

**BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM**  
**GÉPÉSZMÉRNÖKI KAR**  
**ÉPÜLETGÉPÉSZETI ÉS GÉPÉSZETI ELJÁRÁSTECHNIKA TANSZÉK**



**KISS GYULA RICHÁRD**  
**TDK DOLGOZAT**

**Hőközponti rendszerek szimulációja a primer visszatérő hőmérséklet  
csökkentésének céljából**

Témavezető:

*Dr. Szánthó Zoltán*  
egyetemi docens

Konzulens:

*Dr. Horváth Miklós*  
egyetemi docens

**Budapest, 2024**

## TARTALOMJEGYZÉK

|                                                                                                                                                   |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Jelölések jegyzéke .....                                                                                                                          | ii |
| 1. Bevezetés.....                                                                                                                                 | 1  |
| 2. Szakirodalmi áttekintés .....                                                                                                                  | 1  |
| 2.1. A modellezési módok .....                                                                                                                    | 2  |
| 2.1.1. A White Box modellezés.....                                                                                                                | 2  |
| 2.1.2. A Grey Box modellezés.....                                                                                                                 | 2  |
| 2.1.3. A Black Box modellezés .....                                                                                                               | 3  |
| 2.2. A szimulációs szoftverek épületgépészeti alkalmazása.....                                                                                    | 3  |
| 2.2.1. TRNSYS.....                                                                                                                                | 4  |
| 2.2.2. DesignBuilder.....                                                                                                                         | 5  |
| 2.2.3. MATLAB Simulink.....                                                                                                                       | 5  |
| 2.3. Távhő alközpontok kapcsolása.....                                                                                                            | 8  |
| 2.4. A melegvíztárolás modellezése .....                                                                                                          | 17 |
| 3. Módszertan .....                                                                                                                               | 19 |
| 3.1. A vizsgált hőközponti kapcsolások .....                                                                                                      | 20 |
| 3.2. A modellezési módszer.....                                                                                                                   | 23 |
| 3.3. A szimulációs módszer.....                                                                                                                   | 27 |
| 3.4. Bemenő és kinyert adatok feldolgozása .....                                                                                                  | 28 |
| 3.5. A vizsgált HMTV fogyasztási és cirkulációs tömegáramok.....                                                                                  | 30 |
| 4. Eredmények.....                                                                                                                                | 32 |
| 4.1. A v1 kapcsolású hőközpont összefoglaló működése a szimulációs eredmények alapján .....                                                       | 32 |
| 4.2. A hőközponti kapcsolások összehasonlítása a primer visszatérő hőmérsékletre a különböző fogyasztások és cirkulációs tömegáramok esetén ..... | 47 |
| 5. Összefoglalás.....                                                                                                                             | 51 |
| 6. Summary .....                                                                                                                                  | 52 |
| 7. Irodalomjegyzék.....                                                                                                                           | 53 |

## JELÖLÉSEK JEGYZÉKE

### Latin betűk

| Jelölés   | Megnevezés, megjegyzés, érték | Mértékegység       |
|-----------|-------------------------------|--------------------|
| $\dot{m}$ | tömegáram                     | $kg/s$             |
| $\dot{V}$ | térfogatáram                  | $m^3/s$            |
| $p$       | nyomás                        | Pa                 |
| $Q$       | hőteljesítmény                | W                  |
| $A$       | felület                       | $m^2$              |
| $U$       | hőátadási tényező             | $W/(m^2 \cdot K)$  |
| $a$       | Nusselt-szám együtthatója     | —                  |
| $b$       | Nusselt-szám együtthatója     | —                  |
| $c$       | Nusselt-szám együtthatója     | —                  |
| $Re$      | Reynolds-szám                 | —                  |
| $N$       | szegmentek száma              | —                  |
| $Pr$      | Prandtl-szám                  | —                  |
| $G$       | geometriát kifejező szám      | $m^2$              |
| $k$       | átlagos hőátadási tényező     | $W/(m^2 \cdot K)$  |
| $D$       | tetszőleges átmérő            | $m$                |
| $S$       | tetszőleges keresztmetszet    | $m^2$              |
| $K$       | nyomáscsökkenés együtthatója  | Pa                 |
| $T$       | hőmérséklet                   | K                  |
| $V$       | folyadék térfogata            | $m^3$              |
| $M$       | folyadék tömege               | $kg$               |
| $u$       | entalpia                      | J                  |
| $I$       | folyadék impulzusa            | $kg/(s^2 \cdot m)$ |
| $h$       | entalpia                      | J                  |
| $c_p$     | izobár fajhő                  | $J/(kg \cdot K)$   |

### Görög betűk

| Jelölés   | Megnevezés, megjegyzés, érték | Mértékegység    |
|-----------|-------------------------------|-----------------|
| $\lambda$ | hővezetési tényező            | $W/(m \cdot K)$ |
| $\mu$     | dinamikai viszkozitás         | Pas             |
| $\nu$     | kinematikai viszkozitás       | $m^2/s$         |
| $\rho$    | sűrűség                       | $kg/m^3$        |
| $\phi$    | energiaáramlás                | $J/s$           |
| $\beta$   | köbös hőtágulási együttható   | $1/K$           |
| $\alpha$  | izobár hőtágulási együttható  | $1/K$           |

## Indexek, kitevők

| Jelölés          | Megnevezés, értelmezés |
|------------------|------------------------|
| 0,1,2, ...       | sorszám                |
| $A, B, C, \dots$ | az elem csomjai        |
| avg              | átlagos                |
| work             | munka                  |
| seg              | szegment               |
| TL               | termikus folyadék      |
| ref              | referencia             |
| thres            | küszöb                 |
| main             | fő                     |
| min              | minimum                |
| side             | oldal                  |
| c                | kritikus               |
| -                | átlagos                |

## 1. BEVEZETÉS

A távhőrendszerek működésének egyik kulcsfontosságú kihívása az energiatakarékosság növelése, amit részben az alacsonyabb hőmérsékletű hőforrások hasznosításával érhetünk el. Az új energiahatékonysági célok és a fenntarthatóság iránti növekvő igények lehetőséget adnak arra, hogy a távhőrendszerek az eddigieknél alacsonyabb hőfokszinten is működjenek. Az alacsonyabb hőmérsékletű hőforrások, például hulladékhő, a távhőszolgáltatásban is hasznosíthatók, különösen a fogyasztói igények csökkenése és a modern épületgépészeti megoldások alkalmazása révén. A primer visszatérő hőmérsékletének megfelelő mértékű kihűtése lehetővé teszi a 30-60 °C közötti tartományban rendelkezésre álló hulladékhő hasznosítását, ezen hőforrások kihasználásához elengedhetetlen a szekunder fűtési visszatérő közeg minél jobb kihűtése, valamint fontos szempont, hogy a HMV előállítás minél nagyobb mértékben befolyással legyen a primer visszatérő hőmérsékletének csökkenésére. A hőközponti kapcsolások és üzemvitel szimulációja alkalmas lehetőségnek tűnik a primer visszatérő hőmérséklet csökkentésének vizsgálatára. Ez kritikus fontosságú mind az energiahatékonyság javítása, mind az üzemeltetési költségek mérséklése és a környezeti hatások csökkentése szempontjából, ami alapvető EU-s törekvés. A központosított hőellátó rendszerek, mint a távfűtés, nagyobb léptékben szolgáltatnak hőenergiát városi és ipari szinten, amely folyamat során a primer kör folyamatosan biztosítja a hőenergia áramlását a hőtermelő és a fogyasztói egységek között, ezen lépték miatt fontos ennek a vizsgálata. A visszatérő hőmérséklet csökkentése azonban nem csupán az energiahatékonyságra hat pozitívan, hanem elősegíti a berendezések hosszabb élettartamát, csökkenti a hővesztéseket és közvetett módon hozzájárul a széndioxid-kibocsátás mérsékléséhez, valamint lehetőséget ad a különböző hőmérsékletű hulladékhők hasznosítására egyaránt.

A szimulációs modellek lehetőséget nyújtanak a hőközponti rendszerek működési paramétereinek és beállításainak finomhangolására. Az optimális működés feltételeinek elemzése révén ezek a modellek alkalmasak arra, hogy különböző forgatókönyveket vizsgáljunk meg, és olyan döntéseket hozzunk, amelyek hozzájárulnak a rendszer hatékonyságának maximalizálásához. A megfelelő szimulációk segítségével számos paraméter, például a használati melegvíz (HMV) tároló, a hőcserélők viselkedése, a szabályzási és a fogyasztói szokások befolyásoló hatása is vizsgálható.

TDK dolgozatomban célja, hogy MATLAB Simulink környezetben, egyszerűsített szimulációs modell kidolgozásával, bemutassam, milyen hatással van a hőközponti elemek kapcsolása és viselkedése a primer visszatérő hőmérséklet csökkentésére változó cirkulációs tömegáramok és HMV fogyasztások mellett. A dolgozat további célja, hogy betekintést nyújtson a szimulációs eszközök és modellezési technikák világába, hangsúlyt fektetve a valós adatok alapján történő modellezés és kalibráció fontosságára.

## 2. SZAKIRODALMI ÁTTEKINTÉS

A vizsgálatok elvégzéséhez mindenképpen szükséges áttekinteni a szimulációs technikák módszertanát, továbbá elengedhetetlen a hőközponti kapcsolások áttekintése is. A vizsgálni kívánt kapcsolások HMV tárolót is tartalmaznak, így ennek modellezése is szakirodalmi körütekintést igényel. A primer visszatérő hőmérsékletének alakulása szempontjából más kutatások által elért eredményeket is meg kell vizsgálni, hogy ezek alapján az általam készített modellt megfelelő kontextusba tudjam helyezni.

## 2.1. A modellezési módok

A szimuláció során a modellezés módját gyakran különböző „doboz” (Box) típusokkal jellemezhetjük, amelyeket az adott modell átláthatósága, azaz az alkotóelemeinek megismerhetősége szerint különböztetünk meg. A White (fehér), Grey (szürke) és Black (fekete) Box modellek mindegyike eltérő fokú ismereteket és adatokat igényel a rendszer működéséről, ezért különböző helyzetekben és célokra használhatóak.

### 2.1.1. A WHITE BOX MODELLEZÉS

A White Box modellezés olyan megközelítés, amelyben a rendszer belső működését teljes mértékben ismerjük és részletesen leírjuk. Ez a módszer a rendszer fizikai alapelveire és matematikai egyenleteire támaszkodik és pontosan leírja annak viselkedését [1].

Jellemzői az átláthatóság, azaz a rendszer minden belső komponense, kapcsolata és működési elve ismert és dokumentált. A modellek gyakran differenciálegyenletek, vagy egyéb matematikai formulák segítségével írják le a rendszer dinamikáját. Fizikai alapelveket tekintve a modellek a rendszer fizikai tulajdonságaira és törvényeire épülnek, ilyen lehet például a hőtani és áramlástanai viselkedés leírása. Előnye a nagyfokú pontosság: a részletes ismeretek lehetővé teszik a rendszer viselkedésének pontos előrejelzését. Hátránya a komplexitás, ezért a részletes modellezés gyakran bonyolult és időigényes folyamat. Nagy mennyiségű adat és részletes ismeret szükséges a modell elkészítéséhez, ezek pedig általában nem állnak rendelkezésre. A modell létrehozása és validálása sok időt vehet igénybe [1].

Egy épületgépészeti példát tekintve: egy épület épületgépészeti rendszerének White Box modellje tartalmazná az összes komponens (például ventilátorok, légszűrők, hőcserélők) hőtani és áramlástanai tulajdonságait és működési elveit, valamint az ezek közötti matematikai kapcsolatokat átláthatóan.

Összefoglalva a White Box modellezés a legnagyobb pontosságot és részletességet kínálja a rendszerek modellezésében, lehetővé téve a mélyreható elemzést és optimalizálási lehetőséget. Ugyanakkor az összetettség és az adatigény miatt ez a megközelítés rendkívül idő- és erőforrásigényes lehet. Ezért a White Box modellezést általában akkor alkalmazzák, amikor a rendszer működésének pontos és részletes ismerete kritikus fontosságú a tervezés és üzemeltetés során, ilyen lehet például egy berendezés üzemvitelének vizsgálata a gyártó szempontjából.

### 2.1.2. A GREY BOX MODELLEZÉS

A Grey Box modellezés köztes megközelítést jelent a White Box és a Black Box modellezés között. A módszer alkalmazásakor nem szükséges, hogy teljes egészében leírjuk a rendszer belső működését és szerkezetét. A Grey Box modellek a rendszer fizikai jellemzőin és empirikus adatokon alapulnak, kombinálva a White Box és Black Box modellezés elemeit [2].

A Grey Box modellek a fizikai törvények és empirikus adatok kombinálásával finomhangolják a rendszert. Rugalmasak, könnyebben alkalmazhatók és finomhangolhatók, mint a White Box modellek, de pontosabbak a Black Box modelleknél, mivel figyelembe veszik a rendszer belső jellemzőit. Előnyük, hogy kevesebb erőforrást igényelnek, mint a White Box modellek, hátrányuk viszont, hogy korlátozott átláthatóságot biztosítanak és részletességük elmarad a White Box modellekétől [2].

Példa az épületgépészeti alkalmazásra. Egy épületgépészeti rendszer Grey Box modellje tartalmazhatná a fő komponensek (például kazánok, hőcserélők, szivattyúk) alapvető működési

elveit, de bizonyos paramétereket és viselkedési mintákat empirikus adatok alapján határozná meg, például a hőcserélő hőátadási paramétereit [2].

Összegezve elmondható, hogy a Grey Box modellezés kompromisszumot kínál a részletesség és a rugalmasság között, ötvözve a fizikai alapelvek és az empirikus adatok előnyeit. Ez a megközelítés különösen hasznos olyan esetekben, amikor a rendszer részletes belső működésének ismerete nem teljes, de elegendő adat áll rendelkezésre a pontos és használható modell kialakításához.

### 2.1.3. A BLACK BOX MODELLEZÉS

A Black Box modellezés olyan megközelítés, ahol a rendszer belső működése nem ismert vagy nem szükséges ismerni. Ehelyett a modellt a rendszer bemeneti és kimeneti adatai alapján működik. A Black Box modellezés empirikus adatokra és tapasztalati ismeretekre támaszkodik és egyszerűbb matematikai vagy statisztikai modelleket alkalmaz [3].

Jellemzője az ismerethiány, a rendszer belső szerkezete és működése ismeretlen, vagy eltekintünk tőle. A modell alapja a rendszer bemeneti és kimeneti adatainak elemzése. A rendszer úgy tekinthető, mint egy fekete doboz, amelybe bemenetek kerülnek és kimenetek jönnek ki, anélkül, hogy tudnánk, mi történik belül. Előnye az egyszerűség, azaz gyorsan és könnyen létrehozható, mivel nem igényel részletes ismereteket a rendszer belső működéséről. Széles körben alkalmazható különböző rendszerekre, mivel csak a bemeneti és kimeneti adatokra támaszkodik. Kevesebb adat és erőforrás szükséges a modell elkészítéséhez, mint a részletesebb modellezési módszereknél. Hátránya, hogy nem nyújt betekintést a rendszer belső folyamataiba és összetevőibe, ami megnehezítheti a hibaelhárítást és az optimalizálást [3].

Egy alkalmazhatóság lehet a gépi tanulás, ami egy neurális hálózat, amely Black Box modelleként működik, ahol a hálózat bemeneti adatok alapján generál kimeneti eredményeket anélkül, hogy a belső működés pontos mechanizmusai ismertek lennének [3].

A Black Box modellezést épületgépészeti alkalmazhatóságban egy gyors közelítő számítás-ként lehet elképzelni, amely nem ad pontos értékeket és a rendszer pontos ismerete sem szükséges hozzá, mert a bemeneti és kimeneti adatokra optimalizálja a működését. Ezekhez a modellekhez általában szükséges a gépi tanulás alkalmazása.

A White, Grey, és Black Box modellek közötti választás során a szimuláció célja, a rendelkezésre álló adatok mennyisége, valamint a kívánt pontosság és megbízhatóság játssza a fő szerepet. A hőközponti rendszerek esetében a White Box modell hasznos lehet a részletes hőtani és áramlástanai folyamatok megértéséhez, míg a Grey Box modell lehetőséget nyújt a gyorsabb és költséghatékonyabb szimulációra, ha a rendszer minden részlete nem ismert. A Black Box modell alkalmas lehet előzetes, gyors előrejelzésekhez vagy olyan esetekben, ahol nagy mennyiségű bemeneti és kimeneti adat áll rendelkezésre, de a rendszer részletes ismerete nem hozzáférhető vagy nem szükséges. Ezek alapján dolgozatomban a Grey Box modellt fogom alkalmazni, mivel a rendszer számos eleme nem ismert, de egyszerűsítésekkel figyelembe vehető és a Black Box modellhez képest mélyebb megértést szeretnék tenni, hogy milyen folyamatok vezetnek a primer visszatérő hőmérséklet változásaihoz.

## 2.2. A szimulációs szoftverek épületgépészeti alkalmazása

Az épületgépészetben számos szimulációs szoftver létezik, ezek közül a korábbi kutatásaim alkalmával a TRNSYS, a DesignBuilder és a MATLAB Simulink szoftverekkel ismerkedtem

meg. Ezen kutatások során tapasztaltam, hogy az általam kívánt épületgépészeti rendszerek szimulációjára a TRNSYS és a DesignBuilder csak korlátozottan alkalmas, azonban a MATLAB Simulink esetén még nem ütköztem ilyen akadályokba.

### 2.2.1. TRNSYS

A TRNSYS (Transient System Simulation Tool) egy moduláris szimulációs szoftver, amelyet a termikus rendszerek és energiarendszerek részletes elemzésére és szimulálására használnak. A szoftvert a University of Wisconsin–Madison Solar Energy Laboratory fejlesztette ki, és széles körben alkalmazzák az épületgépészet, a megújuló energiaforrások és a fenntartható energiarendszerek területén[4].

A program moduláris felépítése lehetővé teszi a felhasználók számára, hogy egyedi rendszereket és folyamatokat modellezzenek. A szoftver számos előre definiált komponenst tartalmaz, amelyek kombinálhatók egymással és testreszabhatók. A TRNSYS különféle típusú rendszereket képes modellezni, beleértve az épületenergetikai rendszereket, napenergiás rendszereket, hőszivattyúkat, hűtési rendszereket és még sok más, de akár a rendszerek kombinációját is képes kezelni. A felhasználók hozzáférhetnek a forráskódhoz, ami lehetővé teszi a szoftver egyéni testreszabását és kiterjesztését a speciális igényeknek megfelelően, azonban ehhez programozási ismeret is szükséges. A szoftver használata és beállítása összetett, különösen kezdő felhasználók számára[4].

A TRNSYS-t többek között az alábbi alkalmazási területeken lehet használni:

- Az épületek energiafogyasztásának és termikus viselkedésének szimulálása és optimalizálása [4].
- Napelemes és Napkollektoros rendszerek, hőszivattyúk, szélenergia és egyéb megújuló energiaforrások integrált szimulációja [4].
- Integrált energiarendszerek tervezése és optimalizálása, beleértve a kombinált hő- és villamosenergia-rendszereket [4].
- Széles körben alkalmazzák kutatási projekteken és innovációs fejlesztésekben az energiahatékonyság és fenntarthatóság növelése érdekében [4].

A jelen témában korábban már végeztem szimulációkat a TRNSYS szoftverrel, amelyek alapján elmondható, hogy rendkívül sokoldalú és hatékony szimulációs eszköz, ami lehetővé teszi az épületenergetikai és egyéb rendszerek részletes és pontos elemzését. Modularitása, rugalmassága és testreszabhatósága miatt széles körben alkalmazható a kutatás, fejlesztés és gyakorlati tervezés területén. Ugyanakkor a szoftver használata komplex, számos beépített modell elem korlátozott működésű vagy hiányos, nagy időtávú szimulációk nehezen vagy egyáltalán nem futtathatóak, ezért megfelelő szakértelem és forrás szükséges a hatékony alkalmazáshoz.

