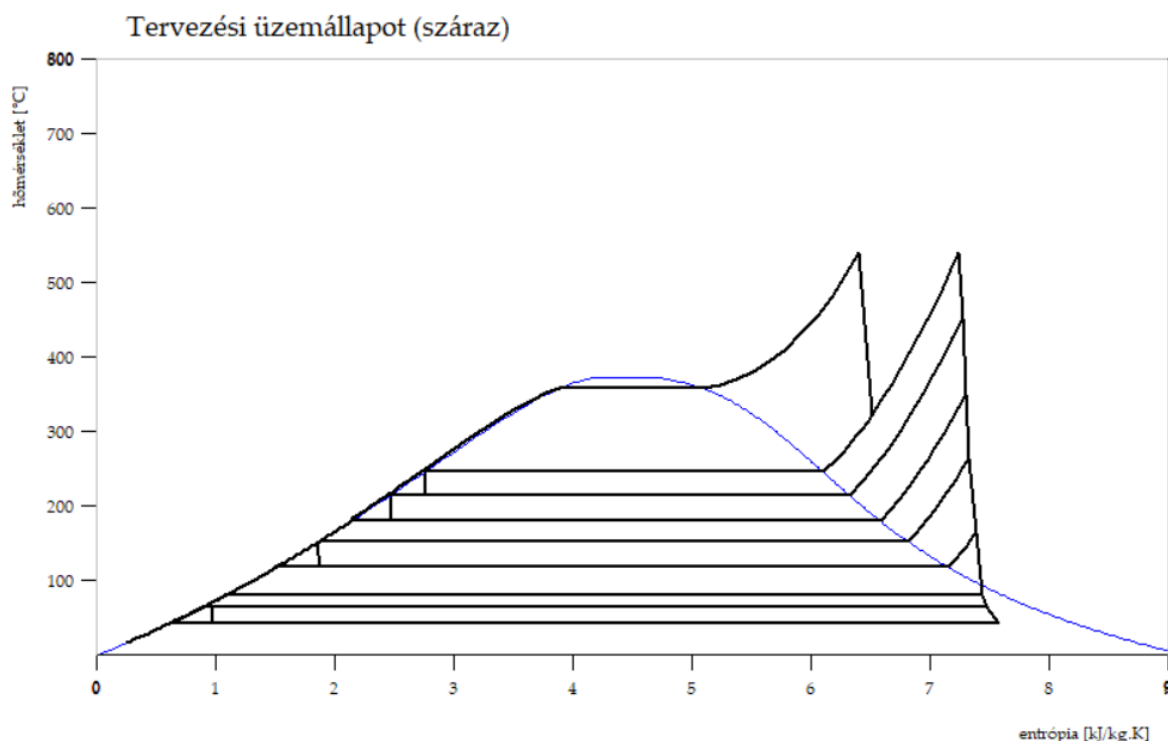
A vizsgálatok elvégzése után a programozott modellekkel folytattam a munkát, mivel összességében így pontosabb végeredményeket ad az elemzés.

5. A KÖRFOLYAMAT TERMODINAMIKAI ÉRTÉKELÉSE

A modellek véglegesítése és validációja után elvégeztem a termodinamikai értékelést a két különböző hűtőtornyos hűtési rendszer üzemállapotainak hőmérséklet-entrópia (T - s) diagramjain keresztül. A design és off-design üzemállapotok közötti váltáshoz a kazánba bevezetett tüzelőhő mennyiségét változtattam, melyhez a szükséges adatok az eredeti hősémák alapján álltak rendelkezésre.

5.1. Száraz hűtőtornyos hűtőrendszer

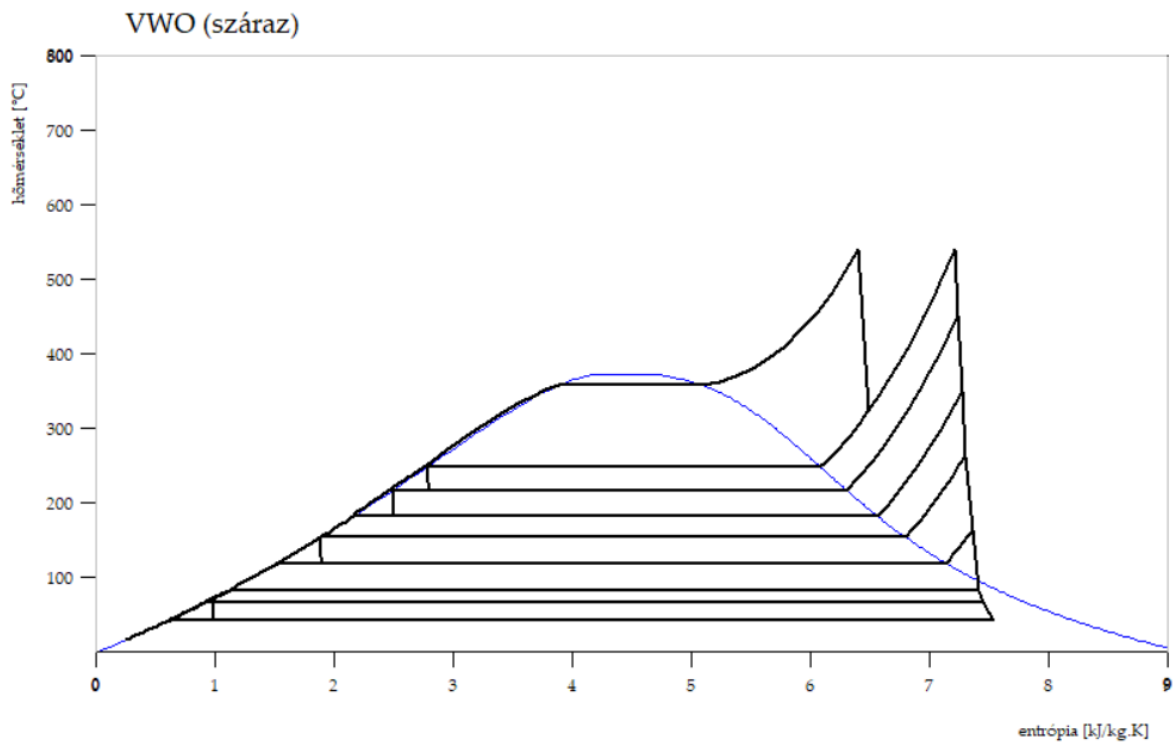
A hőséma bemutatásakor leírtaknak megfelelően a 12. ábráról leolvashatóak a frissgőz nyomása, valamint az izobár vonalakból látszik, hogy újrahevítés után ugyanazon a hőmérsékleten, de eltérő nyomáson van a munkaközeg. A kis- és középnyomású részen található turbinák expanzióvonalai tökéletesen illeszkednek egymáshoz a megcsapolásonkénti modellezés és a programozott viselkedés ellenére is. Az egyes turbinaszakaszok utáni gőzelvételt mutatják az expanzióvonalból induló alacsonyabb nyomású izobár vonalak. A közel függőleges vonalak jelzik a telített folyadékok fojtását a kaszkádba kapcsolt tápvízelőmelegítőekben.



12. ábra – A névleges üzemállapot T - s diagramja száraz hűtőtornyos hűtési rendszer esetén

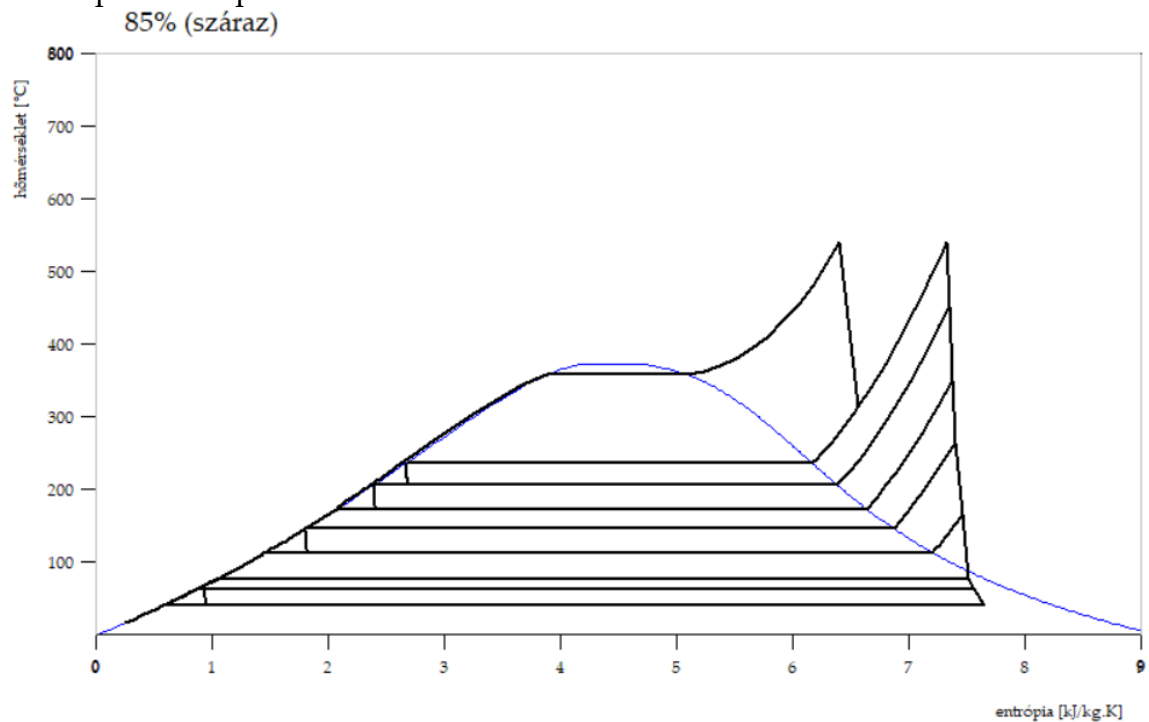
A teljesen nyitott szelepállású üzemállapot T - s diagramja a 13. ábrán látható. A részterhelésnek megfelelően a névleges üzemállapothoz képest a nagyobb frissgőzteljesítmény miatt a megcsapolási nyomás értékei megnövekedtek miközben a

turbinák mennyiségi szabályozása miatt a frissgőz nyomás és hőmérséklet, valamint az újrahevítés utáni hőmérséklet állandó értéken maradt.