A korábbi kutatásaim alapján, amelyeket szintén hőközpontokra végeztem, a szivattyús blokkot nehezen lehetett használni, az adatok importálása és exportálása során is korlátokba ütköztem. Nem sikerült az Excel-es adatsorok integrálása, valamint az eredmények ábrázolásához szükséges adatok exportálása. Azonban a szimulációs eredményeket tekintve a cirkuláció tömegáramának változtatásával  $0,5\text{ °C}$  primer visszatérő hőmérsékletváltozást tapasztaltam. A programban a HMV puffertároló modellezése igen problémás volt, ugyanis nem tudta kiszámítani, hogy éppen melyik csonkon kell a tárolóba érkeznie és melyiken távoznia a folyadéknak. Ehhez külön vezérlési egyenletek meghatározására volt szükség, ami számos korlátot és hiba-lehetőséget tartalmazhat a változó kapcsolások mellett futtatott szimulációk esetén.

### 2.2.2. DESIGNBUILDER

A DesignBuilder egy fejlett épületenergetikai szimulációs szoftver, amelyet az épületek energiahatékonyságának elemzésére és optimalizálására használnak. A szoftver egy grafikus felhasználói felületet biztosít az EnergyPlus szimulációs motorhoz és számos eszközt kínál az épületek tervezéséhez, energetikai elemzéséhez és környezetvédelmi értékeléséhez [5].

A tervezési és szimulációs folyamat során lehetőség van a geometria, az anyagok, az épülettechnikai rendszerek és a világítás részletes beállítására egyaránt. A szoftver alkalmas a részletes energiafogyasztás, hőterhelés és komfortelemzések készítésére különböző időjárási feltételek mellett. A szimulációs futtatás során lehetővé válik a szoláris nyereség és árnyékolás elemzése, valamint a napelemes rendszerek integrációjának vizsgálata. A programban elérhető a belső terek komfortelemzése, beleértve a hőmérséklet, páratartalom és levegőminőség (CO<sub>2</sub>) szimulációját, de akár CFD vizsgálatokat is folytathatunk, amellyel láthatóvá válik a tér átöblítésének mértéke. Alkalmas az épületek életciklus-költségeinek elemzésére, az energiafogyasztás és fenntartási költségek számítására. Bár a szoftveres felület könnyen használható, a részletes szimulációk pontos beállítása mégis időigényes és szakértelmet igényel [5].

Alkalmazási területei lehetnek:

- Új épületek tervezése és meglévő épületek energiahatékonyságának javítása [5].
- Zöld épületek tervezése és értékelése, beleértve a LEED és BREEAM minősítéseket [5].
- Széles körben alkalmazzák oktatási intézményekben és kutatóközpontokban az épületenergetikai szimulációk területén [5].
- Az épületek energetikai auditjának elkészítése és a potenciális energiatakarékossági intézkedések azonosítása [5].

A korábbi kutatásaim során használtam már a DesignBuilder szoftvert. Ennek során egy erőteljes és sokoldalú épületenergetikai szimulációs szoftvernek ismertem meg, amely az EnergyPlus szimulációs motort használja, ezáltal az eredmények pontosnak mondhatóak. A szoftver használata bizonyos szintű szakértelmet és tanulást igényel, mivel számos beállítási lehetőség áll rendelkezésre. A program hátrányaként említhető, hogy jelenleg az épületgépeszeti rendszerkialakításokat tekintve erősen korlátos, bonyolult és összetett kapcsolásokat nehezen vagy egyáltalán nem lehet vele vizsgálni, továbbá nehéz a mélységi szimulációs adatok kinyerése, ami szükséges lehet egy optimalizációs folyamathoz vagy hibakereséshez.

### 2.2.3. MATLAB SIMULINK

A MATLAB Simulink egy grafikus programozási környezet, amelyet a MathWorks fejlesztett ki. A Simulink a MATLAB-ra épül és lehetővé teszi a rendszerek dinamikus modellezését, szimulációját és analízisét. Széles körben alkalmazzák a mérnöki és tudományos területeken, főként a beágyazott rendszerek, vezérlőrendszerek, kommunikációs rendszerek és energetikai rendszerek fejlesztésében [6].

A Simulink grafikus felhasználói felületet biztosít a rendszerek blokkvázlatos modellezéséhez, ahol a felhasználók vizuálisan építhetik fel és módosíthatják a modelleket (grafikus programozás). Szoros integrációt képez a MATLAB-bal, amely lehetővé teszi a MATLAB szkriptek és függvények használatát a Simulink modellekben, azonban ehhez további programozási ismeret szükséges. Számos előre definiált blokk és eszköz áll rendelkezésre a minta könyvtárak-

ban, amelyek különféle mérnöki és tudományos alkalmazásokhoz használhatók, de lehetőségünk van saját blokkokat is létrehozni, amelyekhez szintén bizonyos fokú programozói tudás szükséges [6].

A szoftverben a rendszerek dinamikus modellezése és szimulációja lehetséges, ideértve a folyamatos, a diszkrét és a hibrid rendszereket is. A vezérlőrendszerek tervezése és analízise is lehetséges, például a PID szabályozókat, állapotviszacsatolásokat és optimalizáló vezérlőket is vizsgálhatjuk vele. A számítógépes szimulációk futtatása valós időben vagy gyorsított módokban történhet. Az esemény vezérelt szimulációk végrehajtására is lehetőséget ad, amelyek a rendszerek diszkrét események alapján történő változásait modellezik. Az automatikus kódgenerálás a beágyazott rendszerek számára kedvező, ezek a rendszerek lehetővé teszik a modellek közvetlen implementálását a különböző hardverplatformokon [6].

A Simulink előnye, hogy rugalmasan alkalmazható számos mérnöki és tudományos területen, különböző típusú rendszerek modellezésére. A grafikus felhasználói felület intuitív és felhasználóbarát, megkönnyíti a modellezési folyamatot, számos használatot segítő leírás áll rendelkezésre. Szoros integrációt képez a MATLAB-bal és más MathWorks termékekkel, ami lehetővé teszi a különféle eszközök és könyvtárak használatát, de más külső szoftverekkel is használható. Az automatikus kódgenerálás és valós idejű szimulációk lehetősége jelentős idő- és költségmegtakarítást eredményezhet egy fejlesztés során [6].

Alkalmazási területei:

- Járművezérlő rendszerek, hajtáslánc szimulációk, és autonóm járműrendszerek fejlesztése [6].
- Repülőgép vezérlőrendszerek, szimulációs modellek és repülési dinamikai szimulációk [6].
- Villamosenergia-rendszerek, megújuló energiaforrások szimulációja, és energiatároló rendszerek modellezése [6].
- Robotvezérlő rendszerek, szimulációk, és kinematikai analízis [6].
- Digitális és analóg kommunikációs rendszerek tervezése és szimulációja [6].

A MATLAB Simulink professzionális szimulációs szoftver, ennek eredményeképpen a megfelelő pontosságú eredmények eléréséhez szükséges a véges elemes módszerek és a magasabb fokú matematika alapismerete. Rendkívül sokoldalú program, ennek révén a különböző rendszerek integrálása elvégezhető, ez a tulajdonsága alkalmassá teszi az összetett épületgépészeti rendszerek vizsgálatára és szabályzásának vizsgálatára. Ezek alapján megfelelőnek látom az általam vizsgált problémának a vizsgálatára. A részletezett szoftverek alkalmazhatóságát az 1. táblázatban foglalom össze, 1-től(rossz) 5-ig (nagyon jó) terjedő skálázással.

1. táblázat, A szoftverek összefoglalása

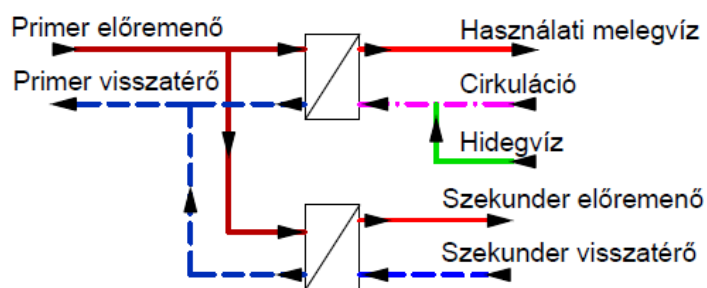
| Megnevezés                      | TRNSYS | DesignBuilder | MATLAB Simulink |
|---------------------------------|--------|---------------|-----------------|
| Felhasználói felület            | 2      | 5             | 4               |
| Árnyékolás megjelenítése        | 1      | 5             | 1               |
| Eredmények megjelenítése        | 1      | 4             | 5               |
| Részletes adatok kinyerése      | 4      | 3             | 5               |
| Egyszerű használat              | 3      | 5             | 4               |
| Modell elemek választéka        | 3      | 2             | 5               |
| Modell építés ideje             | 2      | 5             | 4               |
| Modell elemek működése          | 1      | 4             | 5               |
| Matematikai háttér láthatósága  | 5      | 3             | 5               |
| Ép. gépészeti kapcs. vizsgálata | 3      | 3             | 5               |
| Elérhető segédlet               | 2      | 4             | 5               |
| Adatok import. – exportálása    | 2      | 4             | 5               |
| Szimulációs idő                 | 4      | 5             | 4               |
| Pontszám összesen               | 33     | 52            | 57              |

### 2.3. Távhő alközpontok kapcsolása

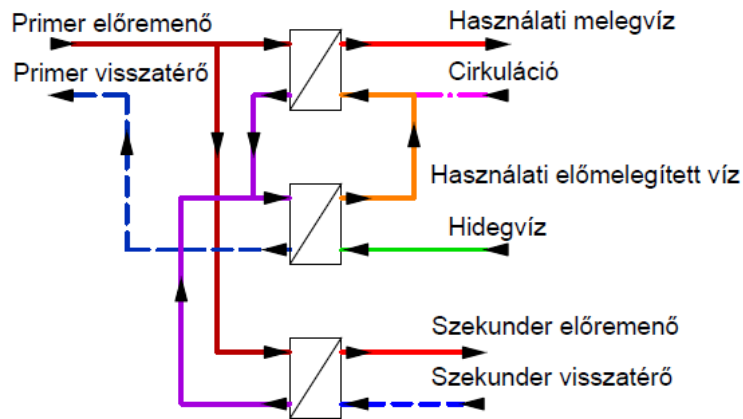
A Hőközponti kapcsolások vizsgálata kiemelten fontos a primer visszatérő hőmérséklet változásának szempontjából, mivel az eltérő kapcsolások eltérő működési jelleget mutatnak, ezáltal a primer visszatérő hőmérséklet változásának mértéke és dinamikája is eltérő lehet.

Jan Eric Thorsen és kollégái által készített tanulmány háttere, hogy az alacsony hőmérsékletű távfűtés alkalmazása jelentősen csökkenti a szén-dioxid kibocsátást és hozzájárul a klímacélok eléréséhez, mivel az alacsonyabb működési hőmérséklet könnyebbé teszi a megújuló energiaforrások integrálását. Az EU klímastratégiájában meghatározott célokkal összhangban a kutatás hangsúlyozza, hogy a fűtési rendszerek alacsony hőmérsékleten történő működtetése az épületek belső komfortjának csökkenése nélkül is kivitelezhető. A legújabb kutatások rámutatnak arra, hogy az épületek különféle hőszigetelési szintje mellett is alacsonyabb, akár 55 °C-os hőmérséklet is elegendő lehet a fűtési igény kielégítéséhez, míg extrém hideg időjárási körülmények között szükséges csak a hőmérséklet növelése [7]. A primer oldali hőmérséklet csökkenésnek a használati melegvíz termelés kiszolgálása szabhat korlátot a hagyományos rendszerkialakításokat tekintve.

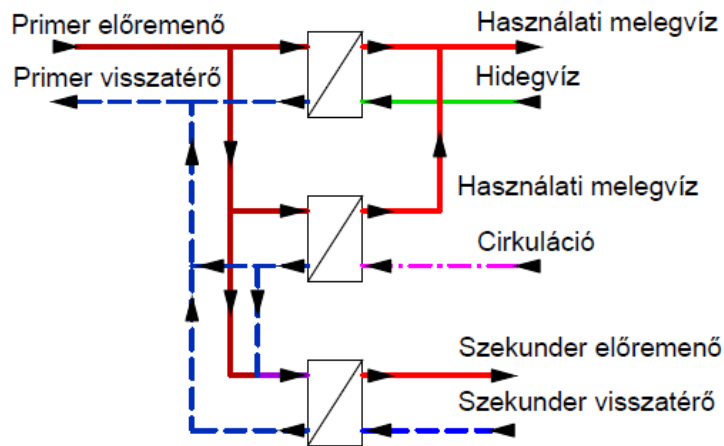
A kutatásban a negyedik generációs távfűtési hálózatokhoz illeszkedő innovatív utóhűtési koncepciót vizsgálták, amely többalakásos épületekben ígéretes megoldás lehet. A céljuk egy olyan hőközpont kialakítása volt, amely lehetővé teszi a távfűtési visszatérő hőmérséklet csökkentését, ezáltal növelve az energiahatékonyságot és csökkentve a hálózati hőveszteségeket. Az általánosan használt kapcsolást két hőcserélős esetre az 1. ábra mutatja, amíg a 2. ábra a három hőcserélős esetet mutatja be. A tanulmányukban bemutatott új rendszer különlegessége, amelyet a 3. ábra mutat, hogy az épületekben a HMV és a fűtéshez szükséges primer körök teljesen függetlenek, mindkettő saját hőcserélővel rendelkezik. Ennek eredményeképp a HMV primer kilépő hőmérsékletének egy részét vagy teljes egészét a fűtési rendszer primer oldali kapcsolása további hűtéssel csökkentheti, így a vizsgált épületek esetében a primer visszatérő hőmérséklet 5,4-8,3 °C-kal alacsonyabb lehet [7]. Az ábrák viszont nem térnek ki a szabályzási logikára, ami igen fontos lenne a kapcsolat jobb megértése miatt.



1. ábra, A két hőcserélős hőközponti kapcsolat [7] alapján



2. ábra, A három hőcserélős hőközponti kapcsolás [7] alapján



3. ábra, A módosított három hőcserélős "utóhűtési" kapcsolás [7] alapján

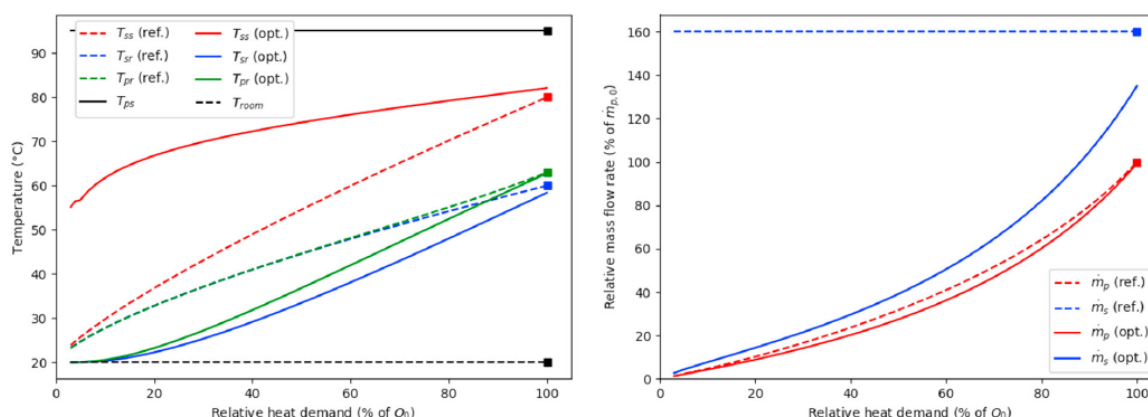
Az innovatív primer visszatérő hőmérséklet csökkentési megoldásokhoz kapcsolódó vizsgálatok során a kutatók több meglévő és energiatakarékos épületet elemeztek, melyekben különböző arányú használati melegvíz és cirkulációs hőveszteségeket tapasztaltak. Ez a megállapítás fontos, mivel a HMV rendszerek esetében gyakran nehéz elérni az alacsony visszatérő hőmérsékletet, ugyanis a HMV cirkuláció miatt magas hőmérsékletet kell fenntartani a baktériumok, például a Legionella, szaporodásának megakadályozása érdekében. Ennek eredményeképpen a cirkulációs visszatérő hőmérséklet általában 5 °C-os hőmérséklet különbséggel üzemel, amely növeli a rendszer energiaköltségeit. A primer visszatérő hőmérsékletcsökkentés egyik újabb alternatívája az utóhűtési megoldás, amely a HMV cirkuláció során keletkező magas primer visszatérő hőmérsékletet csökkenti azáltal, hogy azt a fűtési rendszer hőcserélőjén keresztül további hűtéssel vezetik vissza a távfűtési hálózatba [7].

A tanulmányban bemutatott eredmények alapján az utóhűtési rendszer a hagyományos három hőcserélős (két lépcsős) és két hőcserélős (párhuzamos) rendszerekhez képest is hatékonyabbnak bizonyult, mivel az éves átlagos primer visszatérő hőmérséklet 1,2-8,3 °C-os csökkentését eredményezte. A megoldás egyik kulcsa, hogy a visszatérő hőmérséklet csökkenése nem csak az energiaköltségeket csökkenti, hanem hozzájárul a hőtermelési hatékonyság növeléséhez is [7].

A kutatók további elemzéseket javasolnak a gyakorlati megvalósíthatóság és gazdasági életképesség tekintetében, tekintettel az olyan energiatakarékosági tarifák hatásaira, amelyek ösztönzik az alacsonyabb primer visszatérő hőmérsékletet fenntartó felhasználókat. A jövőbeni kutatások fókuszában állhat a koncepció gazdasági összehasonlítása más megoldásokkal, amelyek a különböző nemzeti standardokhoz igazodnak, valamint az üzleti modell fejlesztése olyan piacokon, ahol a hőtakarékosági ösztönzők kevésbé elterjedtek [7].

Tijs Van Oevelen és munkatársai a tanulmányukban részletes elemzést nyújtanak a távfűtési rendszerek primer visszatérő hőmérsékletének optimalizálási lehetőségeiről, amely alapvető tényező a hálózati hatékonyság javításában és az energiaveszteségek minimalizálásában. A kutatás célja olyan módszerek kidolgozása volt, amelyek a távfűtési hőközpontok szabályozása révén mérséklék a primer visszatérő víz hőmérsékletét. A kisebb visszatérő hőmérséklet jelentősen csökkenti a hálózati hőveszteségeket és megkönnyíti az alacsony hőmérsékletű megújuló energiaforrások, valamint a hulladékhők rendszerbe integrálását[8].

A kutatók egy hőközpont szabályozási stratégiáját dolgozták ki, amely a szekunder oldali előremenő hőmérséklet és tömegáram optimalizálására épít. Azt tapasztalták, hogy a hagyományos üzemeltetési stratégia szerint a szekunder hőleadók által igényelt előremenő hőmérséklet közel lineárisan változik, amíg a visszatérő arányosan és ehhez állandó szekunder oldali tömegáram tartozik, primer oldalon pedig állandó előremenő hőmérséklet. Az általuk optimálisnak tartott menetrend esetén a szekunder előremenő arányosan növekszik a hőigénnyel, a visszatérő közel lineárisan változik és ehhez változó szekunder tömegáramot társítottak, primer oldalon szintén állandó előremenőt feltételezve, mint az előzőekben. A modell alkalmazásával végzett szimulációk alapján az optimalizált szabályozás részterhelési állapotokban akár 9,9 °C-os visszatérő hőmérséklet-csökkentést is lehetővé tett, átlagosan pedig 6,0 °C-os csökkenést eredményezett. A primer oldali tömegáram szintén mérséklődött, amely átlagosan 7,6%-os csökkenést jelentett, ami a szivattyúk energiafogyasztásában akár 15-20%-os megtakarítást eredményezhet. Ezeket az összefüggéseket a 4. ábra mutatja [8].



4. ábra, A vizsgált rendszer hőmérséklet és tömegáram változása a relatív hőfogyasztás alapján [8]

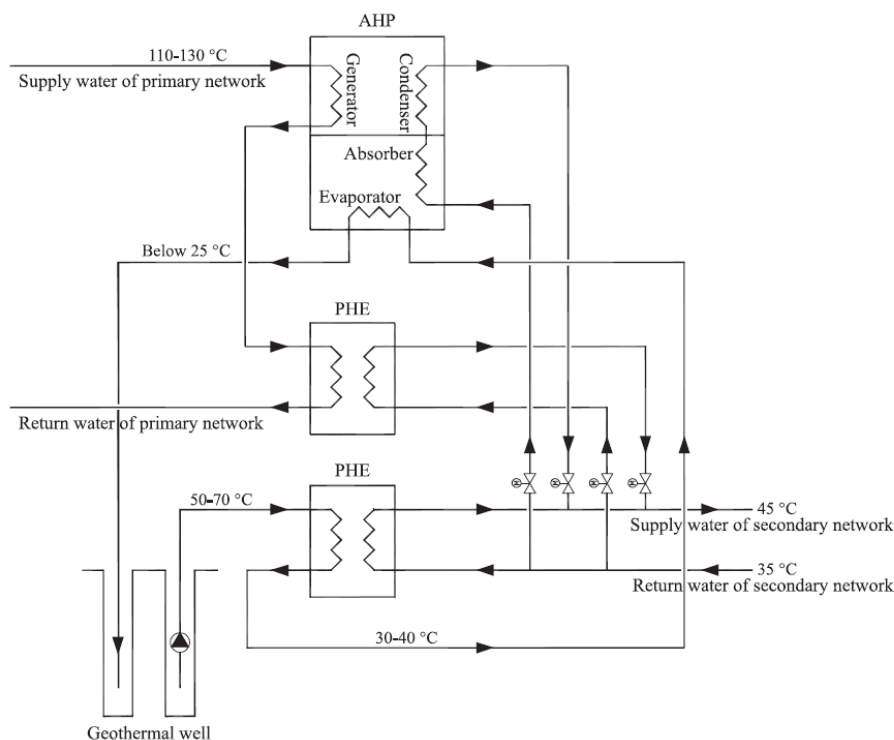
Az eredmények azt mutatják, hogy a magas hőmérsékletű hálózatok esetében a szabályozás optimalizálása hatékonyabb, mivel a hagyományos beállítások által okozott magasabb szekunder visszatérő hőmérsékletek lehetőséget kínálnak jelentősebb primer kihűtésre. A magas hőmérsékletű hőközpontban a hagyományos szabályozás mellett a primer visszatérő hőmérséklet átlagosan 44,6 °C volt, míg az optimalizált szabályozás 38,6 °C-ra mérsékelte azt. Ezzel szem-

ben az alacsonyabb hőmérsékletű kialakítások esetében a primer visszatérő hőmérséklet további csökkentése kisebb mértékben valósul meg, itt csökkenés átlagosan 2,6 °C volt, amely bár mérsékeltebb, de még mindig hozzájárulhat a hálózat energiahatékonyságához [8].

A kutatás továbbá feltárta, hogy a távfűtési rendszerek gyakran túlméretezettek, amit a tervezési hőveszteség feletti túlméretezés és a hibás szabályzás eredményez. A szabályozási stratégia hatékonysága növelhető a szekunder rendszer túlméretezésével, a radiátorok nagyobb teljesítmény leadáshoz igazított méretezésével, amely által alacsonyabb hőmérsékletek is kifűtik a helyiséget. A magashőmérsékletű szekunder rendszerek nagyobb primer visszatérő hőmérséklet kihűtési potenciállal rendelkeznek, mint az alacsony hőmérsékletű szekunder rendszerek. A hőközpontok hőcserélőjének, a szekunder oldali radiátoroknak a túlméretezése kedvezően hat a visszatérő hőmérsékletre és az áramlási sebesség csökkentésére egyaránt. Az irodalom szerint a radiátorok túlméretezése nagyobb hatással van a primer visszatérő hőmérsékletére, mint a hőközponti hőcserélő túlméretezése [8].

Zixu Song et al. tanulmányukban a geotermikus hőnek távhőhálózatba való integrálását vizsgálták, abszorpciós hőszivattyúval támogatott kaszkád hőközpont segítségével. A kutatás alapját a negyedik generációs távhőrendszerek fejlesztési irányelvei képezték, amelyek a hőellátó rendszerek alacsonyabb hőmérsékleten történő működését és a megújuló hőforrások, például geotermikus energia alkalmazását célozzák. A hagyományos távhőhálózatok általában 100 °C körüli hőmérsékletű vizet használnak, ami a hőmérséklet csökkentése esetén jelentős hidraulikai ellenállást és nyomásvesztést eredményezhet, mivel ekkor fokozni kell a primer oldali tömegáramot. Ezért egy olyan alternatív megoldás szükséges, amely lehetővé teszi az alacsony hőmérsékletű geotermikus energia integrálását, miközben a primer hálózat hőmérsékletét változatlanul tartja [9]. Erre mutat a munkájuk alapján megfelelőnek ítélt kapcsolást az 5. ábra, ahol a primer víz az abszorpciós hőszivattyú hőközlő közege a kondenzátor és az elpárologtató között.

A tanulmányban bemutatott kaszkád rendszer integrálja a geotermikus hőenergiát a szekunder hálózatba egy abszorpciós hőszivattyú és hőcserélő segítségével. Ez a hőszivattyú forró vízzel működik, amelyet a primer hálózat biztosít. Így a geotermikus víz hője intenzívebben hasznosítható, mivel a hőszivattyú és a lemezes hőcserélő kilépő hőmérséklete alacsonyabb lesz. A rendszer lényege a fokozatos hőhasznosítás, ahol a geotermikus vizet több lépcsőben, több hőmérsékleti szinten hasznosítják, mielőtt visszakérülne a környezetbe. Első lépésként a visszatérő szekunder vizet melegíti fel a geotermikus víz (az 5. ábra legalsó „PHE” hőcserélője), majd az abszorpciós hőszivattyú elpárologtatójában további hőt ad le (evaporator), ezáltal hatékonyan csökkentve a visszatérő geotermikus víz hőmérsékletét, mielőtt az visszaszivárogná a talajba [9].



5. ábra, A kaszkád hőközpont sematikus rajza [9]

A kutatás során MATLAB segítségével modellezték a kaszkád rendszert és a benne található abszorpciós hőszivattyút, valamint különböző üzemi feltételek mellett értékelték a rendszer teljesítményét. A szimulációs eredmények azt mutatták, hogy a hőszivattyú a tényleges fűtési kapacitás és a tervezett fűtési kapacitás aránya jelentősen megnövekedett, amikor a geotermikus víz hőmérsékletét vagy tömegáramát növelték, illetve amikor a szekunderszekunder oldali visszatérő hőmérsékletét csökkentették. A hatékonyság javítása érdekében a kutatók a hőmérséklet szabályozását szakaszos áramlás változtatással kombinálták, ami magasabb hőszivattyú teljesítményt és a geotermikus energia nagyobb arányú kihasználását eredményezte a rendszerben [9].

A kaszkád és a hagyományos távhő hőközpont összehasonlítása is része volt a tanulmánynak. Az eredmények alapján a kaszkád 8%-os költségmegtakarítást és a szennyezőanyag-kibocsátás 25,6%-os csökkenését eredményezte egy fűtési szezon alatt. A költségmegtakarítás elsősorban annak köszönhető, hogy a kaszkád rendszer nagyrészt geotermikus vizet használ hőforrásként, ami olcsóbb, mint a primer hálózat által biztosított forró víz. A hagyományos rendszerek, amelyekben a geotermikus energia nem kerül ilyen mértékben hasznosításra, nem képesek elérni ilyen szintű költség- és környezeti megtakarításokat [9].

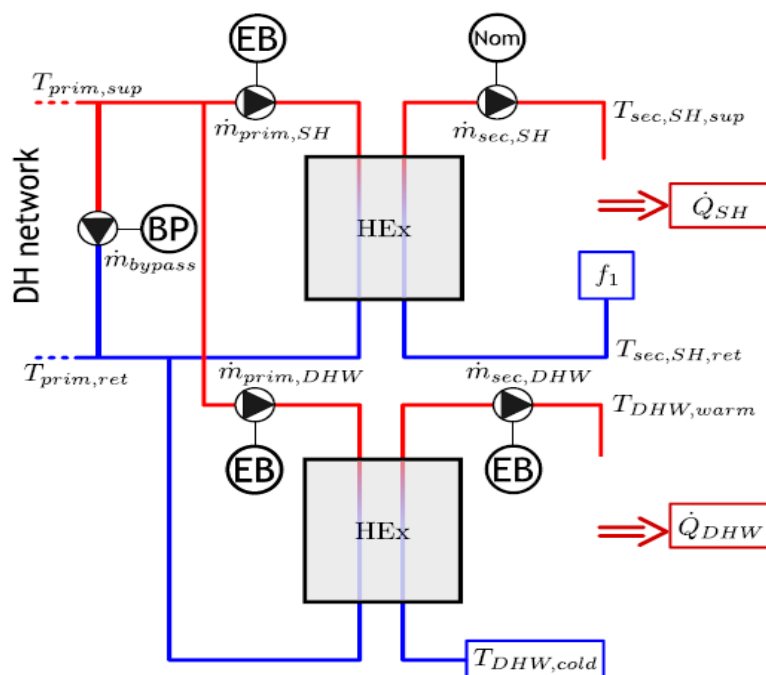
A tanulmány adatai szerint a geotermikus víz és a hőszivattyú együttesen körülbelül 7,9 MW hőkapacitást nyújtott, ami a rendszer teljes hőigényének 43,9%-át fedezte. Egy fűtési szezon alatt ez 31 015,3 GJ megtakarítást eredményezett a primer hálózat által felhasznált hőenergia-hoz képest, ami körülbelül 1058,5 tonna szén megtakarítással egyenértékű. Ennek következtében jelentős mértékben csökkent a CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>S és NO<sub>x</sub> kibocsátás, amely a fosszilis energiaforrások égetésével járna [9].

Vandermeulen et al. egy szimuláció alapú módszer segítségével elemezték a távfűtésű hőközpont modellek alkalmazhatóságát és pontosságát a hálózat rugalmasságának karakterizálása

szempontjából. A kutatás célja a hőközponti modellek különböző részletességű változatainak elemzése volt, amely kiterjedt a hőmérséklet-csökkenések pontos mérésére és értékelésére is a negyedik generációs távfűtési rendszerek esetében. Az eredmények azt mutatták, hogy az egyszerűsített modellek képesek hasonló rugalmassági tulajdonságokat reprodukálni, mint a részletesebb, de számításigényes modellek, amennyiben a feltételezések megfelelően megalapozottak [10].

A kutatás során különböző primer vezeték előremenő hőmérsékletének növelési (töltési) és csökkentési (kisütési) idejét (rövid, hosszú és nagyon hosszú) alkalmazták a hőmérsékleti impulzus vizsgálatához (szekunder oldali hatás), ezzel a primer csővezetékben lévő hőszállító közegben történő hőtárolással (hálózati rugalmasság) akarták elérni az időben változó erőművi energiaárak minimalizálását. A rövid töltés esetén az alközpontok gyors hőmérséklet-változásokat mutattak a nagy bevitt teljesítmény hatására, míg a hosszabb impulzusok, de kisebb hőmérsékletváltozások esetében összetettebb fázisok is megfigyelhetők voltak a szekunder rendszer változó hőigényei miatt. A szimulációk eredményei alapján a primerprimer hálózat rugalmassága akkor aktiválható hatékonyan, ha a primer előremenő hőmérséklet a szekunder oldali fogyasztáshoz mérten időben megemelésre kerül (töltés), ezáltal növekszik a víz hőtároló kapacitása a csővezetékekben [10].

Az eredmények hangsúlyozták, hogy a primer hálózat hőtároló képességének szempontjából kritikus a primer visszatérő hőmérséklet megfelelő modellezése és rámutattak arra is, hogy a hőközpontok egyszerűbb modelljei, amelyek csökkentett részletességgel, például radiátor- és hőcserélő-modellek nélküli, előre betáplált adatokat alkalmaznak, ígéretes megoldást kínálnak a távfűtési rendszerek hőkapacitásának szimulációjára. Az alacsonyabb részletességű modellek bevezetése, a szekunder oldali fogyasztók elhanyagolása mellett, amelyet az 6. ábra is mutat, megkönnyíti a hálózat optimalizálását és a nagyobb rendszerek esetében is hatékony megoldást nyújt. Az ábrán a szivattyúk felett látható karikában a vezérlések rövidítései láthatóak, így a valóságban PI szabályzást az egyszerűsített modell egy energia egyensúly alapú (EB) szabályzással helyettesíti, míg a szekunder szivattyú méretezett állapotbéli állandó tömegárammal keringtet (Nom). A bypass ág, az irodalom szerint, biztosítja, hogy mindig álljon rendelkezésre a primer hőmérséklet a hőközpontnál [10].



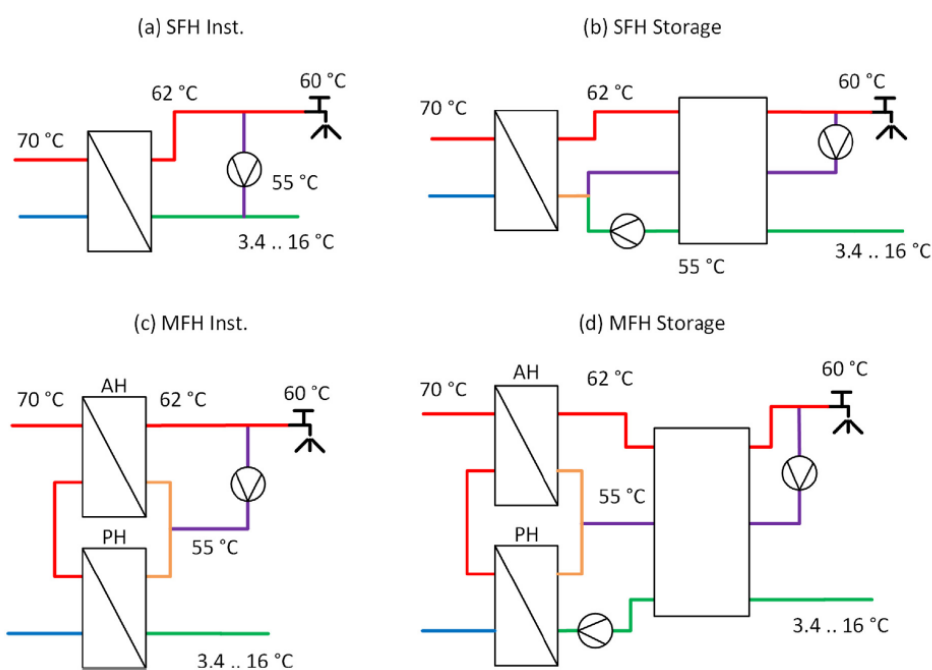
6. ábra, Az egyszerűsített hőközpont modellje [10]

A Qinjiang Yang és társai által készített tanulmány a jövőbiztos hőközpontok fejlesztésével és tesztelésével foglalkozik, melyek célja az alacsony hőmérsékletű távfűtési hálózatokhoz történő alkalmazkodás, főként a több lakásos épületek melegvíz rendszereinek cirkulációs hálózataánál. A tanulmány rávilágít a hagyományos hőcserélőkkel szerelt rendszerek azon problémájára, miszerint ezek gyakran magas visszatérő hőmérsékletet eredményeznek a cirkulációs rendszer folyamatos visszafűtése miatt. Az új tervezési megoldásokkal, a cirkulációs hőveszteség kompenzálásával felszerelt hőközpontok használatával sikerült jelentősen csökkenteni a távhő primer visszatérő hőmérsékletét, ehhez egy hőszivattyús berendezést kapcsoltak a hőközpont-hoz, kaszkádban. A javasolt rendszerek elméleti és gyakorlati vizsgálata során egy több lakásos dániai épületben végzett helyszíni mérés alapján a primer visszatérő hőmérsékletet a hagyományos soros kapcsolással, 7. ábra, 46,4 °C-ról 34,1 °C-ra, illetve párhuzamos kapcsolással, 8. ábra, akár 27,9 °C-ra is sikerült csökkenteni[11].

A tanulmány főbb eredményei azt mutatják, hogy a hagyományos hőcserélős megoldások, a cirkulációs rendszer hőfoklépcsője miatt, nem alkalmasak alacsony hőmérsékletű primer rendszerek kialakítására és primer visszatérő hőmérsékletének megfelelő mértékű kihűtésére sem. Emiatt a kutatók vizsgálták egy HMV oldali víz-víz hőszivattyú közbeiktatását a rendszerbe, ennek segítségével a HMV előremenőt három lépcsőben fűtik fel, először egy nagy primer hőcserélőn (Main HEX) majd egy kisebb kiegészítő hőcserélőn (Auxiliary HEX) és a hőszivattyú kondenzátor oldalán (Condenser) keresztül történik a HMV előállítás. A primer oldalon pedig a precíz szabályzás kezeli, hogy éppen melyik hőcserélőre mennyi primer tömegáram jut, például, ha csak cirkulációs igény van, a primer visszatérő a hőszivattyú elpárologtató oldalán keresztül indul vissza a hőtermelőhöz, így jelentős kihűtést eredményezve [11].



környezetet és a DHWcalc szoftvert használták különböző, egy- és többlakásos épületekre tervezett friss víz modulós és H MV tárolós hőközpontok modellezésére, ezeket a kapcsolásokat a 9. ábra mutatja be. Fő megállapításaik közé tartozik, hogy az egyidejűségi tényező és a primer visszatérő hőmérséklet jelentős mértékben függ a víz előállításának módjától, valamint az energiafelhasználástól a cirkulációs rendszerben [12]. A kutatás keretében meghatározták, hogy az egyidejűség mértéke főként a több épületre vonatkozó egyesített terhelési profilok esetében mutat jelentős eltéréseket. A friss-víz modulós rendszerek esetén 8-9 °C-kal alacsonyabb primer visszatérő hőmérsékletek érhetők el a tárolós rendszerekhez képest, ami hozzájárul a távfűtési rendszerek energiahatékonyságának növeléséhez. Az éves szimulációk során a visszatérő hőmérsékletek 25-54 °C között változtak [12]. A szimulációk továbbá rávilágítottak arra, hogy a tárolós rendszerek esetében a terhelési profil egyenletesebb eloszlást mutat a tároló jellege miatt, míg a friss-víz rendszereknél a csúcsok koncentráltabbak az átfolyós rendszerjelleg miatt. Az energiavesztés vizsgálatában a cirkulációs veszteségek az épület összes hőigényének 27-52%-át tették ki. Ez az arány főleg a családi házaknál magas, ahol a tárolási veszteségek szintén számottevőek. A nagyobb, több lakásos épületekben viszont ezek a veszteségek elenyészőek a társasház hővesztéséhez képest [12].



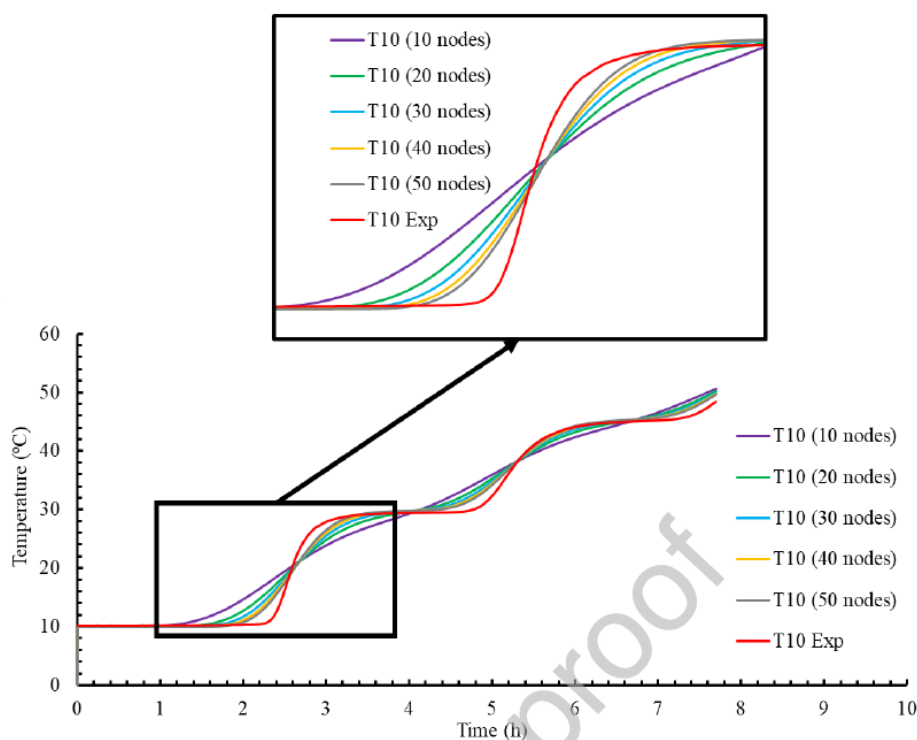
9. ábra, A vizsgált rendszeresetek egyszerűsített kapcsolása [12]

A kutatás szerint a hőközpontok típusai jelentős hatással vannak az éves hőigény és a primer hőmérsékletek mértékére, amelyek meghatározóak a távhőrendszer költséghatékonyságában és fenntarthatóságában. A DHWcalc alkalmazásával előállított terhelési profilok alapul szolgálhatnak a szimulációs környezetben történő további vizsgálatokhoz, főleg az új lakóövezetek hőterhelésének hatékony méretezésében és a legmegfelelőbb távfűtési megoldások kiválasztásában. A kutatók hangsúlyozzák a statisztikai eloszlások alapját képező módszerek és időintervallumok fontosságát a terhelési profilok kialakításakor, mivel ezek nagyban befolyásolják a rendszer által megkívánt csúcsteljesítmény és tároló mértékét és ezáltal a távfűtési hálózat hidraulikai méretezését [12].