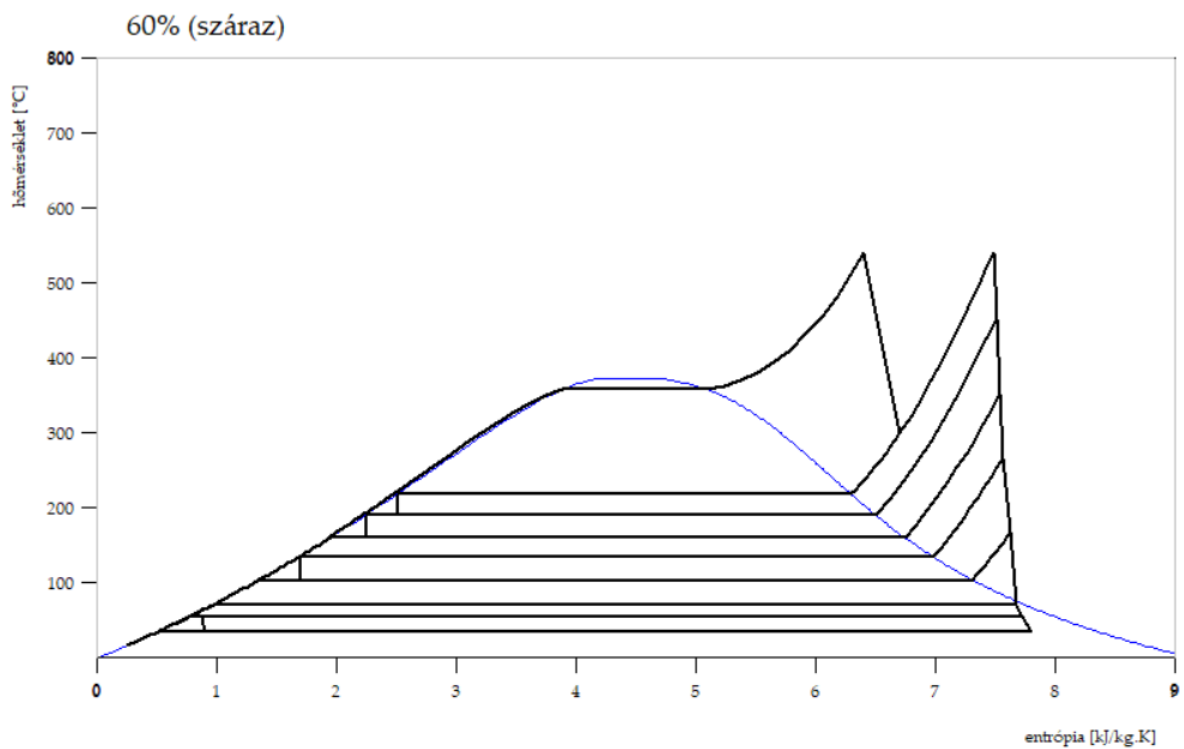
13. ábra – A VWO állapot T - s diagramja száraz hűtőtornyos hűtési rendszer esetén

A 85% részterhelésű üzemállapot T - s diagramja a 14. ábrán látható. A részterhelési üzemállapotnak megfelelően a nyomás- és hőmérsékletértékek csökkennek a névleges üzemállapothoz képest.



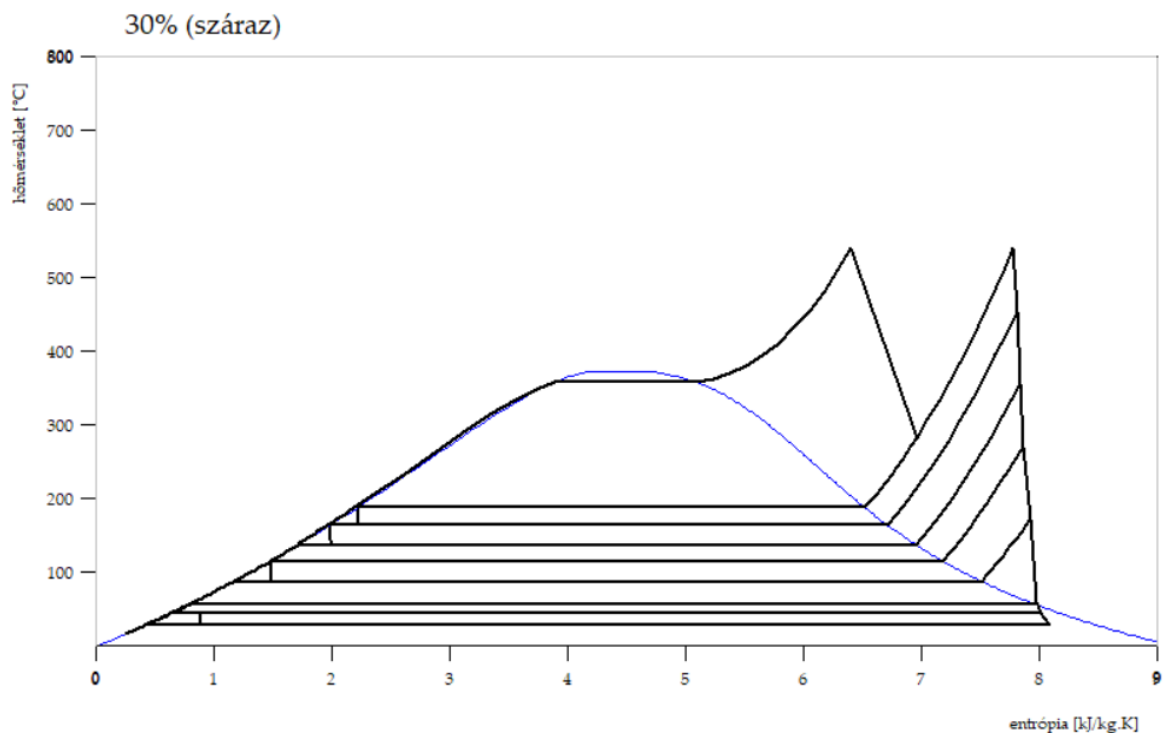
14. ábra – A 85% részterhelésű üzemállapot T - s diagramja száraz hűtőtornyos hűtési rendszer esetén

A 60% részterhelésű üzemállapot T - s diagramja a 15. ábrán látható, ahol a vártaknak megfelelően a gőzparaméterek nyomásértékei tovább csökkennek.



15. ábra – A 60% részterhelésű üzemállapot T - s diagramja száraz hűtőtornyos hűtési rendszer esetén

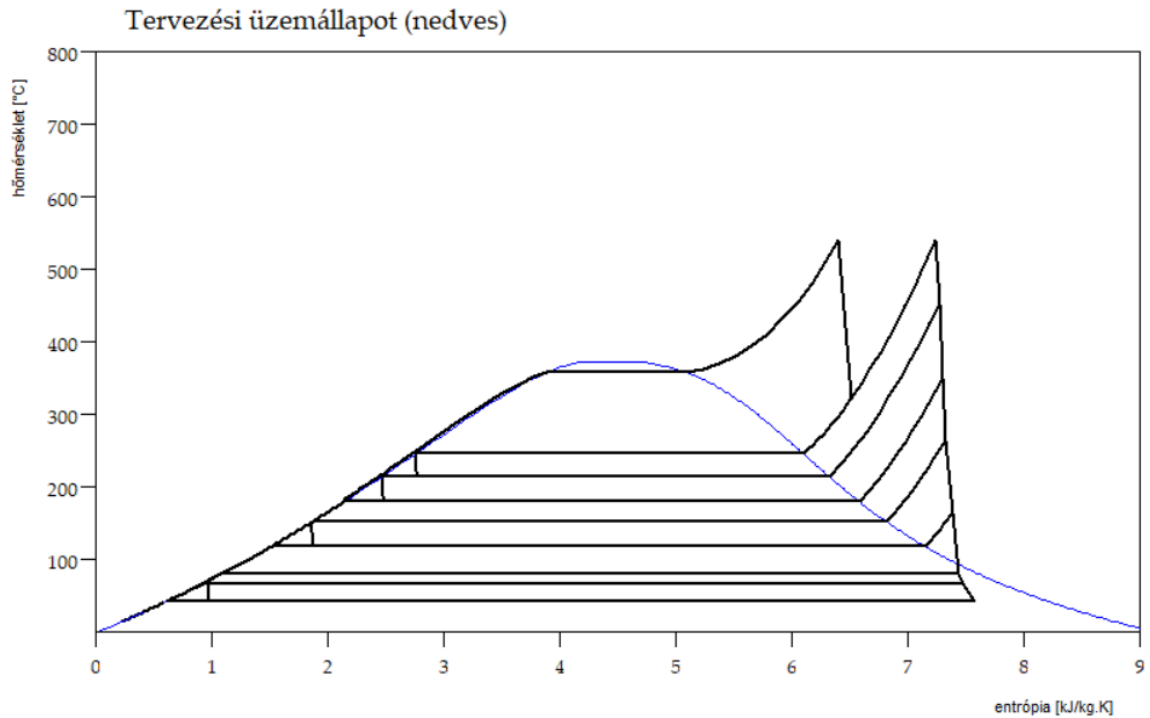
A 30% részterhelésű üzemállapot T - s diagramja a 16. ábrán látható. A legkisebb részterhelésű üzemállapotnak megfelelően a nyomásértékek jelentős csökkenése látható.



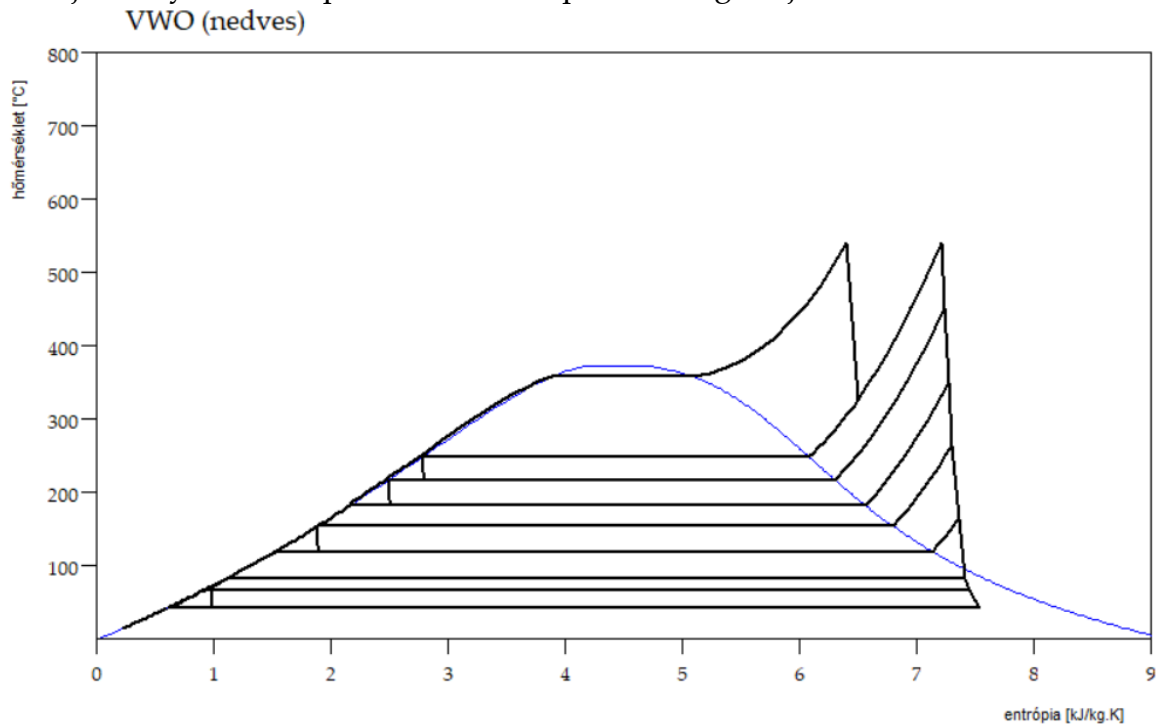
16. ábra – A 30% részterhelésű üzemállapot T - s diagramja száraz hűtőtornyos hűtési rendszer esetén

5.2. Nedves hűtőtornyos hűtőrendszer

A 17. ábrán látható a nedves hűtőtornyos hűtőrendszerrel felépített modell T - s diagramja. A frissgőzparaméterek, illetve a megcsapolások paraméterei sem mutatnak eltérést a névleges üzemállapotban a száraz modellhez képest.

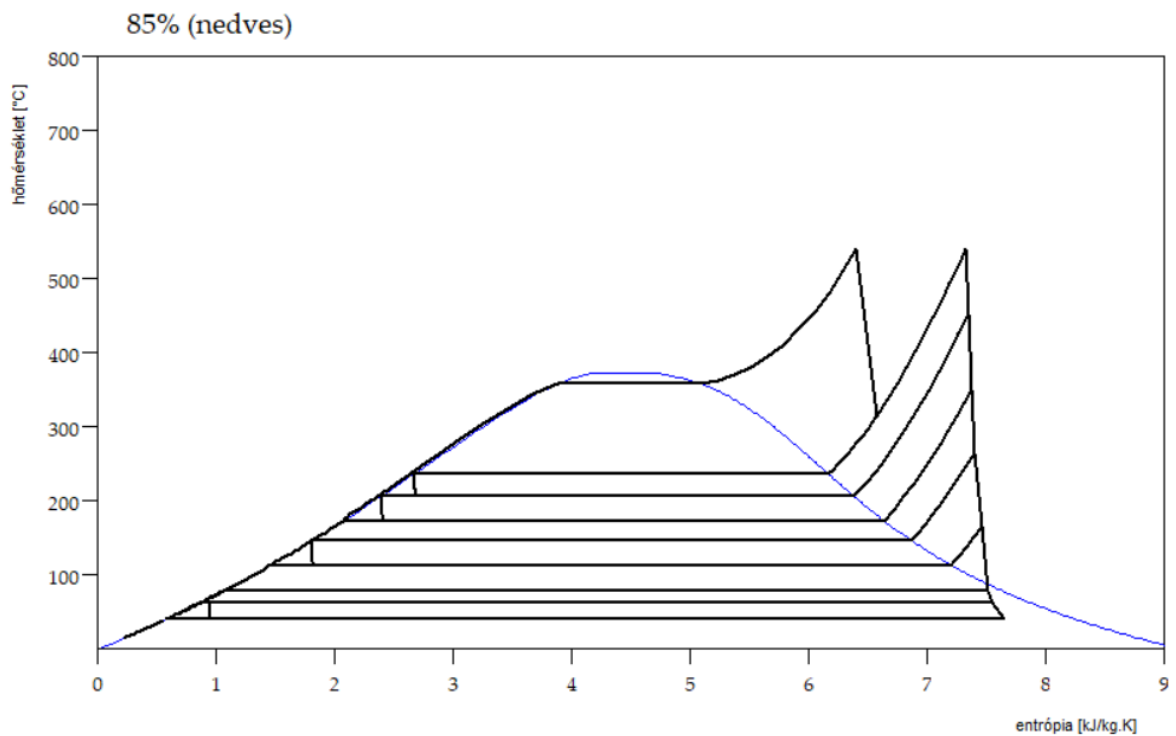


17. ábra – A névleges üzemállapot T - s diagramja nedves hűtőtornyos hűtési rendszer esetén
A teljesen nyitott szeleppállású üzemállapot T - s diagramja a 18. ábrán látható.

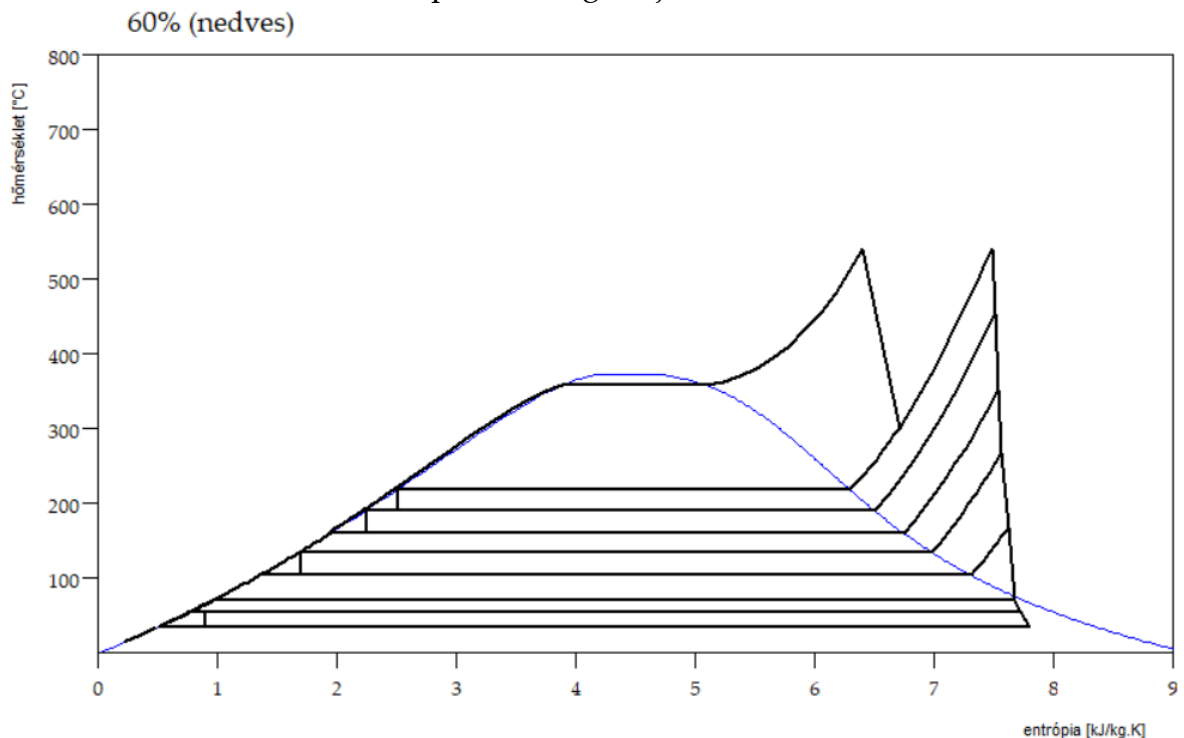


18. ábra – A VWO T - s diagramja nedves hűtőtornyos hűtési rendszer esetén

A 85% részterhelésű üzemállapot T - s diagramja a 19. ábrán látható. A részterhelési üzemállapotnak megfelelően a nyomás- és hőmérsékletértékek csökkennek a névleges üzemállapothoz képest, illetve összehasonlítva a száraz esettel a paraméterek értékei ~1%-kal magasabbak, ami a hűtőrendszer üzemvitelére vezethető vissza.