## 2.4. A melegvítárolás modellezése

M. Reda Haddouche et al. a rétegezett melegvíz tároló tartályok viselkedését vizsgálták, elsősorban a rétegződés kialakulását és annak viselkedését a töltési és kisütési folyamatok során. Kutatásukban egydimenziós numerikus modellt fejlesztettek ki, amely képes szimulálni a hőmérséklet eloszlást a tartályban, ehhez anyag és energiamegmaradási egyenleteket használnak. Az elvégzett kísérleti mérés eredményei alapul szolgáltak a modell validálásához. A mérési eredmények kimutatták, hogy a rétegződés elősegítése csökkenti a víz lehűlését, amely hozzájárul az energiahatékonyság növeléséhez, így a vizsgált modelljük a rétegek hőmérsékletcsökkenési idejét átlagosan 5%-kal pontosabban jósolja más, hasonló jellegű modellekhez képest [13].

A kutatás során mérték a hőmérséklet időbeli alakulását különböző Reynolds-számok ( $Re$ ) mellett, a töltési folyamat során  $Re=167$  és  $Re=616$ , míg a kisütési folyamatban  $Re=782$  és  $Re=1563$  értékeket alkalmaztak. A töltési folyamat eredményei azt mutatták, hogy a magasabb Reynolds-szám ( $Re=616$ ) mellett az alsó és felső réteg hőmérséklet-különbsége pontosan modellezhető volt, míg alacsonyabb Reynolds-szám esetén ( $Re=167$ ) a hőmérséklet alakulása különbözött a modell és a valós mérési adatok között az alsó rétegekben. A numerikus modell finomítása több csomópont beiktatásával fokozatosan javította az eredmények konvergenciáját a mért adatokhoz képest, ezt mutatja a 10. ábra [13].



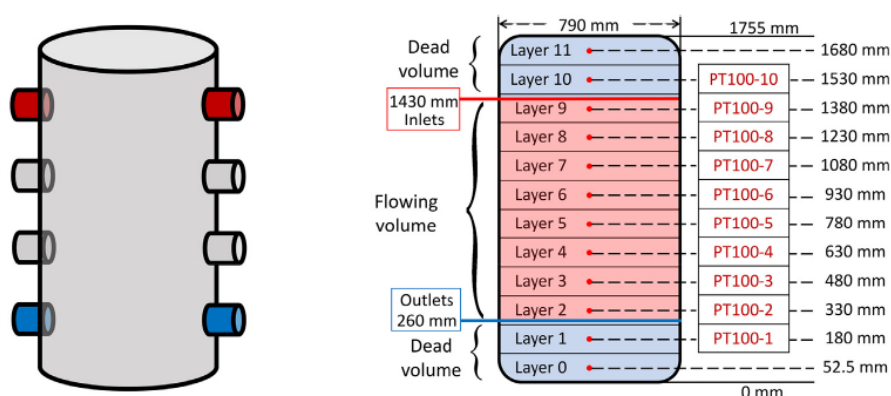
10. ábra, A hőmérsékletek alakulása a különböző finomságú felbontások (nodes) esetén a mért adathoz képest [13]

A kisütési folyamat során a rétegek lehűlési ideje, valamint a tartály felső és alsó részeinek hőmérséklet csökkenése is dokumentálásra került. A numerikus modell validálása során a kapott eredmények összhangban voltak a mérésekkel mindkét Reynolds-szám mellett, legjobb esetben  $Re=1563$  mellett, ahol mindössze 2,72%-os eltérést mértek a lehűlési időt illetően a mért adatokhoz képest. A modell teljesítménye és pontossága meghaladta a korábbi, TRNSYS

típusú modellek pontosságát, különösen az alacsonyabb Reynolds-szám esetében, ahol a numerikus modell pontosabb hőmérsékleti eloszlást adott [13].

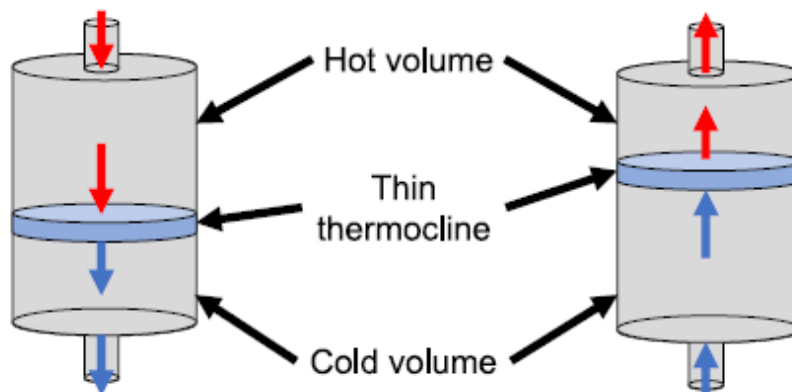
A tanulmány eredményei azt mutatták, hogy a rétegezettség fenntartása kulcsfontosságú a HMV rendszerek energiahatékonyságának javításában, mivel ez elősegíti a melegvíz rétegek elérhetőségét az igény szerinti felső részben (exergia), így csökkentve az felfűtési ciklusok számát. A kutatás további szempontja volt a tároló tartály kialakítása, megfelelő csomák kialakításával minimalizálható a hőátbocsátás és keveredés a rétegek között, fenntartva ezzel a létrejött rétegződést [13].

Az Iván De la Cruz-Loredo et al. tanulmánya bemutatja egy hibrid, egydimenziós, többcsomópontos modell mérési validálását egy HMV tartály dinamikus működésének szimulálására. A kutatók célja egy olyan modell kidolgozása volt, amely pontosan tükrözi a tartályban kialakuló hőmérsékletváltozásokat. A modell grafikus megjelenését a 11. ábra mutatja. Jól látható, hogy a vizsgált tároló oldalcsonkos bevezetéssel rendelkezik. A hagyományos többcsomópontos modellek gyakran pontatlanságot mutatnak a numerikus diffúzió miatt, ami mesterséges keveredést eredményez a szimulált rétegek között, és ezzel csökkenti a modell megbízhatóságát a rétegzett tartályok dinamikájának leírásában. A kifejlesztett hibrid modellben egy olyan módszer alkalmaznak, amely egyesíti a folyamatos és diszkrét időszámítás előnyeit, tehát vizsgálták a rétegek előző időpillanatban lévő hőmérsékletét és a csomkokon áramló folyadék hőmérséklet változását is, így a hibrid modell hatékonyan képes szimulálni a hőmérsékleti változásokat a tartály különböző rétegeiben [14].



11. ábra, A kutatók által vizsgált tároló [14]

Az eredmények szerint a hibrid modell figyelembe veszi a hőmérsékleti átmenetek késleltett megjelenését a tartály különböző rétegmagasságaiban, a rétegződött állapotot jellemző úgynevezett "thermocline" (meleg és hideg víz határfelülete) hatásának következtében (12. ábra). Ez a modell csökkenti a numerikus diffúziót, ugyanakkor nem növeli a térbeli felbontást, ami általában jelentős számítási időigény növekedéssel jár. A kutatók 12 csomópontos hibrid modellt használtak a MATLAB Simulink szoftverben, amelyet mérési adatokkal validáltak. Az eredmények alapján a hibrid modell pontosabban tükrözi a hőmérsékletet és a tartály állapotát a töltés és kisütés folyamatában, mint a hagyományos modellek [14].



12. ábra, Az egydimenziós tároló modell a thermocline réteggel [14]

A tanulmány kitér arra is, hogy a hőmérsékletváltozások időlépése kritikus tényező a hőmérséklet rétegződés eléréséhez, amelynek következtében jelentős hőmérséklet különbség alakulhat ki a tartály különböző részein. A hibrid modellben a meleg és hideg határfelület helyzetét folyamatosan frissítik a csomópontok számításában, ezáltal pontosabb hőmérséklet eloszlást érnek el, főként a tartály középső rétegeiben. A kísérletek során mért hőmérséklet-ingadozásokat is vizsgálták és a szimulációs modell pontosan tükrözte a mérési eredményeket az átmeneti állapotokban, ahol a tartályban nagy hőmérsékletkülönbségek léptek fel a rétegek között [14].

Az eredmények alapján megállapítható, hogy a hibrid modell egyedülálló módon képes csökkenteni a numerikus diffúzió hatásait, miközben pontosan tükrözi a hőmérsékleti rétegződés kialakulását és fennmaradását a tároló teljes töltési-kisütési ciklusában. Ez hasznos lehet a gyakorlati alkalmazásokban, ahol a hőmérséklet eloszlás elősegítheti az energiahatékonyságot és csökkentheti az energiafogyasztást [14].

Azonban ahogyan az a korábbi ábrákon látható volt a mérés során egy oldalcsonkos tárolót vizsgáltak, míg a szimuláció egy alsó-felső csonkos tárolóra vonatkozott. Ilyen feltételekkel ezeknek a rétegeknek a hőmérsékleti modellezését nem tudták validálni, mert nem azt mérték, amit modelleztek.

A részletesen bemutatott szakirodalmi eredmények alapján a dolgozatomban, a bemutatott numerikus diffúzió alapuló tárolós modellt fogom alkalmazni, azonban jelentősen növel rétegzettséget feltételezve, ezzel megközelítve a valóságos folyamatokat. A hőközpontok esetén a szakirodalom és a meglévő adatok alapján én is állandó szekunder oldali fűtési tömegáramot feltételezek. A kialakításokat tekintve vizsgálom a két és három hőcserélős kapcsolásokat egy, valamint két HMV oldali szivattyúval, erre a szakirodalomban nem volt példa. A HMV oldalon szimulációkat végzek többféle HMV fogyasztási és cirkulációs tömegáramra.

### 3. MÓDSZERTAN

A dolgozatomban során a Budapesten legelterjedtebben alkalmazott hőközponti kapcsolásokat vizsgálom. Ezen kapcsolások között megtalálható mind a két mind a három hőcserélős hőközpontok, ezek közül elsősorban az elő és utófűtővel rendelkező három hőcserélős kapcsolást vizsgálom, mert korábbi kutatásaimban már végeztem erre vonatkozó számításokat, azonban a másik két kapcsolásra is végzek szimulációkat, de ezeket részletesen nem mutatom be. A HMV oldalt tekintve találkozhatunk egy, valamint két szivattyús megoldásokkal, azonban ezek közül

az egy szivattyús kapcsolást vizsgálom alaposabban, mivel ennél kritikus a cirkuláció megszűnése. A kapcsolások elemeinek adatait a Budapest X. kerület Harmat utca 74. szám alatt található hőközpont alapján vettem fel, az itt található kapcsolat megfelel az általam részletesen vizsgált esetnek.

### *3.1. A vizsgált hőközponti kapcsolások*

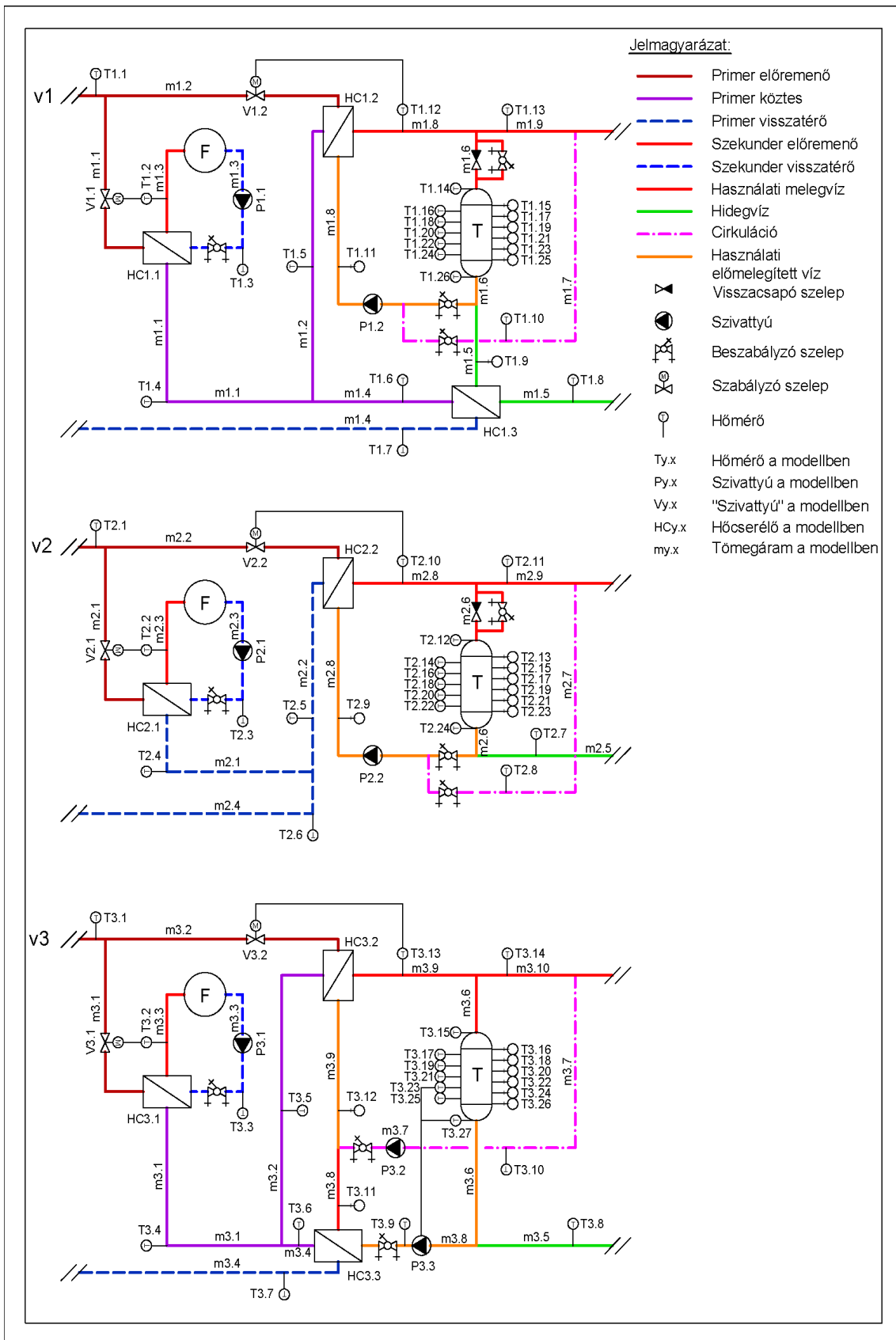
A szimulációt három eltérő kapcsolású hőközpontra végeztem el. A vizsgált kapcsolatokat, ezeket a 13. ábra mutatja. A kapcsolási ábrákon a fentiek alapján, a (T1.1) hőmérő példáján bemutatva, látszik, hogy az első szám a kapcsolat típusát definiálja ( $v1 > 1$ ,  $v2 > 2$ ,  $v3 > 3$ ) míg a második szám az adott hőmérő sorszámát mutatja, tehát a (T1.1) hőmérő a  $v1$  kapcsolat 1. hőmérője, amíg a (T3.10) hőmérő a  $v3$  kapcsolat 10. hőmérője stb. Az alapkapcsolást a  $v1$  (Harmat utca 74. szám alatti hőközpont) szemlélteti, amelyben három hőcserélő került kiépítésre, egy fűtési hőcserélő (HC1.1) és két HMV hőcserélő. Ez a Főtáv jelenleg alkalmazott hőközponti típuskapcsolása. A (HC1.3) előfűtő hőcserélőre a (HC1.2) utófűtő hőcserélőről és a (HC1.1) fűtési hőcserélőről érkező tömegáram ( $m1.2$  és  $m1.1$ ) kerül – ez megegyezik a teljes hőközpont összes primeroldali tömegáramával ( $m1.4 = m1.1 + m1.2$ ). A fűtés szekunder oldalán a fűtési rendszert (F) és a szekunder szivattyút (P1.1) láthatjuk. A szekunder fűtés előremenő hőmérsékletét a (V1.1) szelep szabályozza a (T1.2) hőmérő alapján, az így kialakult szekunder oldali tömegáramot ( $m1.3$ ), a primer oldali tömegáramot pedig ( $m1.1$ ) látjuk. Az utófűtő teljesítményét a (V1.2) szelep szabályozza a (T1.12) hőmérő alapján, az így kialakult primeroldali tömegáram az ( $m1.2$ ) elnevezést viseli. HMV oldalt tekintve a hidegvíz belép az előfűtő hőcserélőbe, majd előmelegítve távozik onnan ( $m1.5$ ) tömegárammal (ez egyben megegyezik a fogyasztás tömegáramával is) és a kiadódó hidraulika alapján valamilyen részarányban megoszlik a tároló (T) és az utófűtő között. A tároló tömegárama az ( $m1.6$ ) indexet kapta. Ebben az esetben a tárolót alulról sztochasztikusan változó hőmérsékletű vízzel sütjük ki, ezáltal a tárolóból kinyerhető pillanatnyi teljesítmény a fogyasztás függvénye. A cirkuláció az utófűtő és az előfűtő közé kerül bevezetésre ( $m1.7$ ) tömegárammal és (T1.10) hőmérséklettel. Az utófűtőre, a cirkuláció, az előfűtött fogyasztás utófűtőre eső hányada és a tároló töltés keveréke érkezik, ennek tömegárama az ( $m1.8$ ) és hőmérséklete a (T1.11) jelzést kapta. Az ( $m1.9$ ) tömegáram és a (T1.13) hőmérséklet a hőcserélőről és a tárolóból érkező keveréket szemlélteti, ez tartalmazza a HMV fogyasztást és a cirkulációs tömegáramot is, ez a hőmérséklet indul a fogyasztók felé. A HMV oldalon a tároló töltést 24 órára kell szétosztani, mivel a kapcsolat egy szivattyúval (P1.2) rendelkezik, ami a cirkulációt is ellátja, ezért nem lehet leállítani.

A  $v2$  kapcsolat a két hőcserélős esetet mutatja be, tehát egy fűtési (HC2.1) és egy HMV (HC2.2) hőcserélőt tartalmaz. Ez a kapcsolat a 13. ábra közepén található. Az előző rendszerhez képest a fő különbség, hogy a fűtési hőcserélőből kilépő primer tömegáram ( $m2.1$ ) nem kerül hasznosításra a HMV oldalon. A primer oldalon a fűtési hőcserélőről ( $m2.1$  és T2.4) és utófűtőről ( $m2.2$  és T2.5) érkező kevert víz kerül a visszatérőbe ( $m2.4$  és T2.6). HMV oldalon a hőcserélőre a fogyasztás hidegvízként ( $m2.5$  és T2.7), a cirkuláció ( $m2.7$  és T2.8) és a tároló töltés ( $m2.6$  és T2.24) keveréke ( $m2.8$  és T2.9) érkezik. Ebben az esetben a tárolót alulról, hideg vízzel, sütjük ki, így a kinyerhető teljesítmény egyértelműen számítható. A HMV oldalon a tároló töltést 24 órára kell szétosztani, mivel a kapcsolat szintén egy szivattyúval (P2.2) rendelkezik, amely a cirkulációt is ellátja. Ez a kapcsolat megfelel a Főtáv és más hazai hőszolgáltatók kb. 2006-tól a 2010-es évek közepéig alkalmazott hőközponti kapcsolásával.