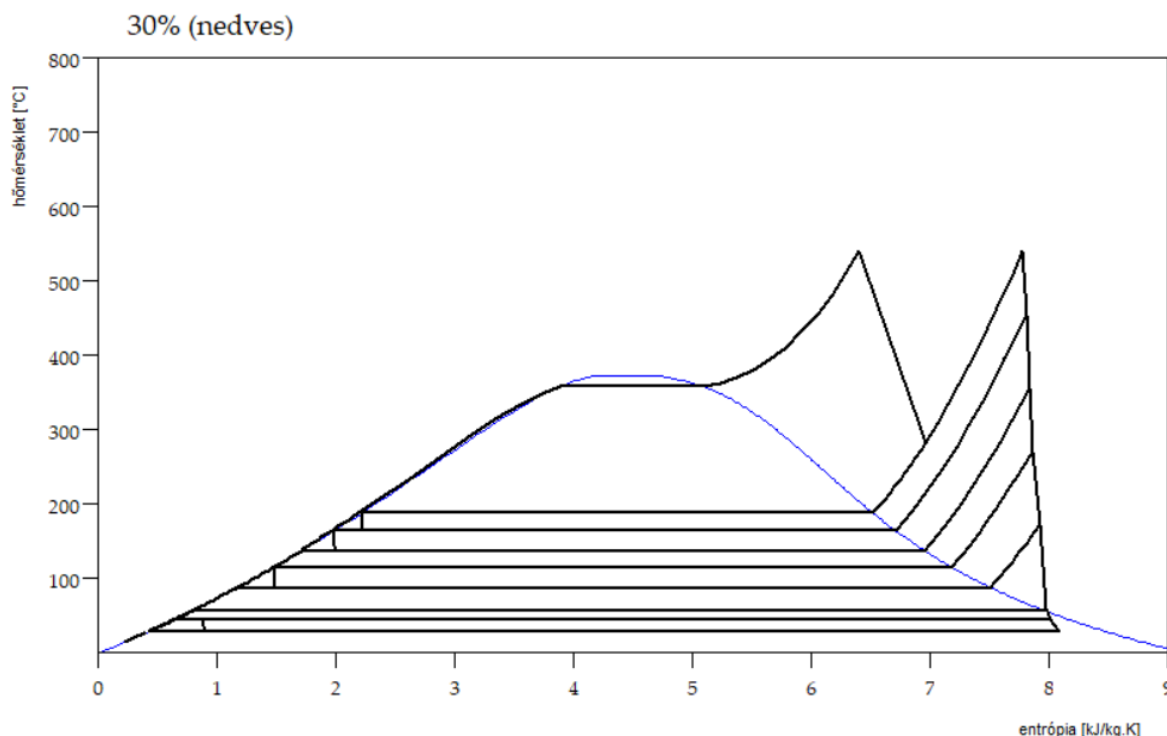


19. ábra – A 85% részterhelésű üzemállapot T - s diagramja nedves hűtőtornyos hűtési rendszer esetén
A 60% részterhelésű üzemállapot T - s diagramja a 20. ábrán látható.



20. ábra – A 60% részterhelésű üzemállapot T - s diagramja nedves hűtőtornyos hűtési rendszer esetén

A 30% részterhelésű üzemállapot T - s diagramja a 21. ábrán látható. A nedves modellek eredményeiről általánosságban elmondható, hogy a nyomás- és hőmérsékletparaméterek valamennyivel magasabbak a száraz modellek eredményeinél, de az eredeti hősémánál 5%-kal nagyobb eltérés sehol sem jelentkezik.



21. ábra – A 30% részterhelésű üzemállapot T - s diagramja nedves hűtőtornyos hűtési rendszer esetén

A modellek termodinamikai értékelése alapján kijelenthető, hogy azok megfelelnek az elvárt feltételeknek, és a körfolyamati paraméterek minden üzemállapotban a várt értékeket veszik fel.

A vizsgált üzemállapotokban a nyomás-, hőmérséklet- és entalpiaértékek száraz és nedves hűtőtornyos hűtés esetén is a valós hősémától maximum 2%-kal térnek el, ettől nagyobb eltérés csak a munkaközeg tömegáram értékeiben figyelhető meg, de az sem haladja meg az 5%-ot.

A részterhelési üzemállapotok előzetes elvárásainak megfelelően a megcsapolási nyomás- és hőmérséklet értékek csökkennek, illetve a turbínaszakaszokra eső entalpiaváltozás mértéke csökken. Továbbá alacsonyabb részterheléseken a nagynyomású turbínaszakasz entópiaprodukciója növekszik. Ez arra vezethető vissza, hogy a szabályozó fokozat a névleges üzemállapottól eltérő üzemállapotokban a turbina izentropikus hatásfokát jelentősen változtatja. A kis- és középnyomású szakaszon az átlagos hatásfokváltozás a különböző szakaszok eltérő üzemállapotaiban nem haladja meg az 5%-ot, míg a nagynyomású szakasz esetén a 32,6%-ot.

6. A KÜLSŐ HŐMÉRSÉKLET HATÁSA A GŐZKÖRFOLYAMAT HATÁSFOKÁRA ÉS AZ ENERGIATERMELÉSI POTENCIÁLRA

Az előző fejezetekben kifejtett eredményekből adódóan egy a környezetével összekötött, nyitott hűtési rendszer alkalmazása esetén a környezeti hőmérséklet jelentősen befolyásolja a kondenzációs gőzerőmű hatásfokának és ezzel együtt a kiadott villamos teljesítményének értékét. A hatásfokvizsgálat tekintetében fontos kiemelni, hogy mind a száraz mind pedig a nedves hűtőtorony vizsgálatánál tartalmazza az erőmű körfolyamati hatásfoka a gőzkörfolyamat (kondenzátum- és tápszivattyú) és a hűtési rendszer (hűtővíz keringtető szivattyú) önfogyasztását, azonban a kazán vagy egyéb gőzfejlesztő önfogyasztását figyelmen kívül hagyja, csak a fellépő nyomáscsökkenést veszi figyelembe, mivel annak teljes modellezésére nem állt rendelkezésre adat. A vizsgálatot a rendszermodell és a hűtőrendszert jellemző regressziós függvények segítségével iteratív módon végeztem el névleges, VWO, 85%, 60% és 30% üzemállapotra. A legalacsonyabb, 30%-os részterhelés csak elméleti eset, hiszen a kisnyomású turbinaszakasz utolsó lapátsorai nem biztos, hogy visszaáramlás miatti rezgések nélkül képesek elviselni. Az eredményekkel szembeni előzetes elvárásokat *W. Peng and O.K. Sadaghiani* [19], *S.he et al.* [20], [21] és *I. H. Njoku and O. E. Diemuodeke* [22] munkái alapján határoztam meg.

6.1. Száraz hűtőtornyos hűtőrendszer

A hatásfok, a kondenzátornyomás és a kiadott villamos teljesítmény változásának vizsgálatát a környezeti hőmérséklet függvényében az erőmű hősémája és a hozzá illesztett száraz hűtőtorony leíró modellje segítségével végeztem el. Az előzetes elvárás a vizsgálat kimenetelével kapcsolatban az, hogy a legmagasabb hatásfok a legalacsonyabb környezeti hőmérséklet és névleges üzemállapotban legyen elérhető.

6.1.1. NÉVLEGES ÜZEMÁLLAPOT

A névleges üzemállapotban az előzetes elvárásoknak megfelelően a legmagasabb körfolyamati hatásfokértékek adódtak. A vizsgált hőmérsékletekre kapott kondenzátornyomást, elvonandó hőmennyiséget, hatásfok és kinyerhető villamos teljesítmény értékeket a 6. táblázat mutatja.

6. táblázat – Névleges üzemállapot száraz hűtőtornyos hűtés esetén

t_a [°C]	-10	0	10	20	30	40
p_c [mbar]	18,50	36,18	63,58	111,17	190,59	313,30
Q [MW]	186,480	186,635	191,925	196,271	201,668	207,107
η	46,48%	45,88%	44,96%	43,75%	42,25%	40,74%
P [MW]	167,47	163,34	162,13	157,87	152,57	147,22

6.1.2. TELJESEN NYITOTT SZELEPÁLLÁSÚ ÜZEMÁLLAPOT (TÚLTERHELÉS)

Az 5% túlterhelési üzemállapotban a kiadott villamos teljesítmény mértéke növekszik, azonban a körfolyamati hatásfok értéke alacsony hőmérsékleteken csökken. Az eredményeket a 7. táblázat mutatja be.

7. táblázat – Teljesen nyitott szelepállású üzemállapot száraz hűtőtornyos hűtés esetén

t_a [°C]	-10	0	10	20	30	40
p_c [mbar]	19,59	38,07	66,83	116,80	200,06	328,28
Q [MW]	195,841	197,847	201,188	205,723	211,393	217,080
η	46,46%	45,93%	45,04%	43,84%	42,34%	40,83%
P [MW]	175,72	173,74	170,48	166,03	160,47	154,88

6.1.3. 85% RÉSZTERHELÉSI ÜZEMÁLLAPOT

85% részterhelési üzemállapotban a névleges üzemállapothoz képest kisebb hatásfokérték adódott, azonban ez az eltérés 1% alatt van. Ennek magyarázata, hogy a kis részterhelés esetén a turbinák izentropikus hatásfok változása még nem szignifikáns, és a kisebb, kondenzátorban elvonandó hőteljesítmény igény miatt az elérhető kondenzátornyomás alacsonyabb. Az eredményeket a 8. táblázat mutatja.

8. táblázat – 85%-os részterhelési üzemállapot száraz hűtőtornyos hűtés esetén

t_a [°C]	-10	0	10	20	30	40
p_c [mbar]	15,72	31,04	54,92	96,58	166,01	273,81
Q [MW]	160,455	62,881	165,997	169,950	174,501	179,204
η	46,48%	45,69%	44,69%	43,41%	41,94%	40,42%
P [MW]	144,13	141,74	138,70	134,82	130,35	125,72

6.1.4. 60% RÉSZTERHELÉSI ÜZEMÁLLAPOT

60% részterhelési üzemállapotban a névleges üzemállapottól való nagymértékű eltérés jelentősen befolyásolja a körfolyamati paramétereket, ezért a hatásfok értékek ennek megfelelően csökkennek a névleges és a 85% részterheléshez képest is. Az eredményeket a 9. táblázat mutatja.

9. táblázat – 60%-os részterhelési üzemállapot száraz hűtőtornyos hűtés esetén

t_a [°C]	-10	0	10	20	30	40
p_c [mbar]	11,78	23,28	42,00	75,04	130,00	214,94
Q₄ [MW]	117,423	119,815	122,485	125,573	128,943	132,365
η	46,17%	45,11%	43,92%	42,55%	41,06%	39,54%
P [MW]	104,38	102,01	99,42	96,38	93,05	89,68

6.1.5. 30% RÉSZTERHELÉSI ÜZEMÁLLAPOT

30% részterhelési üzemállapotban a kis részterhelés jelentős hatásfokcsökkenést eredményez a többi üzemállapothoz képest. Az eredményeket a 10. táblázat mutatja.

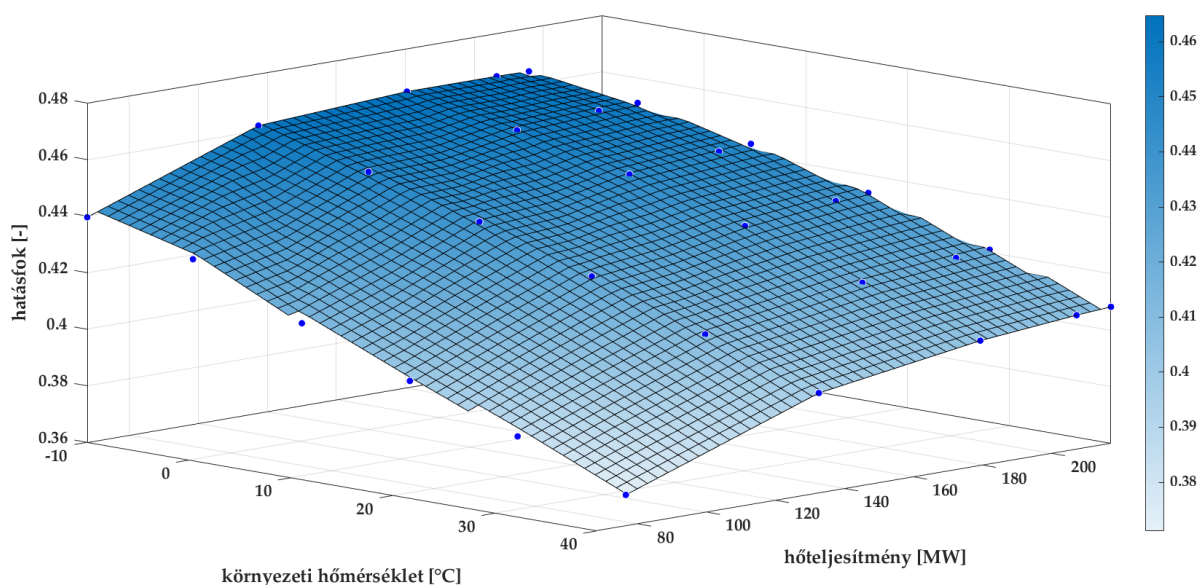
10. táblázat – 30%-os részterhelési üzemállapot száraz hűtőtornyos hűtés esetén

t_a [°C]	-10	0	10	20	30	40
$p_{c,4}$ [mbar]	7,82	16,47	29,56	53,05	92,92	155,32
Q_4 [MW]	67,776	68,939	71,000	72,814	74,548	76,412
η	43,96%	43,08%	41,40%	39,95%	38,58%	37,10%
P [MW]	56,66	54,85	53,22	51,40	49,47	47,53

6.1.6. EREDMÉNYEK ÁBRÁZOLÁSA

A táblázatos adatok vizuális bemutatása a következő ábrákon látható. Az eredmény adatpontokra illesztett lineáris interpoláció alkalmazásával kiadódó felület ábrázolását a MATLAB program [17] beépített fit parancsával [18] valósítottam meg. A diagramokon a kék pontok jelzik a számolt adatokat, a felület a közelítés eredménye.

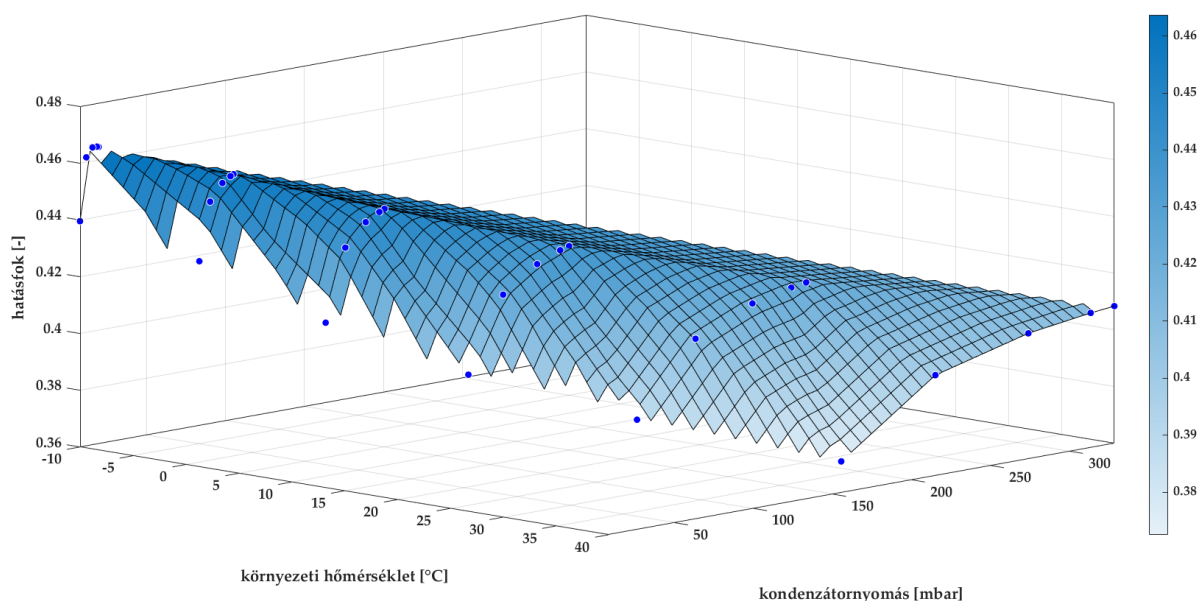
A 22. ábra bemutatja száraz hűtőtorony alkalmazása esetén a külső hőmérséklet és az elvonandó hőteljesítmény függvényében a körfolyamati hatásfok alakulását. A táblázatos adatoknak megfelelően a legmagasabb hatásfokértékek a legalacsonyabb külső hőmérsékletek és a névleges üzemállapothoz közeli terhelés esetén adódnak.



22. ábra – A körfolyamati hatásfok alakulása száraz üzemben a külső hőmérséklet és az elvonandó hőteljesítmény függvényében száraz hűtőtornyos hűtés esetén

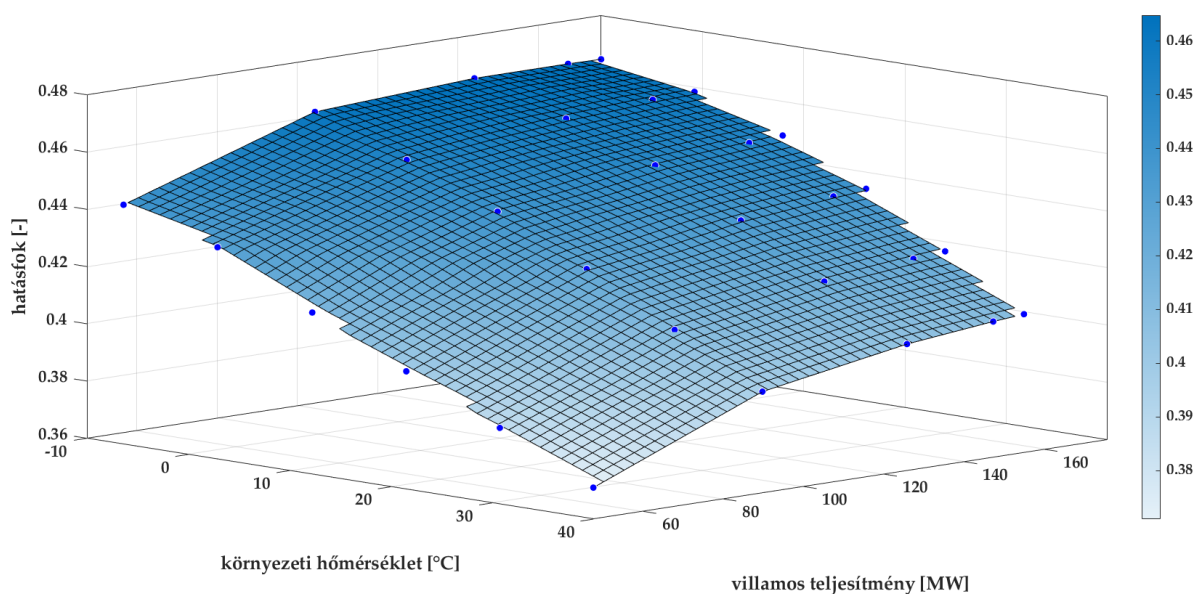
A 23. ábra a külső hőmérséklet és a kialakuló kondenzátornyomás függvényében a körfolyamati hatásfok alakulását ábrázolja száraz hűtőtorony alkalmazása esetén. Ez

is alátámasztja, hogy a legmagasabb hatásfokérték az alacsonyabb külső hőmérsékletek és a névleges üzemállapothoz közeli terhelés esetén adódik.