A  $v3$  kapcsolat szintén három hőcserélős rendszert mutat be, azonban itt a cirkuláció (P3.2) és a tároló töltés (P3.3) külön szivattyút kapott. Ez a kapcsolat a 13. ábra alján látható. A külön

szivattyú révén a tároló töltés szakaszosan működik. A szivattyú bekapcsol, ha a (T3.23) hőmérő kevesebb mint 45°C-t mér, és mindaddig megy a töltési folyamat, ameddig a (T3.27) hőmérőn nem jelenik meg az 50°C. Kisütéskor mindaddig áll a szivattyú, amíg a (T3.23) hőmérőn újra meg nem jelenik a 45°C. A cirkuláció külön szivattyúval rendelkezik, ami az előfűtő (HC3.3) és az utófűtő (HC3.2) közé szállítja a közeget („közé kapcsolt cirkuláció”). Ennél a kapcsolásnál az előfűtőre a tároló töltés (m3.6 és T3.27) és a HMF fogyasztás (m3.5 és T3.8) térfogatáramának keveréke (m3.8 és T3.9) jut, a fogyasztás és a szivattyú tömegáramának függvényében. A (T3.9) hőmérsékletű (m3.8) tömegáram az előfűtőn felmelegítve (T3.11) és a cirkulációval (m3.7 és T3.10) keveredve az (m3.9) tömegárammal és (T3.12) hőmérséklettel érkezik az utófűtőre. Ennél az esetnél is hidegvízzel kerül kisütésre a tároló, így a kinyerhető teljesítmény egzaktul számítható, azonban a külön szivattyúval ellátott tárolótöltés miatt a teljes tároló két részre osztható fel, egy nettó térfogatra (ebből számítható a kapacitás) és egy a (T3.23, ..., T3.27) hőmérők közötti hiszterézis-térfogatra. Előzetes várakozásaink alapján a v3 kapcsolásnál várjuk a legalacsonyabb primer visszatérő hőmérsékleteket.

Az egyszivattyús esetekben (v1, v2) feltétlenül szükséges a tároló töltés megfelelő fojtása, hogy elkerüljük az elégtelen cirkuláció problémáit, míg a külön tárolótöltő szivattyúval rendelkező (v3) kapcsolásnál ez nem szükséges.



A vizsgált hőközponti kapcsolásokban a hőcserélők méretezési adatait az 2. táblázat foglalja össze. A szimuláció során 300 literes HMV puffer tartály került alkalmazásra a v1 és v2 kapcsolás esetén, a v3 kapcsolásnál pedig 90 liter hiszterézis térfogat és 210 liter a hasznos térfogat. A szimulációhoz a paramétereket a Budapest X. Harmat u. 74. épület adatai szerint választottam meg.

2. táblázat, A hőcserélők méretezési paraméterei

| Megnevezés                     | M.e.                | HMV elő- és utófűtő | Fűtési hőcserélő |
|--------------------------------|---------------------|---------------------|------------------|
| Névleges primer hőfoklépcső    | [°C]                | -                   | 150/80           |
| Primer hőfoklépcső             | [°C]                | 65/25               | 125/65           |
| Primer térfogatáram            | [m <sup>3</sup> /h] | 2,58                | 2,58             |
| Szekunder hőfoklépcső          | [°C]                | 10/50               | 75/60            |
| Szekunder térfogatáram         | [m <sup>3</sup> /h] | 4,32                | 10,31            |
| Teljesítmény                   | [kW]                | 120                 | 180              |
| Cirkulációs vissz. hőmérséklet | [°C]                | 40                  | -                |

### 3.2. A modellezési módszer

Az általam vizsgálni kívánt paraméterekhez és a szakirodalomban olvasható megállapítások alapján tökéletesen megfelelő a Grey Box modellezés, mivel a kapcsolás számos elemének paramétere ismeretlen, ezért a White Box elv eleve alkalmatlan lenne erre a feladatra. A Black Box modellezés pedig a kívánt cél elérése érdekében alkalmatlan a feladatra, mivel a gépészeti rendszert mélyebben szeretném vizsgálni, mint amit ez a módszer látni engedne.

Az irodalomkutatás alapján a MATLAB Simulink szoftvert választottam a modellezés és a szimuláció elvégzéséhez. A program alkalmas a kívánt gépészet és automatika egyidejű vizsgálatára. A modellezés a blokkok egymáshoz kapcsolásával történt, így kialakítva a hőtani és áramlástechnikai modellt a gépészeti kapcsolással kiegészítve. A rendszer valóságos működéséhez szükség van különböző beavatkozókra, hőmérőkre, PID szabályzókra.

A modellezés során a Simulink beépített könyvtárában található elemeket használtam, amelyek a működésüket tekintve a Simulink által validálásra kerültek, a működésüket leíró matematika pedig nyilvánosan hozzáférhető. Mivel számos paraméter ismeretlen volt a hőközponti kapcsolásból, ezért bizonyos egyszerűsítéseket kellett tennem. Ilyen egyszerűsítés volt, hogy a nyomást és nyomásvesztést elhanyagoltam, ezt azért tettem meg mivel a hőközpontban általánosan 1 bar nyomásesés lép fel, így ez nincs jelentős hatással a hőmérsékletváltozásokra, valamint nem egy zárt hidraulikai kört vizsgáltam. Emiatt a valóságos szivattyút elméleti szivattyúval közelítettem, ami azt jelentette esetemben, hogy a szivattyú bármekkora nyomás ellenében képes a beállított térfogatáramot áramoltatni. Hasonló okokból a hőcserélők nyomásesés alapján történő szabályzóit szintén elméleti szivattyúkkal váltottam fel, amelyek térfogatáram szabályzást kaptak. Mivel sem a primer oldali, sem a szekunder fűtés oldali hidraulika nem volt ismert, ezért ez is megerősítette, hogy ne a valóságos szivattyú modelljét használjam a szimuláció során. Ismert rendszerhidraulika esetén erre is lehetőség lenne, megadható a jelleggörbe. A modellben az elméleti szivattyúk egy végtelen méretű szabadfelszínnel rendelkező tárolóba szállítottak. Ezen tárolók a bemenő adatok alapján (lásd később) hőmérséklet szabályzással rendelkeztek, így biztosítva a közegek aktuális hőmérsékleteit (primer, szekunder, hidegvíz, cirkuláció visszatérő), ahonnan az elméleti szivattyúk szállítanak.

A szivattyú tömegáramának meghatározása, ha "A" a szivattyú belépő csomópontja és "B" a kimenő [15]:

$$\dot{m} = \begin{cases} \rho_B V, & \text{ha } \dot{V} \geq 0 \\ \rho_A V, & \text{ha } \dot{V} < 0 \end{cases} \quad (1)$$

Az energiaáramlás egyenlete [15]:

$$\phi_A + \phi_B + \phi_{work} = 0 \quad (2)$$

,ahol az izentrópikus munka a folyadékon [15]:

$$\phi_{work} = \frac{\dot{m}(p_B - p_A)}{\rho_{avg}} \quad (3)$$

,ahol az átlagos sűrűség egyenlete [15]:

$$\rho_{avg} = \frac{\rho_A + \rho_B}{2} \quad (4)$$

A modellben elhanyagoltam az irreverzibilis veszteségeket és nincs a környezettel hőcsere, erre azért volt szükség mert nem ismert a szivattyú adatlapja [15].

Mivel a hőcserélők pontos geometriája nem ismert, ezért olyan hőcserélő modult használtam, amelyeket a méretezési adatok felvitelével lehet szimulálni. Ilyen adatok a csatlakozások átmérője, a méretezett teljesítmény, a primer és szekunder oldali belépő hőmérséklet és tömegáram, víz térfogat, nyomásesés, Ezek alapján a szoftver kiszámítja a hőcserélő hőátadását [16].

A hőcserélőn átadott teljesítmények számítása [16]:

$$Q_{seg,TL1} + Q_{seg,TL2} = 0 \quad (5)$$

A hőcserélő hőátadásának számítása [16]:

$$UA_{seg,TL} = a_{TL} (Re_{seg,TL})^{b_{TL}} (Pr_{seg,TL})^{c_{TL}} k_{seg,TL} \frac{G_{TL}}{N} \quad (6)$$

,ahol az átlagos Reynolds szám [16]:

$$Re_{seg,TL} = \frac{\dot{m}_{seg,TL} D_{ref,TL}}{\mu_{seg,TL} S_{ref,TL}} \quad (7)$$

A nyomásesés számítása az 1-es közegre [16]:

$$p_{A,TL1} - p_{TL1} = \frac{K_{TL1}}{2} \frac{K_{TL1}}{2} \frac{\dot{m}_{A,TL1} \sqrt{\dot{m}_{A,TL1}^2 + \dot{m}_{thres,TL1}^2}}{2\rho_{avg,TL1}} \quad (8)$$

$$p_{B,TL1} - p_{TL1} = \frac{K_{TL1}}{2} \frac{\dot{m}_{B,TL1} \sqrt{\dot{m}_{B,TL1}^2 + \dot{m}_{thres,TL1}^2}}{2\rho_{avg,TL1}} \quad (9)$$

A nyomásesés számítása a 2-es közegre [16]:

$$p_{A,TL2} - p_{TL2} = \frac{K_{TL2}}{2} \frac{\dot{m}_{A,TL2} \sqrt{\dot{m}_{A,TL2}^2 + \dot{m}_{thres,TL2}^2}}{2\rho_{avg,TL2}} \quad (10)$$

$$p_{B,TL2} - p_{TL2} = \frac{K_{TL2}}{2} \frac{\dot{m}_{B,TL2} \sqrt{\dot{m}_{B,TL2}^2 + \dot{m}_{thres,TL2}^2}}{2\rho_{avg,TL2}} \quad (11)$$

$$p_{B,TL2} - p_{TL2} = \frac{K_{TL2}}{2} \frac{\dot{m}_{B,TL2} \sqrt{\dot{m}_{B,TL2}^2 + \dot{m}_{thres,TL2}^2}}{2\rho_{avg,TL2}} \quad (12)$$

A hőátadási számítások három szegmensre osztva közelítik meg a hőmérséklet változását az áramlási útvonal mentén. Az anyag- és energiamegmaradás a hőcserélőben [16]:

$$\left( \frac{dp_{TL}}{dt} \sum_{segments} \left( \frac{\partial \rho_{seg,TL}}{\partial p} \right) + \sum_{segments} \left( \frac{dT_{seg,TL}}{dt} \frac{\partial \rho_{seg,TL}}{\partial T} \right) \right) \frac{V_{TL}}{N} = \dot{m}_{A,TL} + \dot{m}_{B,TL} \quad (13)$$

,ahol szegmensenként az energia megmaradás [16]:

$$\left( \frac{dp_{TL}}{dt} \frac{\partial u_{seg,TL}}{\partial p} + \frac{dT_{seg,TL}}{dt} \frac{\partial u_{seg,TL}}{\partial T} \right) \frac{M_{TL}}{N} + u_{seg,TL} (\dot{m}_{seg,in,TL} - \dot{m}_{seg,out,TL}) = \Phi_{seg,in,TL} - \Phi_{seg,out,TL} + Q_{seg,TL} \quad (14)$$

A modell korlátja, hogy a méretezési állapotban pontos eredményt ad, azonban attól távol kevésbé pontos, ez annak köszönhető, hogy nem valóságos geometria került felvételre. Azonban előnye, hogy a modell nem függ a hőcserélő specifikus geometriájától, pl.: lemezek száma, mérete, alakja, felületi érdessége stb., ezáltal a modellezés gyorsan megtehető a hőcserélő adatlapja alapján.

A hőcserélőkre érkező, illetve arról elmenő tömegáramokat általában egyesíteni szükséges, ehhez "T" idom került alkalmazásra, amely kezeli mind az áramlás egyesítését mind a szétválasztását a kialakult nyomás viszony alapján és ezek alapján osztja szét a tömegáramot a csonkjai között. Esetemben mivel a nyomásesés nem volt lényeges szempont ezért a csonkok közötti nyomásesés korrekciót konstansan azonosnak vettem fel, így csak a tömegáramok függvénye volt, hogy milyen irányban halad tovább az áramlás [17].

A "T" idom kontinuitás egyenlete [17]:

$$\dot{m}_A + \dot{m}_B + \dot{m}_C = 0 \quad (15)$$

A folyadék áramlási irányának meghatározásához szükséges küszöb tömegáram [17]:

$$\dot{m}_{thres} = Re_c v \bar{\rho} \sqrt{\frac{\pi}{4}} A_{min} \quad (16)$$

A "T" idom impulzus megmaradási egyenlete [17]:

$$p_A - p_I = I_A + \frac{K_A}{2\bar{\rho}A_{main}^2} \dot{m}_A \sqrt{\dot{m}_A^2 + \dot{m}_{thres}^2} \quad (17)$$

$$p_B - p_I = I_B + \frac{K_B}{2\bar{\rho}A_{main}^2} \dot{m}_B \sqrt{\dot{m}_B^2 + \dot{m}_{thres}^2} \quad (18)$$

$$p_C - p_I = I_C + \frac{K_C}{2\bar{\rho}A_{main}^2} \dot{m}_C \sqrt{\dot{m}_C^2 + \dot{m}_{thres}^2} \quad (19)$$

,ahol az impulzusok [17]:

$$I_A = \ddot{m}_A \frac{\sqrt{\pi \cdot A_{side}}}{A_{main}} \quad (20)$$

$$I_B = \ddot{m}_B \frac{\sqrt{\pi \cdot A_{side}}}{A_{main}} \quad (21)$$

$$I_C = \ddot{m}_C \frac{\sqrt{\pi \cdot A_{side}}}{A_{main}} \quad (22)$$

A "T" idom energiamegmaradási egyenlete [17]:

$$\phi_A + \phi_B + \phi_C = 0 \quad (23)$$

A tárolót a szakirodalom bemutatásánál részletezett egydimenziós modellel közelítem. Erre a Simulink állandó térfogattal rendelkező tárolója alkalmas, ami akár négy csomaggal is rendelkezhet és van egy további csomaggja, amelyen külső hőforrás vagy a hőveszteség csatlakozhat. A szimulációban az egyszerűsítések és a hiányzó adatok miatt „szigetelt tároló egység” -nek lett definiálva a blokk, azaz nincs hőcserébe a környezettel, ez elfogadható közelítés, ha kellően jó hőszigetelést feltételezünk. A valóságos tároló közelítését sok kis tároló sorba kapcsolásával végeztem, ahogyan az a szakirodalomban is látható volt. A [13] és [14] alapján a rétegszám növelésével jobban megközelítették a valóságos folyamatokat, ezért 100 egységre történt a tároló rétegeinek növelése. A víz bevezetése a tartály alsó és felső pontján tengelyirányban történt, ahogyan azt a 12. ábra is szemléltette.

A tároló anyagmegmaradását bemutató egyenlet [18]:

$$\left( \frac{1}{\beta} \frac{dp}{dt} - \alpha \frac{dT}{dt} \right) \rho V = \dot{m}_A + \dot{m}_B + \dot{m}_C + \dot{m}_D \quad (24)$$

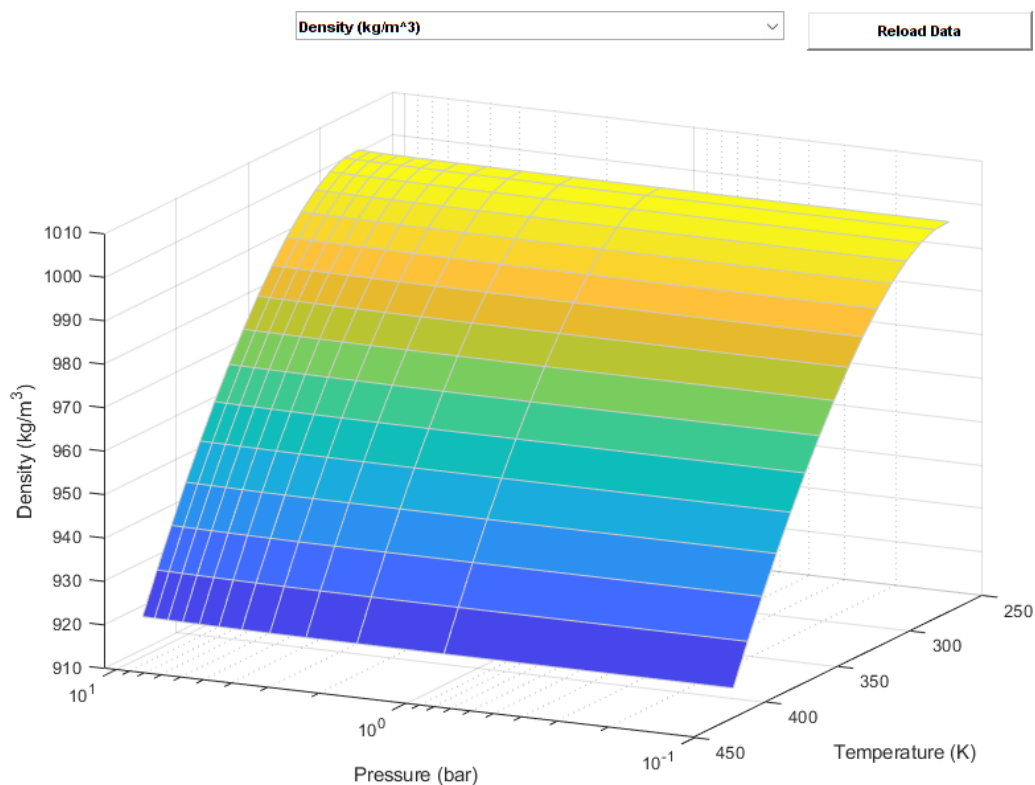
Az energiamegmaradás egyenlete [18]:

$$\left[ \left( \frac{h}{\beta} - \frac{T\alpha}{\rho} \right) \frac{dp}{dt} + (c_p - h\alpha) \frac{dT}{dt} \right] \rho V = \phi_A + \phi_B + \phi_C + \phi_D + Q_H \quad (25)$$

A nyomás egyensúly a tartály csomaggjai között [18]:

$$p = p_A = p_B = p_C = p_D \quad (26)$$

Az áramoltatott közeg fizikai paraméterei a szoftverben rendelkezésre álltak víz közegre 100 °C-ig, azonban mivel távfűtésről beszélünk ezért előfordul 100 °C feletti víz is. Ezen okok miatt szükséges volt a víz fizikai paramétereinek definiálására 100 °C feletti hőmérsékleten. Ezeket a tulajdonságokat a szoftver vektor alakban kéri, így a hőmérséklet vektor [16x1] elemű, a nyomás vektor [1x12] elemű, míg a sűrűség, kinematikai viszkozitás, entalpia és hővezetés mátrix [16x12] elemű, az általam felvitt hőmérséklet, nyomás és sűrűség paramétereket szemlélteti a 14. ábra. A mátrix elemeinek generálásához a [19] forrást használtam. Az adatokat Excelbe írtam, majd text formátum alapján Simulink paramétert rendeltem a vektorokhoz és mátrixokhoz. Az így létrehozott közeg 0-150 °C és 0,1-11 bar-ig alkalmas a szimulációk elvégzésére. A modell a szimuláció során az adott hőmérsékletű és nyomású közeg fizikai tulajdonságaival végzi a számításokat, tehát ez is dinamikusan változik.