23. ábra – A körfolyamati hatásfok alakulása száraz üzemben a külső hőmérséklet és a kondenzátornyomás függvényében száraz hűtőtornyos hűtés esetén

A 24. ábra a külső hőmérséklet és a kiadott villamos teljesítmény függvényében a körfolyamati hatásfok alakulását ábrázolja száraz hűtőtorny alkalmazása esetén. Itt is látszik, hogy a legmagasabb hatásfok az alacsony külső hőmérsékletekhez és a névleges üzemállapot közelében van.



24. ábra – A körfolyamati hatásfok alakulása száraz üzemben a külső hőmérséklet és a kiadott villamos teljesítmény függvényében száraz hűtőtornyos hűtés esetén

6.2. Nedves hűtőtornyos hűtőrendszer

A hatásfok, a kondenzátornyomás és a kiadott villamos teljesítmény változásának vizsgálatát a környezeti hőmérséklet függvényében az erőmű hősémája, és a száraz hűtőtorny leíró modelljének segítségével illesztett nedves hűtőtorny modell alkalmazásával végeztem el. Az előzetes elvárás a vizsgálat kimenetelével kapcsolatban a száraz esettel megegyezően az, hogy a legmagasabb hatásfok a legalacsonyabb környezeti hőmérséklet és a névleges üzemállapotban érhető el.

Fontos kiemelni, hogy a szoftver nem tudja megfelelően közelíteni, a 0°C környezeti hőmérséklet és az az alatti részterhelési üzemállapotokat, így ezekben az esetekben ~2-3 mbar kondenzátor nyomásemelkedés észlelhető. Ennek az oka, hogy a nedves tornyok mindig a ködmezőben üzemelnek, illetve, hogy a jegesedés csökkentése, vagy szinten tartására intézkedéseket kell tenni, melyet a 4.3 fejezetben részletesebben bemutattam, de a modell nem tudja megfelelően kezelni.

6.2.1. NÉVLEGES ÜZEMÁLLAPOT

A névleges üzemállapotban az előzetes elvárásoknak megfelelően a legmagasabb körfolyamati hatásfokértékek adódtak. Az eredményeket a 11. táblázat mutatja be.

11. táblázat – Névleges üzemállapot nedves hűtőtornyos hűtés esetén

t_a [°C]	-10	0	10	20	30	40
p_c [mbar]	18,42	36,08	63,42	110,93	190,20	312,74
Q [MW]	185,853	188,138	191,467	195,851	201,266	206,724
η	46,23%	45,59%	44,66%	43,44%	41,93%	40,41%
P [MW]	167,20	164,96	161,71	157,42	152,12	146,79

6.2.2. TELJESEN NYITOTT SZELEPÁLLÁSÚ ÜZEMÁLLAPOT (TÚLTERHELÉS)

Az 5% túlterhelési üzemállapotban a kiadott villamos teljesítmény mértéke növekszik, a bevezetett hőtelijsítmény növelésével természetesen növekszik. Az eredményeket a 12. táblázat mutatja be.

12. táblázat – Teljesen nyitott szelepállású üzemállapot nedves hűtőtornyos hűtés esetén

t_a [°C]	-10	0	10	20	30	40
p_c [mbar]	19,51	38,00	66,67	116,56	199,68	327,72
Q [MW]	195,208	197,483	200,741	205,316	211,005	216,711
η	46,22%	45,65%	44,75%	43,53%	42,02%	40,51%
P [MW]	175,43	173,46	170,03	165,55	159,98	154,40

6.2.3. 85% RÉSZTERHELESI ÜZEMÁLLAPOT

85% részterhelési üzemállapotban a névleges üzemállapothoz képest kisebb hatásfokértékek adódtak. A vizsgált hőmérsékletekre kapott kondenzátornyomások, elvonandó hőmennyiségek, hatásfok és kinyerhető villamos teljesítmény értékek a 13. táblázatban láthatók.

13. táblázat – 85%-os részterhelési üzemállapot nedves hűtőtornyos hűtés esetén

t_a [°C]	-10	0	10	20	30	40
p_c [mbar]	16,00	30,93	54,74	96,30	165,58	273,15
Q [MW]	159,842	162,306	165,441	169,419	173,995	178,716
η	46,18%	45,38%	44,36%	43,07%	41,59%	40,06%
P [MW]	143,79	141,38	138,32	134,43	129,95	125,33

6.2.4. 60% RÉSZTERHELESI ÜZEMÁLLAPOT

60% részterhelési üzemállapotban a névleges üzemállapottól való nagymértékű eltérés miatt a hatásfok jelentősen csökken. A vizsgált hőmérsékletekre kapott kondenzátornyomás, elvonandó hőmennyiség, hatásfok és kinyerhető villamos teljesítmény értékek a 14. táblázatban szerepelnek.

14. táblázat – 60%-os részterhelési üzemállapot nedves hűtőtornyos hűtés esetén

t_a [°C]	-10	0	10	20	30	40
p_c [mbar]	14,00	23,19	41,83	74,78	129,61	214,35
Q₄ [MW]	117,351	119,225	121,884	125,001	128,428	131,854
η	45,58%	44,75%	43,57%	42,18%	40,66%	39,13%
P [MW]	103,67	101,84	99,24	96,19	92,86	89,49

6.2.5. 30% RÉSZTERHELESI ÜZEMÁLLAPOT

30% részterhelési üzemállapotban a kis részterhelés jelentős hatásfokcsökkenést eredményez a többi üzemállapothoz képest. A vizsgált hőmérsékletekre kapott kondenzátornyomás, elvonandó hőmennyiség, hatásfok és kinyerhető villamos teljesítmény értékek a 15. táblázatban találhatók.

15. táblázat – 30%-os részterhelési üzemállapot nedves hűtőtornyos hűtés esetén

t_a [°C]	-10	0	10	20	30	40
p_{c4} [mbar]	11,00	16,36	29,25	52,49	92,15	154,28
Q₄ [MW]	66,847	67,869	69,519	71,373	73,349	75,340
η	43,72%	42,90%	41,58%	40,09%	38,51%	36,91%
P [MW]	55,79	54,79	53,18	51,36	49,43	47,49

6.2.6. A PÓTVÍZÁRAM MENNYISÉGE

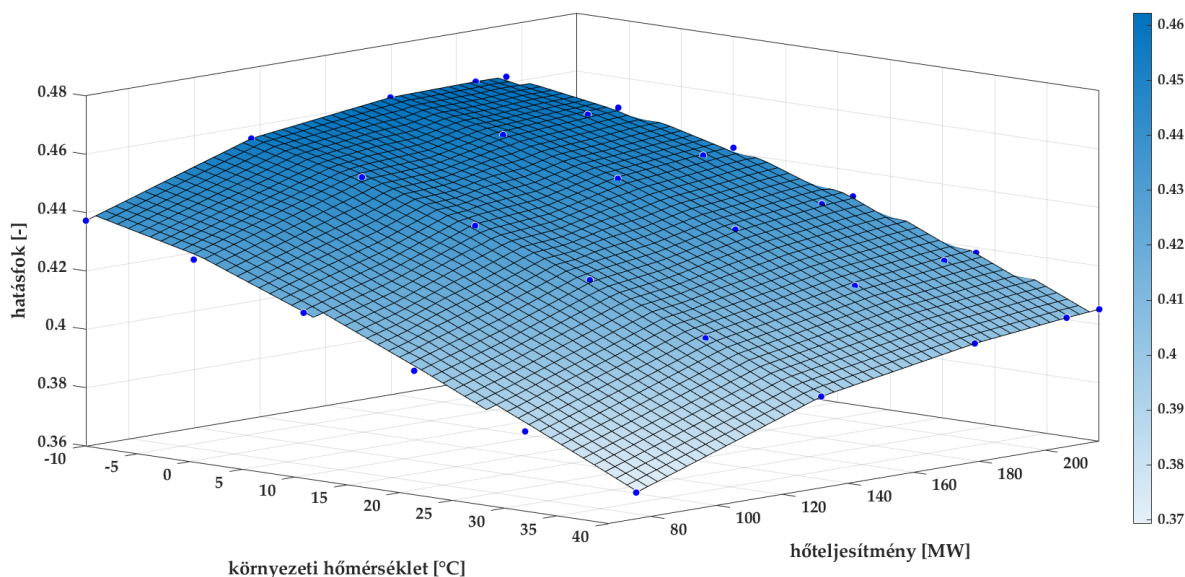
Nedves hűtőtornyos hűtés esetén szükség van az elpárolgott vízmennyiség folyamatos pótlására. Ennek mértékét a 16. táblázat mutatja meg.

16. táblázat – A pótvízáram mennyisége különböző üzemállapotokban

t_a [°C]	-10	0	10	20	30	40
m_{nominal} [kg/s]	5,39	25,01	51,78	67,66	84,39	101,57
m_{vwo} [kg/s]	5,99	26,41	54,30	70,86	88,31	106,23
$m_{85\%}$ [kg/s]	2,17	20,01	44,51	59,08	74,34	90,07
$m_{60\%}$ [kg/s]	3,84	11,61	32,38	44,76	57,72	71,09
$m_{30\%}$ [kg/s]	3,21	3,18	18,23	27,28	36,78	46,64

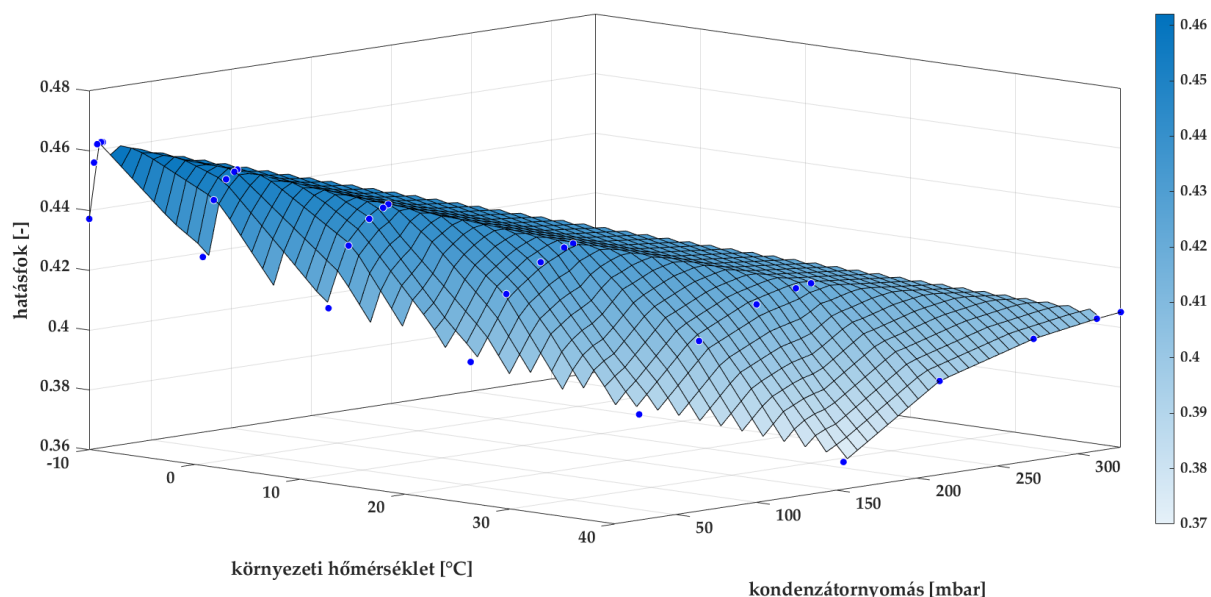
6.2.7. AZ EREDMÉNYEK ÁBRÁZOLÁSA

Az eredmények ábrázolását a száraz esethez hasonlóan MATLAB segítségével végeztem el. A 25. ábra mutatja nedves hűtőtornyos alkalmazása esetén a külső hőmérséklet és az elvonandó hőteljesítmény függvényében a körfolyamati hatásfok alakulását.



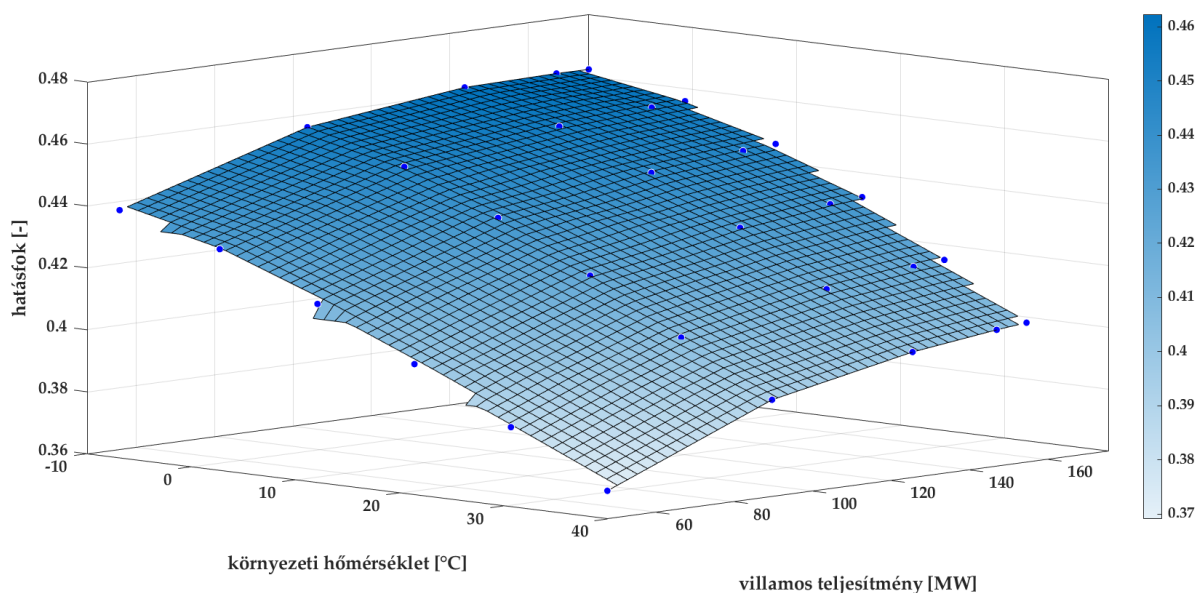
25. ábra – A körfolyamati hatásfok alakulása száraz üzemben a külső hőmérséklet és az elvonandó hőteljesítmény függvényében nedves hűtőtornyos hűtés esetén

A 26. ábra a külső hőmérséklet és a kialakuló kondenzátornyomás függvényében a körfolyamati hatásfok alakulását ábrázolja nedves hűtőtornyos alkalmazása esetén.



26. ábra – A körfolyamati hatásfok alakulása száraz üzemben a külső hőmérséklet és a kondenzátornyomás függvényében nedves hűtőtornyos hűtés esetén

A 27. ábra a külső hőmérséklet és a kiadott villamos teljesítmény függvényében a körfolyamati hatásfok alakulását ábrázolja száraz hűtőtorony alkalmazása esetén.



27. ábra – A körfolyamati hatásfok alakulása száraz üzemben a külső hőmérséklet és a kiadott villamos teljesítmény függvényében nedves hűtőtornyos hűtés esetén

A száraz hűtőtorony alkalmazása esetén tett megállapítások itt is helytállóak, miszerint a legmagasabb hatásfokértékek a táblázatos adatoknak megfelelően alacsony környezeti hőmérséklet és a névleges üzemállapothoz közeli terhelési szinten érhetőek el.

7. GAZDASÁGI ÉRTÉKELÉS

Az eredmények kiértékelése után elvégeztem, a száraz és nedves hűtőtorony beruházási költségeinek összehasonlítását. A vizsgálat elvégzéséhez *Richard Turton et al.* [23] és *William M. Vataavuk* [24] munkáját használtam fel.

A dolgozatomban elkészítések során rendelkezésemre álló adatokból elkészítettem felépítettem a körfolyamat és hűtési rendszer termodinamikai modelljét. A folyamatleírás eredményeként a szoftver a számításokhoz szükséges alapvető paramétereken túl, mint ki- és belépő csővezetékek esetén a tömeg- és térfogatáram, nyomás és hőmérséklet, szivattyú esetén a felvett villamos teljesítmény, illetve kondenzátor esetén a hőátadó felület nagyságának meghatározására is képes. A paraméterek ismeretében elkészítettem egy tanulmány jellegű beruházási költség-számítást a két különböző hűtőrendszerre vonatkozóan.

Fontos kiemelni, hogy a számítás, amely csupán a főberendezésekre koncentrál, a végső beruházási költség szempontjából +40% és -25% közötti [23] becslést ad. Ennek háttérében az áll, hogy a berendezéseket összekötő csővezetékek, a működtetéshez és szabályozáshoz szükséges szelepek és villamos berendezések, a berendezések körül levő tartó- és épületszerkezetet, valamint egyéb kiegészítő, de működtetéshez elengedhetetlen infrastruktúra beruházási költségét a közelítés nem veszi figyelembe. Tekintve, hogy a költségfüggvények a valós piaci folyamatokat csak részben és időben eltolva követik le abszolút értékben nem biztos, hogy reálisak, de mivel azonos módszer alapján kerül meghatározásra a két torony költsége, a relatív költséghányad értékes információt ad.

A számításokhoz ipari költségadatok nem álltak rendelkezésemre, ezért a könyvben [23] szereplő 2001-ben, CEPCI 397 mellett megállapított egyes berendezésekre vonatkozó beruházási költségek a számítás kiindulási alapjai.

A CEPCI (Chemical Plant Cost Index) egy dimenziótlan szám, melyet beruházási költség korszerűsítésre használnak egy múltban létesített vegyi üzem költségét határozza meg jelen időre az infláció és defláció figyelembevételével. A költségindex a kiválasztott időszak aktuális ára összehasonlítva a bázisidőszak árával. Mivel a nyersanyag-, energia-, termék-, munkaerő- és építési költségek eltérő ütemben változnak a költségindex ezen változások lekövetésével és egymással szembeni összehasonlításával ad egy általános vegyi üzem beruházási költségeire vonatkozó adott időszakra vonatkozó értéket. A CEPCI használható hosszú távú költségvetés és beruházási szerződések készítéséhez.

7.1. A számítás menete

A főberendezések beruházási költsége 7.1.1. egyenlet szerint határozható meg.

$$\log_{10} C_p^0 = K_1 + K_2 \log_{10}(A) + K_3 [\log_{10}(A)]^2 \quad (7.1.1)$$

ahol:

- C_p^0 : atmoszférikus nyomáson üzemelő, szénacélból készült berendezés beszerzési költsége
- K_1, K_2, K_3 : a berendezésre vonatkozó költségfüggvény paraméterei
- A : kapacitás vagy méretre vonatkozó paraméter, jellemző adat

7.2. A száraz és nedves hűtőtorony beruházási költsége

A száraz hűtőtorony beruházási költségeinél figyelembe vettem a keverő kondenzátort, a keringtető szivattyút, a rekuperációs vízturbinát, a 120 méter magas száraz hűtőtoronyt és a torony alján elhelyezkedő víz-levegő hőcserélőket. A nedves hűtőtorony beruházási költségeinél figyelembe vettem a felületi kondenzátort, a keringtető szivattyút, és a 102 méter magas nedves hűtőtoronyt.