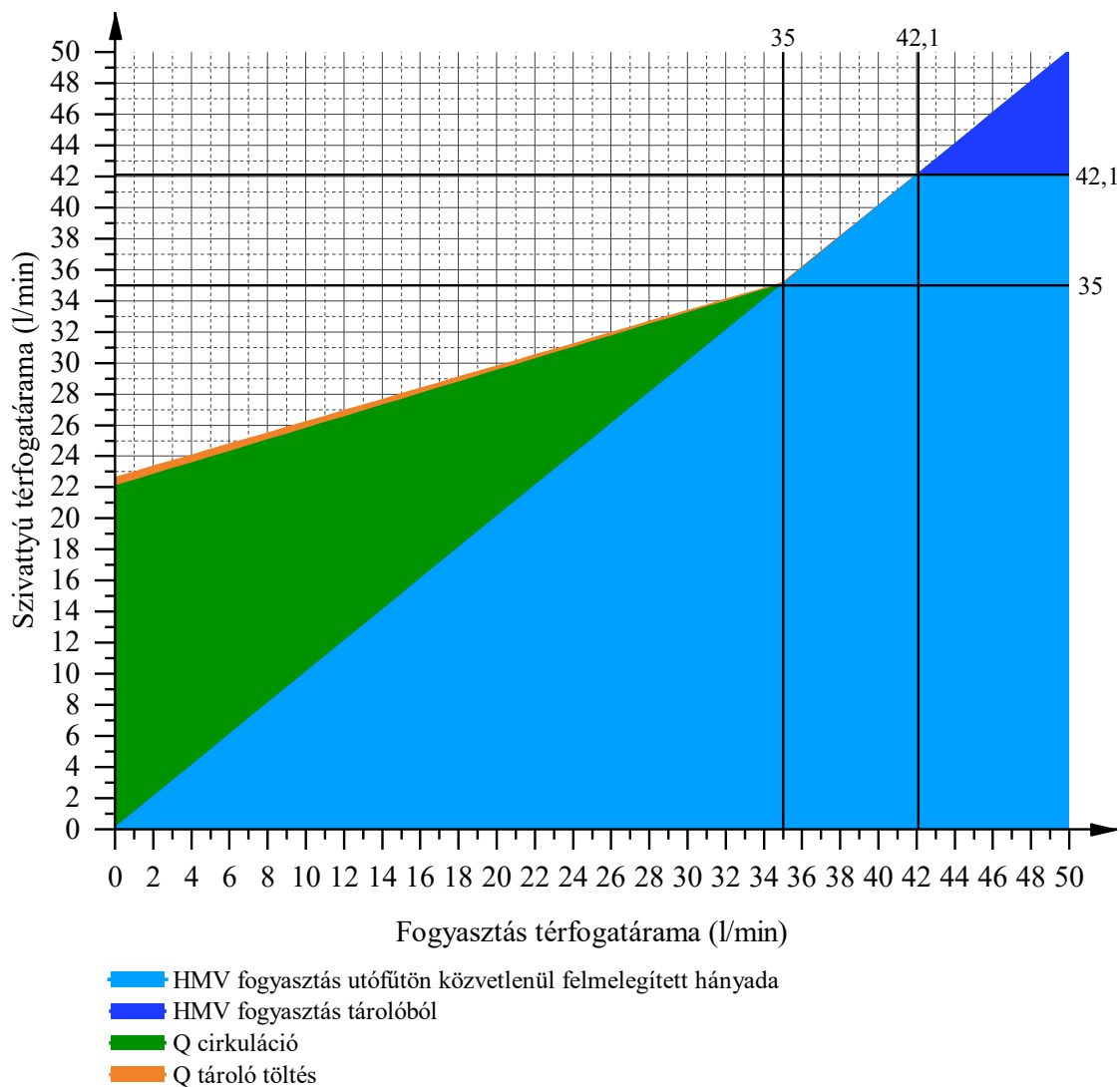
14. ábra, A módosított víz fizikai tulajdonságai, Simulink környezetben ábrázolva

### 3.3. A szimulációs módszer

A szimuláció futtatásához szükséges van egy megoldó (solver) kiválasztására, amely meghatározza a megoldási eljárást. Lehetőség van fix időlépések használatára, valamint változó időlépték használatára is. Tapasztalataim alapján a rendkívül dinamikusán változó rendszer esetén a fix időlépés általában hibát okozott vagy a szimulációs eredmények jelentősen eltértek a változó időléptékben kapott eredményekhez képest. Mivel a változó időléptékekkel kapott eredmények illeszkedtek legjobban az elméletileg meghatározott értékekhez, így ezt az elvet választottam. Ebben az esetben a szoftver a gyorsan változó paraméterek esetén az időlépést csökkenti, ezáltal az iterációt sűríti, az általam vizsgált esetben a maximális idő lépést 60 másodpercre vettem fel, mivel a bemeneti adatok ilyen felbontással rendelkeztek, azonban a HMV fogyasztás sztochasztikussága miatt az átlagos időlépés 5 másodperc volt, az adatokat vizsgálva pedig látható volt, hogy minden percet követően kellett az időléptéket csökkenteni, mivel ilyen felbontású volt az input adat. Ehhez Euler módszerű szolvvert választottam, amelynek pontos neve ODE23 volt. A szimulációt két egymás követő napra végeztem, a kiértékelés perces felbontásban történt, így összesen 2880 adatpontom volt paraméterenként.

A HMV fogyasztási adatok és a cirkulációs visszatérő hőmérsékletek egy 42 lakásos társasház 2003. szeptember 16.-17-i méréséből származott, amely 1 perces felbontással történt. A primer előremenő hőmérséklet a Főtáv által alkalmazott, külső hőmérséklettől függő menetrend alapján került meghatározásra, míg a szekunder fűtés becslése egy korábbi ilyen méretű társasházra végzett szimulációból történt. A HMV oldali szekunder tömegáramok meghatározása szintén a Főtáv által alkalmazott eljárás alapján került meghatározásra, ezt a 15. ábra mutatja

beszabályozatlan cirkulációs esetre. Az ábrán látható, hogy HMV oldalon 1 szivattyús kapcsolás esetén, amely ellátja a cirkuláció és a tárolás funkciót is, hogyan alakulnak a rendszer szekunder térfogatáramai a HMV fogyasztás függvényében. A tároló töltés 42,1 liter/perc fogyasztásnál hal el, efelett a tárolóból fogyasztunk, a cirkuláció 35 liter/perc fogyasztásnál hal el.



15. ábra, A szivattyú térfogatárama a fogyasztás függvényében

### 3.4. Bemenő és kinyert adatok feldolgozása

A szimuláció során lehetőség van bemeneti paraméterek megadására, amelyet külső fájlokból is behivatkozhatunk, de a programon belül is definiálhatunk változókat vagy paramétereket, így dinamikusan tudjuk módosítani az adatokat, ez jelentősen segíti a különböző input adatok szerinti szimulációt. A vizsgálataim során ilyen elvvel megadott értékeket a 3. táblázat mutatja, mind a 13 input egy perces felbontással rendelkezik 2 napra. A szimuláció futtatása során a köztes időlépéseknél lineáris interpolációt állítottam be.

3. táblázat, Az input adatok összefoglalása

| Ssz. | Megnevezés                              | Rövidítés | Mértékegység |
|------|-----------------------------------------|-----------|--------------|
| 1    | Idő (2 nap)                             | Time      | [s]          |
| 2    | Külső hőmérséklet                       | T_k       | [°C]         |
| 3    | Primer előremenő hőmérséklete           | T1_1      | [°C]         |
| 4    | Szekunder fűtés előremenő hőmérséklete  | T2_1      | [°C]         |
| 5    | Szekunder fűtés visszatérő hőmérséklete | T2_2      | [°C]         |
| 6    | Szekunder fűtés tömegárama              | m_2_2     | [kg/s]       |
| 7    | HMV tömegáram az utófűtőn               | m_hmv_2   | [kg/s]       |
| 8    | HHV hőmérséklet előfűtő előtt           | T_hhv     | [°C]         |
| 9    | HMV tömegáram az előfűtőn               | m_hmv_1   | [kg/s]       |
| 10   | Cirkuláció visszatérő hőmérséklete      | T_cirk    | [°C]         |
| 11   | Cirkuláció tömegárama                   | m_cirk    | [kg/s]       |
| 12   | Tároló töltő tömegáram                  | m_tolto   | [kg/s]       |
| 13   | HMV fogyasztás tömegárama               | m_hmv     | [kg/s]       |

Az eredményeket tekintve szintén lehetőség van külső fájlba történő mentésre, de a szimuláció futtatása közben akár vizuálisan is megtekinthetjük az adott időpillanathoz tartozó aktuális értékeket. Ez a lehetőség nagymértékben segíti a hibafeltárást, amely így gyorsan beazonosítható és javítható még a szimuláció teljes lefutása előtt ezáltal időt lehet megtakarítani. Az általam később feldolgozott output adatokat a 4. táblázat foglalja össze, látható, hogy 42 sort tartalmaz, azaz összesen 120 960 adatpont fájlanként. Az adatok gyors exportálásához MATLAB scriptet kellett írnom, amely a szimulációs eredményekből kinyeri az adatokat és táblázatba rendezve azokat kimentti egy külső Excel fájlba, ami alapján az eredmények feldolgozását végeztem.

4. táblázat, Az output adatok összefoglalása

| Ssz. | Megnevezés                                  | Rövidítés | Mértékegység |
|------|---------------------------------------------|-----------|--------------|
| 1    | Idő (2 nap)                                 | Time      | [s]          |
| 2    | Külső hőmérséklet                           | T_k       | [°C]         |
| 3    | Primer előremenő hőmérséklete               | T1_1      | [°C]         |
| 4    | Primer visszatérő hőmérséklete              | T1_2      | [°C]         |
| 5    | Primer tömegáram a teljes rendszeren        | m_1_1     | [kg/s]       |
| 6    | Primer fűtési hőcserélő kilépő hőmérséklete | T1_3      | [°C]         |
| 7    | Szekunder fűtés előremenő hőmérséklete      | T2_1      | [°C]         |
| 8    | Szekunder fűtés visszatérő hőmérséklete     | T2_2      | [°C]         |
| 9    | Primer fűtés tömegárama                     | m_1_2     | [kg/s]       |
| 10   | Szekunder fűtés tömegárama                  | m_2_1     | [kg/s]       |
| 11   | Primer hmv utófűtő kilépő hőmérséklete      | T1_4      | [°C]         |
| 12   | Primer hmv utófűtő tömegárama               | m_1_3     | [kg/s]       |
| 13   | HMV hőmérséklet utófűtő után                | T_hmv_3   | [°C]         |
| 14   | HHV hőmérséklet utófűtő előtt               | T_hmv_2   | [°C]         |
| 15   | HMV tömegáram utófűtőn                      | m_hmv_2   | [kg/s]       |

| Ssz. | Megnevezés                             | Rövidítés  | Mértékegység |
|------|----------------------------------------|------------|--------------|
| 16   | Primer hmv előfűtő belépő hőmérséklete | T1_5       | [°C]         |
| 17   | Primer hmv előfűtő kilépő hőmérséklete | T1_6       | [°C]         |
| 18   | Primer hmv előfűtő tömegárama          | m_1_4      | [kg/s]       |
| 19   | HMV hőmérséklet az előfűtő után        | T_hmv_1    | [°C]         |
| 20   | HHV hőmérséklet az előfűtő előtt       | T_hhv      | [°C]         |
| 21   | HMV tömegáram előfűtőn                 | m_hmv_1    | [kg/s]       |
| 22   | HMV hőmérséklete fogyasztók felé       | T_hmv      | [°C]         |
| 23   | HMV fogyasztás tömegárama              | m_hmv      | [kg/s]       |
| 24   | Cirkuláció visszatérő hőmérséklete     | T_cirk     | [°C]         |
| 25   | Cirkuláció tömegárama                  | m_cirk     | [kg/s]       |
| 26   | Tároló töltő tömegáram                 | m_tolto    | [kg/s]       |
| 27   | Tároló felsőcsonk hőmérséklete         | T_tarolo_2 | [°C]         |
| 28   | Tároló alsócsonk hőmérséklete          | T_tarolo_1 | [°C]         |
| 29   | Tároló 1 egység előtti hőmérséklete    | T_1        | [°C]         |
| 30   | Tároló 1 egység utáni hőmérséklete     | T_2        | [°C]         |
| 31   | Tároló 10 egység utáni hőmérséklete    | T_10       | [°C]         |
| 32   | Tároló 20 egység utáni hőmérséklete    | T_20       | [°C]         |
| 33   | Tároló 30 egység utáni hőmérséklete    | T_30       | [°C]         |
| 34   | Tároló 40 egység utáni hőmérséklete    | T_40       | [°C]         |
| 35   | Tároló 50 egység utáni hőmérséklete    | T_50       | [°C]         |
| 36   | Tároló 60 egység utáni hőmérséklete    | T_60       | [°C]         |
| 37   | Tároló 70 egység utáni hőmérséklete    | T_70       | [°C]         |
| 38   | Tároló 80 egység utáni hőmérséklete    | T_80       | [°C]         |
| 39   | Tároló 90 egység utáni hőmérséklete    | T_90       | [°C]         |
| 40   | Tároló 100 egység utáni hőmérséklete   | T_100      | [°C]         |
| 41   | Tároló 101 egység utáni hőmérséklete   | T_101      | [°C]         |
| 42   | Előfűtő előtti hőmérséklet             | T_hmv_1_e  | [°C]         |

### 3.5. A vizsgált HMV fogyasztási és cirkulációs tömegáramok

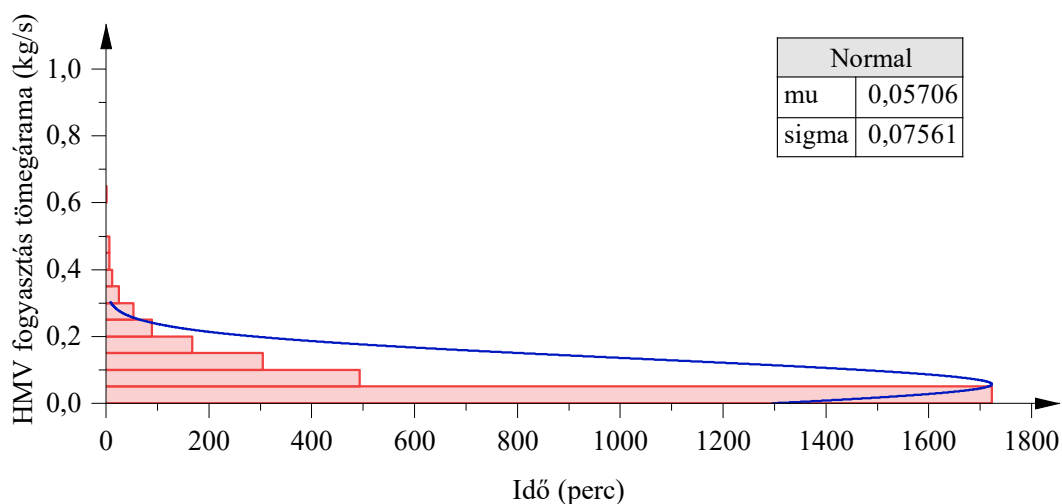
A szimulációk során két féle fogyasztási és cirkulációs tömegáram került vizsgálatra, valamint ezek kombinációja. Az alap esetben a mért HMV fogyasztásokat és a Főtáv méretezés alapján meghatározott cirkulációs tömegáramok kerültek kiértékelésre, azonban ennek alapján látszódott, hogy a Főtáv által használt méretezési fogyasztás éppen ennek a kétszerese, így a mért adatok duplázásával is végeztünk szimulációkat. Az alapesetben, tehát a mért adatokra támaszkodva a maximális HMV fogyasztás 36 liter/perc (1xHMV), ennél fogva a duplázott fogyasztás esetén adódó maximum a 72 liter/perc (2xHMV). A cirkuláció növelésére olyan feltételezéssel éltünk, hogy mi történik a hőközpontban, ha a cirkuláció nem kerül szabályozásra és ennél fogva nagyobb a keringtetett tömegáram. A szabályozott rendszer esetén a cirkuláció térfogatárama 7,14 liter/perc (1\_Cirk.) volt, míg a szabályozatlan esetre 22 liter/perc (2\_Cirk.).

Az eltérő kapcsolási kialakításokat is tekintve összesen 12 fajta eset került szimulációra, ezeket az 5. táblázat foglalja össze.

5. táblázat, A vizsgált esetek

| Eset/kapcsolás | v1              | v2              | v3              |
|----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| I. eset        | 1xH MV, 1_Cirk. | 1xH MV, 1_Cirk. | 1xH MV, 1_Cirk. |
| II. eset       | 2xH MV, 1_Cirk. | 2xH MV, 1_Cirk. | 2xH MV, 1_Cirk. |
| III. eset      | 1xH MV, 2_Cirk. | 1xH MV, 2_Cirk. | 1xH MV, 2_Cirk. |
| IV. eset       | 2xH MV, 2_Cirk. | 2xH MV, 2_Cirk. | 2xH MV, 2_Cirk. |

A 16. ábra mutatja a 2003-ban mért fogyasztások tartam diagramját pirossal, míg kékkel a fogyasztások eloszlását láthatjuk. A várható érték 3,4 liter/perc, a szórás pedig 4,5 liter/perc, a maximális fogyasztás pedig 36 liter/perc volt. A kétszeres fogyasztási esetben a várható érték 6,8 liter/perc, a szórás 9 liter/perc és a maximális fogyasztás 72 liter/perc volt.



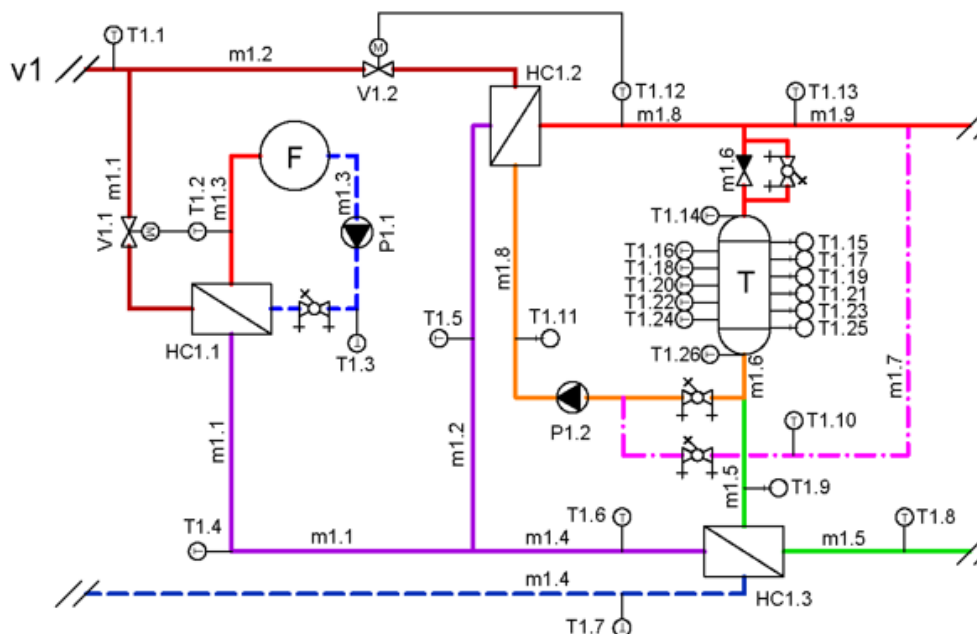
16. ábra, A mért fogyasztás tartamdiagramja

## 4. EREDMÉNYEK

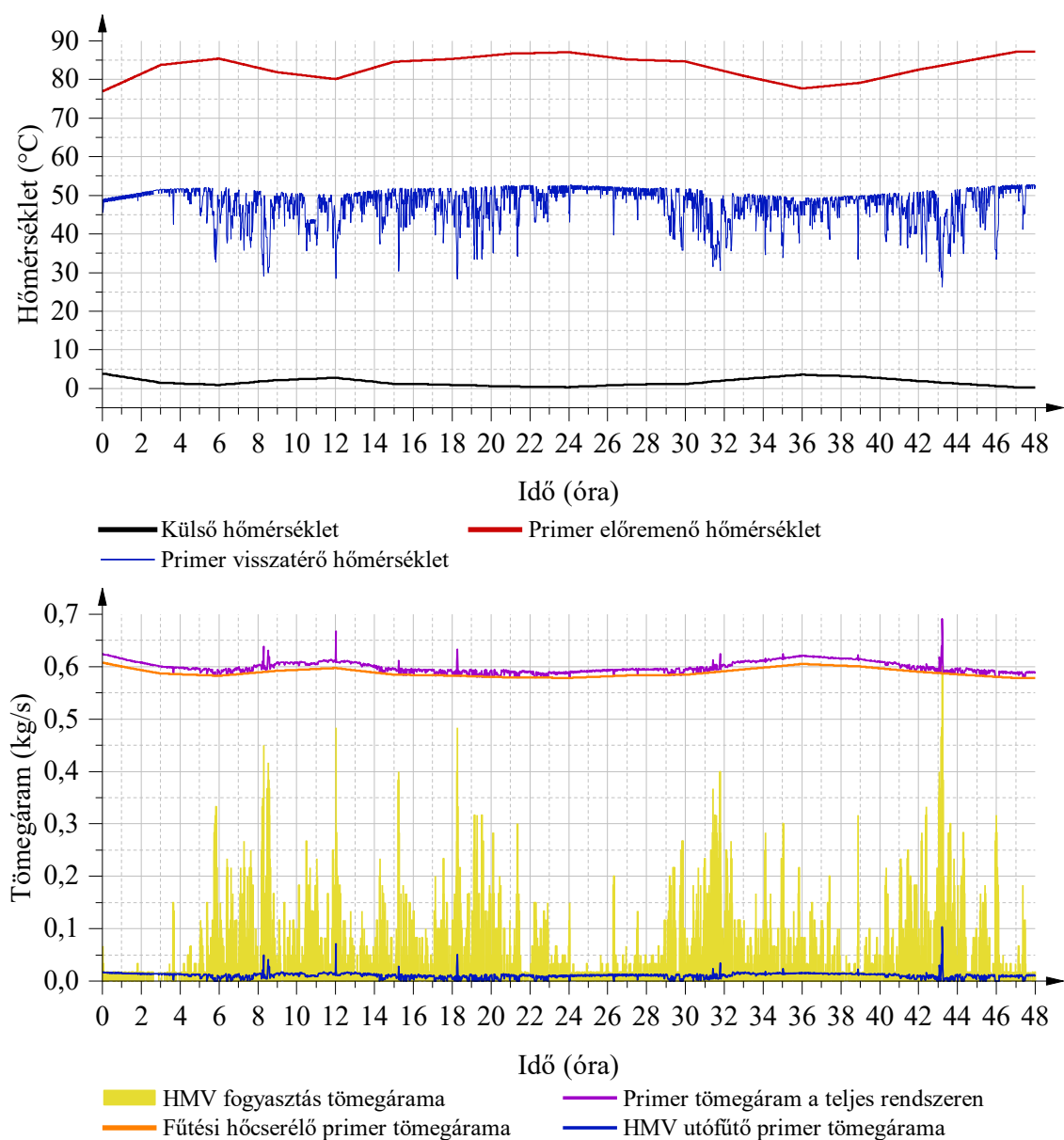
A szimulációs eredményeket tekintve részletes bemutatásra kerül a v1 hőközponti kapcsolás, mivel jelenleg ezt a kapcsolást alkalmazza a Főtáv, a v2 és v3 kapcsolás részletes bemutatásra nem kerül, a vizsgálat céljai és a dolgozat terjedelmi korlátja miatt, azonban a primer visszatérő hőmérséklet szempontjából vizsgálom őket.