Tekintve, hogy a költségadatok 2001-ben lettek meghatározva 397-es CEPCI értéke mellett, ezt át kellett számolni a 2024-es CEPCI = 800 [25] értékre. A 7.1.1 egyenlet alapján a számítás, valamint a költségindex korrekció eredményeit a 17. táblázat foglalja össze.

17. táblázat – A száraz és nedves hűtőtoronyos rendszer beszerzési költsége

száraz		nedves	
CEPCI = 397	CEPCI = 800	CEPCI = 397	CEPCI = 800
\$ (2001)	\$ (2024)	\$ (2001)	\$ (2024)
20.040.030	40.382.932	11.864.149	23.907.605

Heller-féle száraz hűtőtoronynál a beruházási költség jelentős része a Forgó-féle apróbordás hőcserélők, illetve a torony felépítése. A számított beruházási költség nagyságrendileg elfogadható.

A nedves toronyoknál fontos megjegyezni, hogy a vízelosztás és hűtőbetétre vonatkozó adatok hiányban a számolt beruházási költség nem tartalmazza, így a nedves hűtőtorony beruházási költségének számítása még továbbfejlesztésre szorul. Az eredményből látszik, hogy az alacsonyabb torony és a kevesebb berendezés jelentős költségcsökkenést eredményez.

Általánosságban kijelenthető, hogy a beruházási költségszámítás első lépéseként kapott eredménynek kezdetnek elfogadhatóak, a várt tendenciát követik. Nedves torony építése a beruházási költségek szempontjából minden esetben gazdaságosabb. Üzemeltetés szempontjából a pótvízáram folyamatos biztosítása jelentős költséget eredményez. Ez a költségelem vízhiányos területen akár végtelennek is tekinthető és ilyen esetben a magasabb beruházási költség ellenére gazdaságilag versenyképes a száraz hűtőtoronyos hűtési technológia.

8. ÖSSZEFOGLALÁS

A dolgozatban áttekintettem az erőművek általános működését fókuszálva a hőelvonás alrendszerre, azon belül a száraz hűtőtornyos, Heller-rendszerre, valamint nedves hűtőtornyos hűtőrendszerre és azok a körfolyamati hatások befolyásoló szerepére. Az egyenletek bemutatják, hogy a környezeti hőmérséklet közvetlenül meghatározza a kondenzátornyomást, mely hatással van a körfolyamati hatások és a kiadott villamos teljesítmény értékére, mind száraz és nedves hűtőtornyos hűtőrendszer esetén.

A hatásokvizsgálatot egy konvencionális gőzerőmű hősémája alapján felépített termodinamikai modell, és a száraz hűtőrendszert leíró jelleggörbék segítségével végeztem el. A száraz modell és a jelleggörbék meghatározták az erőmű igény jelleggörbét, mely a nedves rendszerhez illesztve, a száraz esettel megegyező kondenzátornyomást feltételezve iteráció útján kiadta a nedves torony magasságát. Ezt követően futtattam a száraz és a nedves modellt különböző üzemi állapotokban a kiszámított légáramokkal. Iteratív számítások után megkaptam az összes üzemi állapotra a vizsgált környezeti hőmérsékletek mellett szükséges elvonandó hőteljesítmény értékét, mely a regressziós illesztés segítségével meghatározta az elérhető legkisebb kondenzátornyomás értékét. Ezt követően a modell számította a kinyerhető villamos teljesítményt és a körfolyamati hatások értékét. A modellezés során az eredeti körfolyamat pontosabb közelítése miatt a turbinák viselkedését az eredeti hősémából kiolvasott hatásokváltozás szerint programoztam.

Az eredményeket tekintve mindkét hűtőrendszer esetén az elérhető legnagyobb hatásokértékek a névleges és ahhoz közeli üzemi állapot esetén alacsony környezeti hőmérséklet adódtak. Ennek hátterében az áll, hogy energetikai berendezéseket a névleges üzemi állapotra választják ki és az alacsony környezeti hőmérséklet alacsonyabb kondenzátornyomást eredményez. Továbbá látható, hogy a rendszer nagyobb részterhelésre rosszabbul reagál, mely a nagy nyomású turbinaszakasz izentropikus hatásfokának szignifikáns változásával magyarázható.

A gazdasági értékelés alapján kijelenthető, hogy a nedves torony beruházási költsége alacsonyabb az alacsonyabb torony és egyszerűbb kialakítás miatt, azonban olyan helyeken, ahol a vízutánpótlás nem megoldható a száraz hűtőtornyok magasabb beruházási költségei ellenére versenyképesek lehetnek.

A bemutatott eredmények alapján kijelenthető, hogy az optimális hűtőrendszer választás kulcsfontosságú kérdés az erőművek tervezésekor. A környezetvédelmi célok és a vízhasználat globális szinten történő szabályozásával előtérbe kerülnek a kis vízfogyasztással járó erőművi hűtőrendszerek alkalmazása, azonban a választás mindig egy műszaki-gazdasági optimum alapján történik. A vizsgálat segítségével kapcsolatot teremtettem a környezeti hőmérséklet és a körfolyamati hatások között különböző hűtőrendszerek esetén.

9. FELHASZNÁLT FORRÁSOK

1. MOLNÁR ANNA JUDIT (2021): *Természetes huzatú száraz hűtőrendszerű erőmű termodinamikai modellezése*. Szakdolgozat
2. BÜKI GERGELY (2004): *Erőművek*. Műegyetemi Kiadó, Budapest. ISBN 963 420 788 X
3. BÜKI GERGELY (1997): *Energetika*. Műegyetemi Kiadó, Budapest. ISBN 963 420 533 X
4. BIHARI PÉTER (2002): *Erőművek*
5. GERSE KÁROLY (2017): *Gőzturbinák* kiadta: Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Energetikai Gépek és Rendszerek Tanszék. ISBN 978-963-313-270-8
6. DR. KÖRNYEI TAMÁS (2005): *Termodinamika*. Műegyetemi Kiadó
7. D.G. KRÖGER SC.D. (1998): *Air-cooled Heat Exchangers and Cooling Towers – Thermal-flow Performance Evaluation and Design*. University of Stellenbosch, Department of Mechanical Engineering
8. GÁCS IVÁN – KATONA ZOLTÁN (1998) *Környezetvédelem (Energetika és levegőkörnyezet)*
9. GRÓF GYULA (1999): *Hőközlés (Ideiglenes jegyzet)*
10. DR. KULLMANN LÁSZLÓ (2017): *Áramlástechnikai gépek*
11. ASIMPTOTE, "Cycle-Tempo Introduction: A Program for Thermodynamic Modeling and Optimization of Energy Conversion Systems"
12. ASIMPTOTE, "Cycle-Tempo Reference guide"
13. ASIMPTOTE, "Cycle-Tempo Technical notes"
14. ASIMPTOTE, "Cycle Tempo Operation Manual"
15. R. MAHENDRA, C. G. WIRATAMA, A. SETIYAWAN, AND P. U. PEMBANGKITAN JAWA BALI MUARA KARANG, "Simulation of Effects Off Service Closed Feedwater Heater on Steam Power Plant Performance Using Cycle Tempo 5.0," doi: 10.1088/1757-899X/1096/1/012113.
16. NICO WOUDESTRA, THEO WOUDESTRA, ARMANDO PIRONE, TEUS VAN DER STELT., "Thermodynamic evaluation of combined cycle plants," *Energy Conversion and Management* Volume 51, Issue 5, May 2010, Pages 1099-1110, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.12.016>
17. MATLAB dokumentáció: <https://www.mathworks.com/help/matlab/>
18. MATLAB fit függvény: <https://www.mathworks.com/help/curvefit/fit.html>
19. W. PENG AND O. K. SADAGHIANI, "Presentation of an integrated cooling system for enhancement of cooling capability in Heller cooling tower with thermodynamic analyses and optimization," *Int. J. Refrig.*, vol. 131, pp. 786–802, Nov. 2021, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2021.07.016.
20. S. HE, H. GURGENCI, Z. GUAN, K. HOOMAN, Z. ZOU, AND F. SUN, "Comparative study on the performance of natural draft dry, pre-cooled and wet cooling towers," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 99, pp. 10*3–113, Apr. 2016, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG. 2016.01.060.
21. S. HE, Z. GUAN, H. GURGENCI, I. JAHN, Y. LU, AND A. M. ALKHEDHAIR, "Influence of ambient conditions and water flow on the performance of pre-cooled natural draft dry cooling towers," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 66, no. 1–2, pp. 621–631, May 2014, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG. 2014.02.070.
22. I. H. NJOKU AND O. E. DIEMUDEKE, "Techno-economic comparison of wet and dry cooling systems for combined cycle power plants in different climatic zones," *Energy Convers. Manag.*, vol. 227, Jan. 2021, doi: 10.1016/J.ENCONMAN. 2020.113610.
23. RICHARD TURTON, JOSEPH A. SHAEIWITZ, DEBANGSU BHATTACHARYYA, WALLACE B. WHITING „*Analysis Synthesis and Design of Chemical Processes*-Pearson Education (2018)" Fifth Edition, ISBN-13: 978-0-13-417740-3, ISBN-10: 0-13-417740-1
24. WILLIAM M. VATAVUK, „*Updating the CE Plant Cost Index*", Chemical Engineering www.che.hu, January 2002. available:https://www.chemengonline.com/Assets/File/CEPCI_1_01-2002.pdf
25. CHEMICAL PLANT COST INDEX: <https://www.chemengonline.com/site/plant-cost-index/>