### 4.1. A v1 kapcsolású hőközpont összefoglaló működése a szimulációs eredmények alapján

A szimulációs eredmények összefoglalóan a v1-es kapcsoláson, 17. ábra, keresztül kerülnek bemutatásra az I. esetre, azaz 1xHMV fogyasztás és 1\_Cirk. tömegáram mellett. A v1 kapcsolás egy három hőcserélős hőközpontot tartalmaz, egy darab HMV oldali szivattyúval, amely önmagában keringteti a tároló töltést és a cirkulációt is, emiatt a tároló töltő ág befolytásra került és a tároló töltés egy napra lett szétosztva. A hőközpont primer hőmérsékleteit a 18. ábra szemlélteti. Az ábrán megfigyelhető a külső hőmérséklet követés a primer előremenő hőmérséklet ingadozásában. Az eredmények két napot ölelnek fel, órai felbontásban ábrázolva a perces szimulációs eredményeket. Jól megfigyelhető, hogy a visszatérő hőmérséklet egy 50 °C körüli görbéhez simul hozzá és csak az alacsonyabb hőmérsékletek irányába vannak kiugró adatok, amelyek a HMV fogyasztással arányosak. Megfigyelhető, hogy a HMV csúcsfogyasztás esetén, amely 43. óra környékén volt, a legalacsonyabb a primer visszatérő hőmérséklet, kb. 25 °C. Az ábra alsó részén látható a primer tömegáramok alakulása a fűtési és HMV utófűtő hőcserélőn, ez alapján a HMV előállításához minimális tömegáram érkezik a HMV utófűtőre, emiatt a fűtés tömegárama és hőmérséklete a meghatározó.

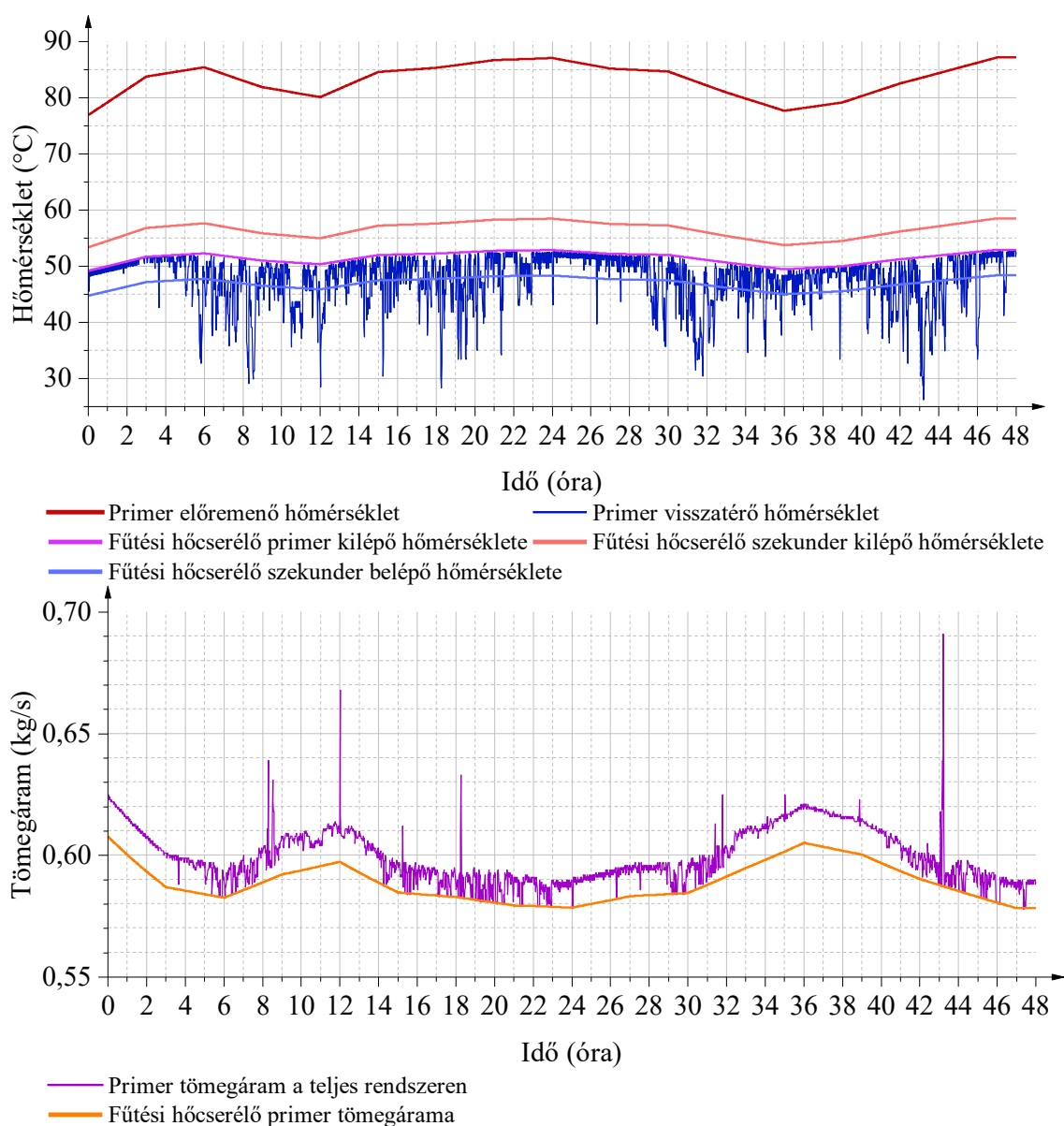


17. ábra, A v1 kapcsolás ismételtlen



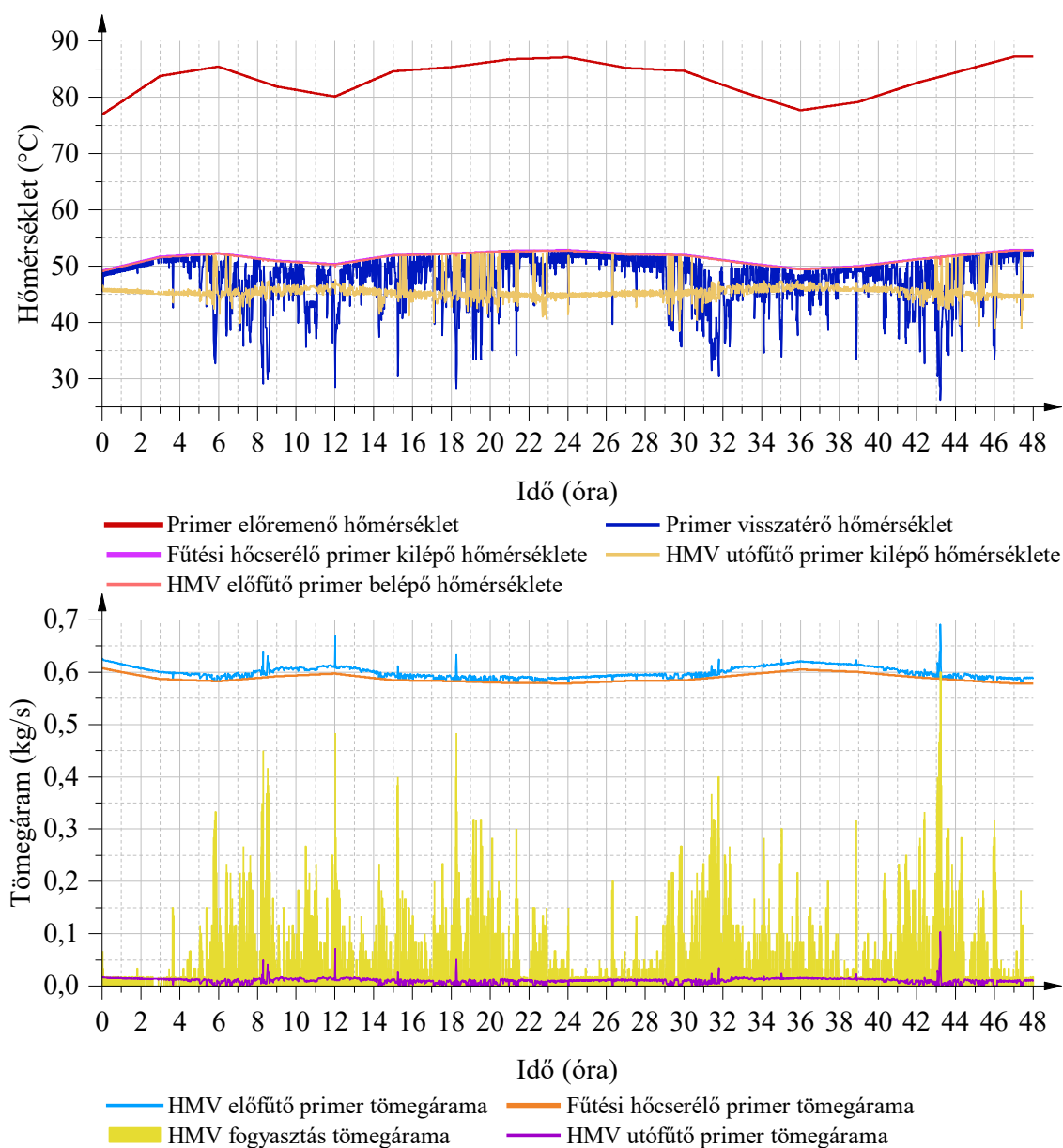
18. ábra, A primer visszatérő hőmérséklet és tömegáram alakulása

A 19. ábra mutatja a korábban már említett fűtési hőcserélő üzemállapotát. A diagramon egyértelműen látszódik, hogy a primer visszatérő hőmérséklet maximuma a fűtési hőcserélő primer kilépő hőmérsékletéhez igazodik, amennyiben a HMV fogyasztás nulla a két görbe meg-  
 egyezik. A sztochasztikusan változó HMV fogyasztás miatt látható a primer visszatérő hőmérsékletének ingadozása, hasonlóképpen megfigyelhető a HMV utófűtő tömegáramának gyors változása is, amely a HMV kilépő hőmérsékletre történő szabályzás miatt van. A fűtési hőcserélő szekunder oldali tömegárama állandó 2,1 kg/s és minőségi szabályozás történik, a jobb részletezettség miatt ez nem került ábrázolásra a diagramon. A szekunder oldali előremenő hőmérséklet szabályzása stabil, nem látunk jelentős változásokat.



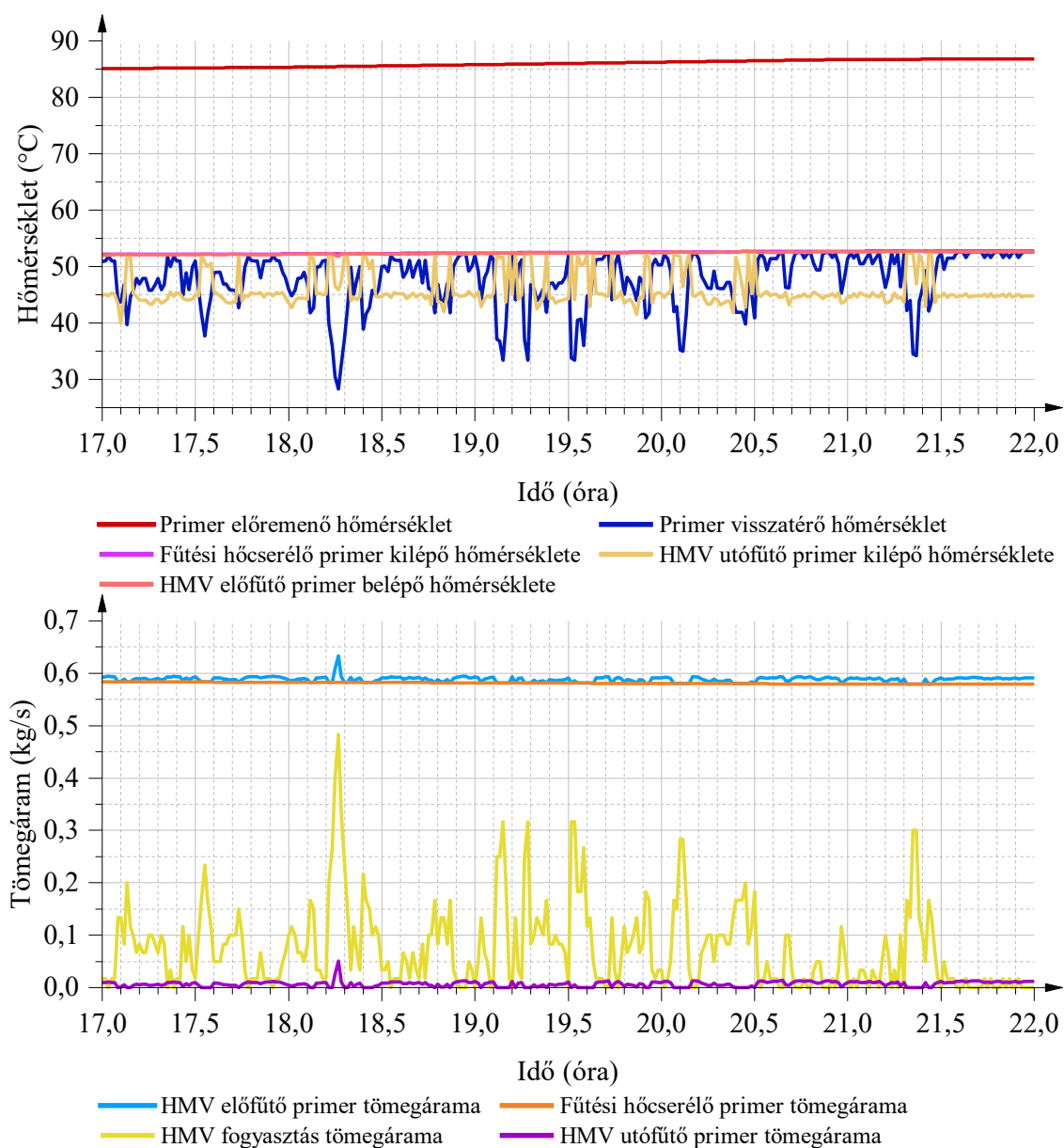
19. ábra, A fűtési hőcserélő üzeme

A HMV előfűtő primer oldali üzemet szemlélteti a 20. ábra. Fontos kiemelni, hogy az előfűtő szabályozatlan, a primer oldali tömegáramot a fűtési hőcserélőről érkező primer tömegáram és a HMV utófűtőről érkező primer tömegáram összege adja ki. A hőcserélőre érkező primer hőmérsékletet pedig az előbb említett két tömegáram keveredési hőmérséklete adja ki. Az ábra felső részén narancssárgával látható a HMV utófűtőből kilépő primer hőmérséklet, amely 45 °C körül mozog, de nagyobb HMV fogyasztások esetén pár fokkal alacsonyabb, viszont a HMV fogyasztás sztochasztikussága miatt a csúcsoknál 50 °C környéki primer hőmérsékleteket tapasztalhatunk, ez a szabályzásból fakad, amely csak egy kis késéssel tudja lekövetni az ingadozásokat. Azonban a korábban is említett tömegáram arányok miatt, hiába kerül jobb kihűtésre az utófűtőről érkező primer tömegáram, mivel ennek aránya csekély a fűtési tömegáramhoz képest, így a fűtési hőcserélőből kilépő primer hőmérséklet a domináns.



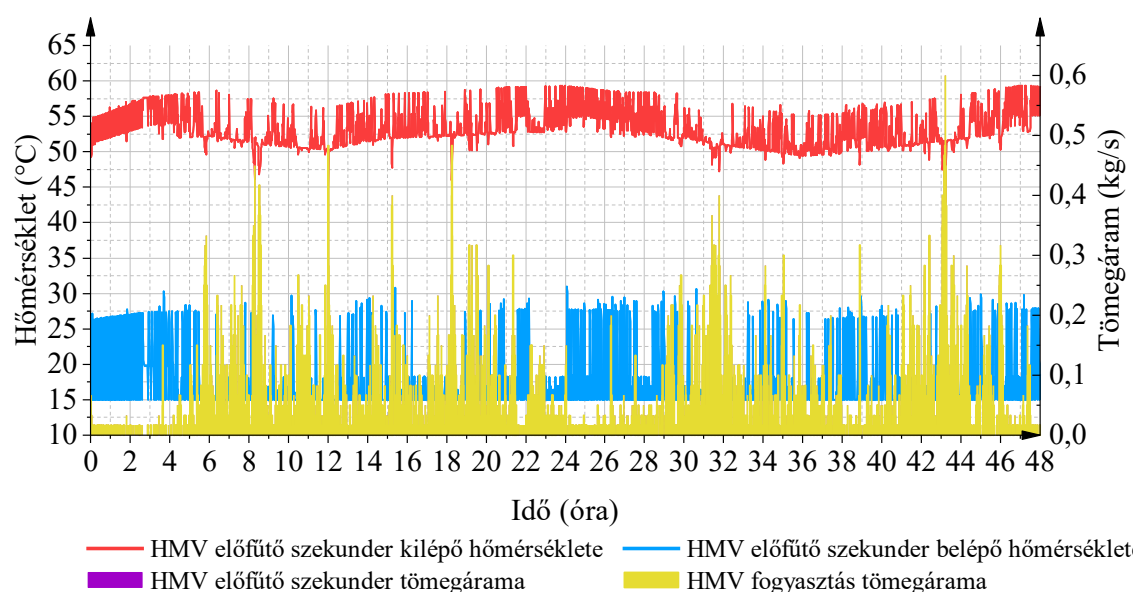
20. ábra, A HMV előfűtő primer oldali üzeme

A 21. ábra nagyobb részletességgel mutatja meg a 17 és 22 óra közötti intervallumban az előfűtőt. Jól látható, hogy annak ellenére, hogy a nagyobb HMV fogyasztások esetén kezdetben a HMV utófűtő hőcserélő primeroldali kilépő hőmérséklete emelkedik mégis a primer visszatérő hőmérséklet csökken, mivel az előfűtőn jobban kihűl. A csúcsok esetén az utófűtő szabályozása elkezd nyitni a primer oldali szelepet, hogy tartsa a HMV előremenő hőmérsékletet, emiatt nő az utófűtőből kilépő primer hőmérséklet ameddig a szabályzó nem érzékeli, hogy az igényelt hőmérsékletnél magasabb lenne a szekunder oldali kilépő hőmérséklet, ekkor visszaszabályoz. Érdeemes megfigyelni, hogy a kevésbé nagy csúcsok esetén az utófűtő primer tömegárama közel nulla, azonban nagy HMV fogyasztás esetén hirtelen nagyot nyit a szabályzó szelep, hogy tartsa a szekunder oldali előremenő hőmérsékletet. Közel nulla HMV fogyasztás esetén a szabályzó engedi a primer tömegáram szabályozott áramlását, ez az előfűtő és utófűtő közé bevezetett cirkuláció miatt van.



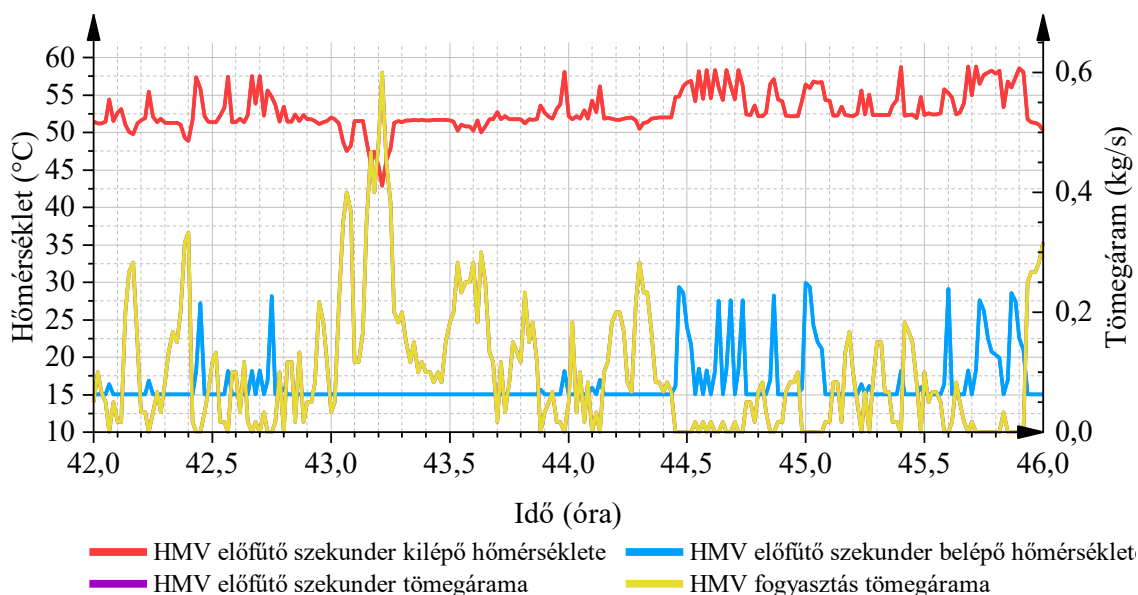
21. ábra, A HMV előfűtő primer oldali üzeme a 17-22 órás intervallumban

A 22. ábra az előfűtő szekunder oldalát ábrázolja. Megfigyelhető, hogy az előfűtőből kilépő szekunder hőmérséklet szinte mindig meghaladja az 50 °C-t. A szekunder belépő hőmérsékletnél látható, hogy nem állandó 15 °C-t tapasztalunk, hanem akár 30 °C-t elérő hőmérsékletet is. Azonban ez nem hiba, a szimulált rendszer ugyanis rendelkezett víz térfogattal, ez a víztérfogat nulla fogyasztás esetén melegeedett, mindaddig amíg meg nem indult a fogyasztás. Mivel a változás sztochasztikus, emiatt számos, területtől egyező tüskét látunk, amelyek minimuma a hidegvíz (HHV) hőmérséklete, azaz 15 °C.



22. ábra, A HMV előfűtő szekunder oldali üzeme

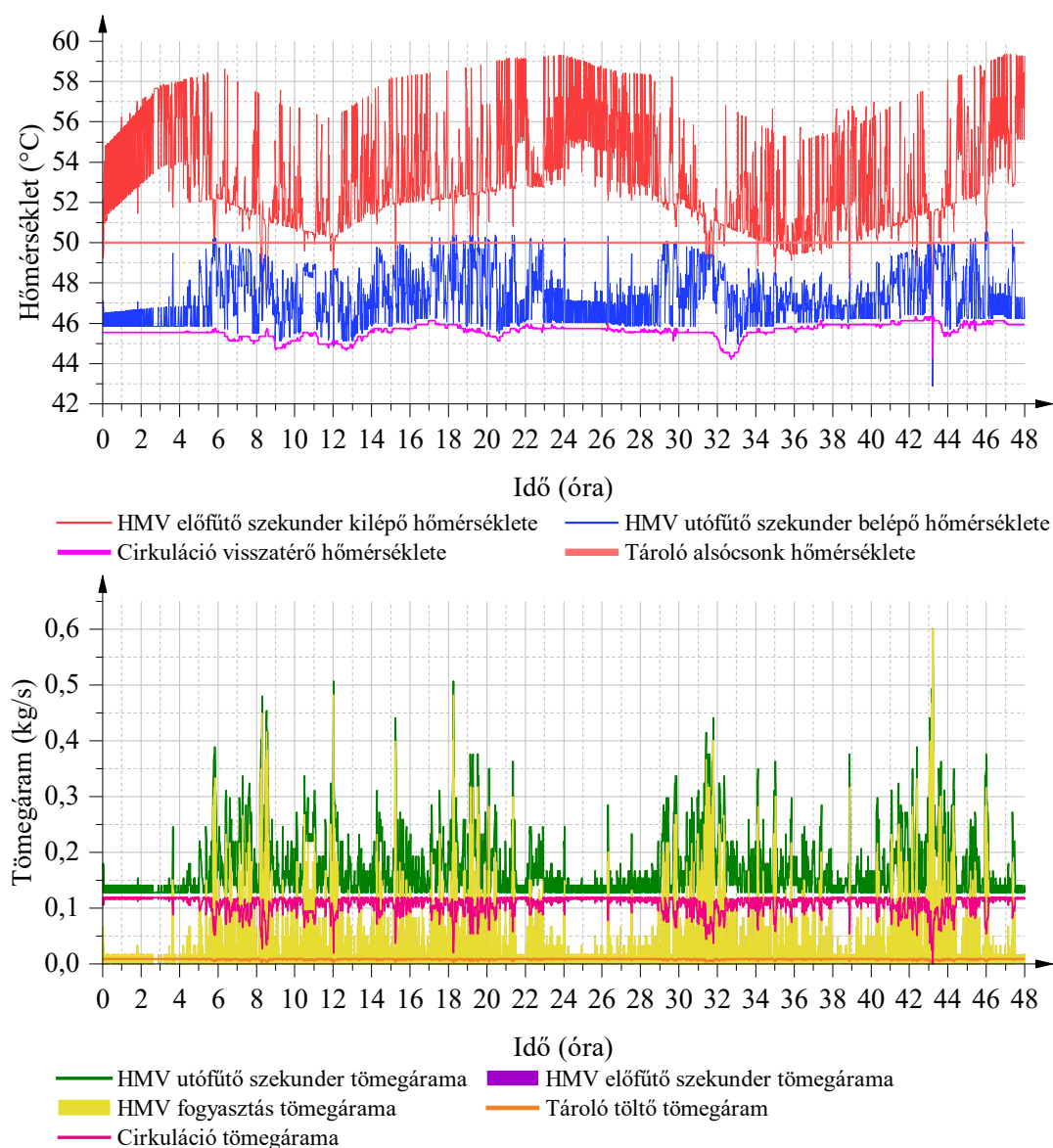
A korábbi megállapítások megerősítése érdekében a 23. ábra mutatja a HMV fogyasztási csúcs 42-46 órai intervallumában, nagyobb részletességgel, az előfűtőben zajló folyamatot. Ilyen részletezettség esetén már tisztán látszódik, hogy fogyasztás esetén a szekunder belépő hőmérséklet 15 °C, míg nulla fogyasztás esetén elkezdi melegedni a rendszerben lévő víztérfo-  
 gat. Továbbá megállapítható, hogy csak a csúcs időtartamokra esik az előfűtőből kilépő sze-  
 kunder hőmérséklet 50 °C alá, pl.: 43 óra 12 perckor 36 liter/perc fogyasztás esetén, a HMV  
 kilépő hőmérséklete közel 43 °C.



23. ábra, A HMV előfűtő szekunder oldali üzeme a HMV fogyasztás csúcs idejében

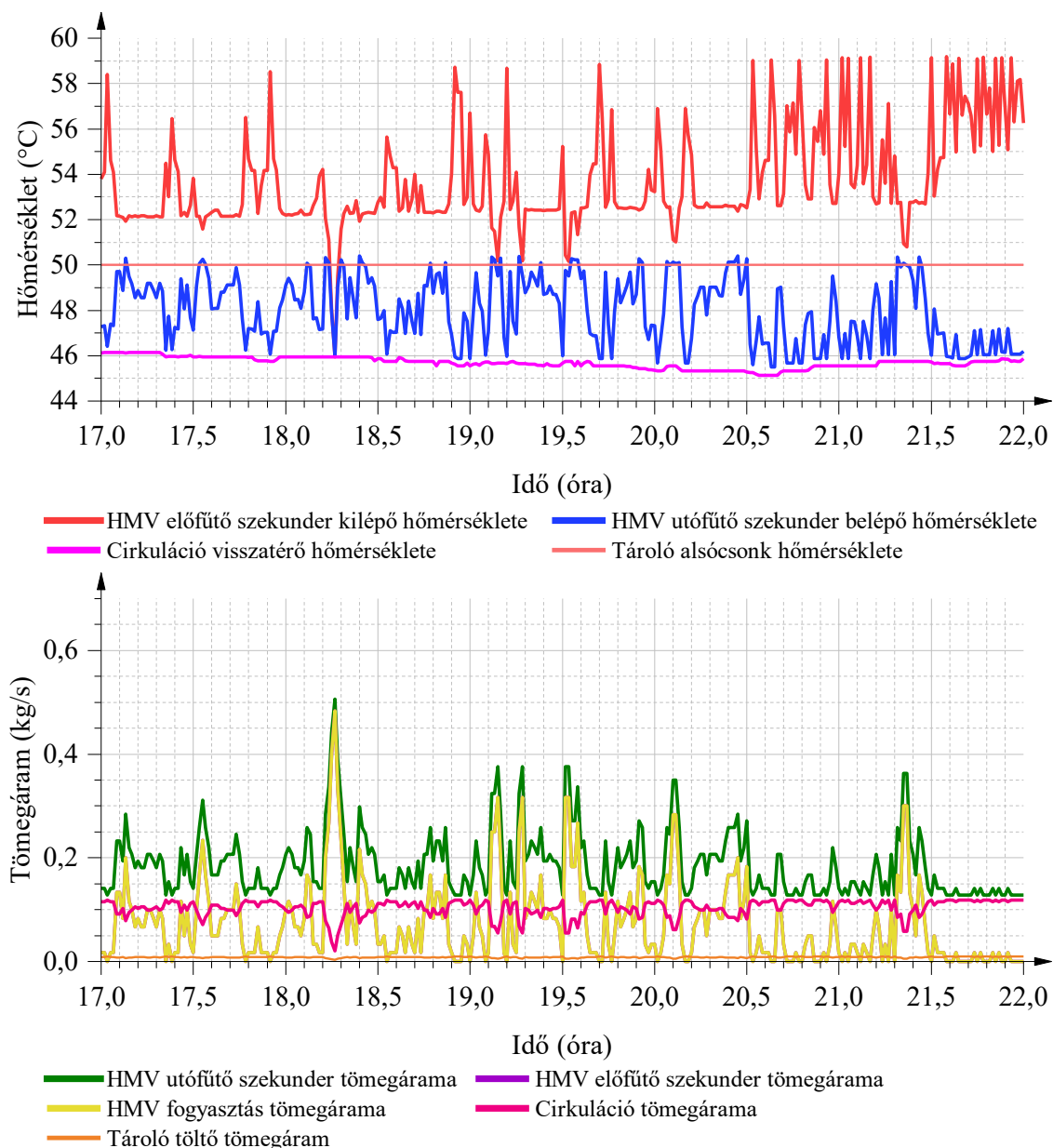
A 24. ábra a szekunder oldali tömegáramok keveredését mutatja be az utófűtő és az előfűtő között. A két hőcserélő közé érkezik az előfűtőn felmelegített HMV fogyasztás, a tárolóból érkező tömegáram és a cirkulációs tömegáram a fogyasztás függvényében. Mind a három tö-

megáram három különböző hőmérséklettel rendelkezik, a tömegáramaik függvényében keveredik ki az a hőmérséklet, amely az utófűtőre érkezik. A diagramon megfigyelhető a v1 kapcsolat sajátossága, hogy nagy fogyasztások esetén a cirkulált tömegáram csökken vagy akár meg is szűnik, emiatt látható a cirkuláció visszatérő hőmérsékletének bezuhanása is, amely mérési adatokból származik. Az ábra alsó felének alján láthatjuk a tároló töltő tömegáramot, amely oly csekély, hogy a befolyásoló hatása minimális, annak ellenére, hogy 50 °C-os hőmérséklettel érkezik vissza a tároló aljából, ezzel az is látható, hogy a tároló túl van töltve, mivel ez a teljes 48 órás időintervallumra igaz, ezért kijelenthető, hogy a tároló egyszer sem sül ki. Ezt megerősíti az utófűtőre érkező tömegáram mértéke is, amely minden esetben magasabb, mint a fogyasztás tömegárama. A diagramon az is látható, hogy a cirkuláció aránya rendkívül nagy a fogyasztáshoz képest, ennek következtében az utófűtőbe belépő szekunder hőmérséklet jelentősen alacsonyabb, mint az előfűtőből kilépő szekunder hőmérséklet, azonban így is előfordul, hogy bizonyos terhelés állapotok mellett, már az utófűtőbe belépő hőmérséklet is meghaladja az 50 °C-t.



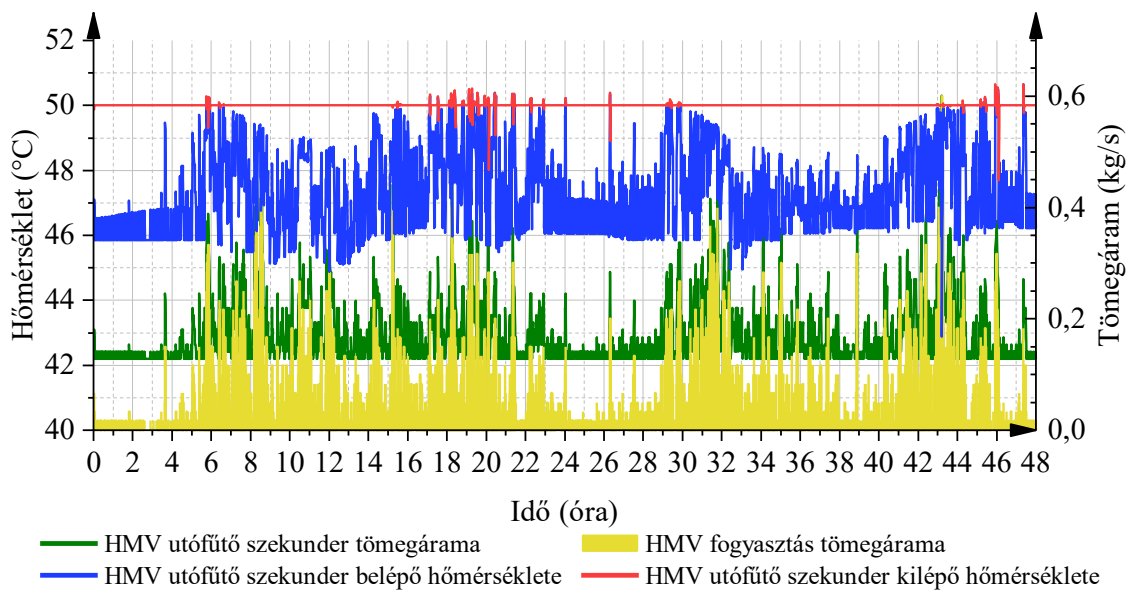
24. ábra, A szekunder oldali HMV keveredése az utófűtő és előfűtő között

A 25. ábra nagyobb részletezettséggel mutatja a keveredést a 17 és 22 óra között. Jól megfigyelhető, hogy a cirkuláció tömegárama épp olyan dinamikusul változik, mint a HMV fogyasztás. A v1 kapcsolás sajátos hidraulikája miatt érdekes látni, hogy nagy fogyasztások mellett ugyan az előfűtőből kilépő hőmérséklet csökken, mint nulla fogyasztás esetén, azonban az utófűtőbe belépő hőmérséklet nő, mivel növekvő fogyasztás mellett a cirkuláció áramoltatott tömegárama és a tároló töltés tömegárama is csökken, ezáltal a két hőcserélő között eltérő keveredés alakul ki. Ilyen esetekben az utófűtőre érkező hőmérséklet már 50 °C felett van, tehát az utófűtő primer oldalán zár a szelep.

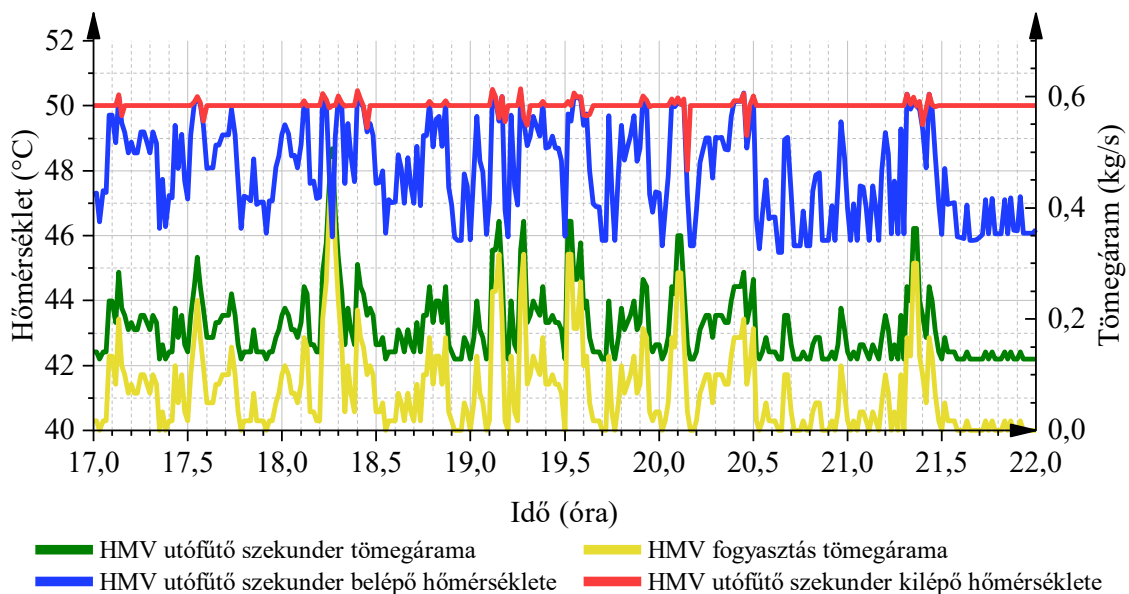


25. ábra, A szekunder oldali HMV keveredése az utófűtő és előfűtő között a HMV fogyasztás csúcs idejében

A 26. ábra az utófűtő szekunder oldali üzemét mutatja be. A korábban is említett előfűtő által túlfűtött fogyasztás jól megfigyelhető csúcsokat okoz a kilépő hőmérsékletben. Nagyobb részletezettséggel is megtekinthetjük ezt a 17-22 óra közötti intervallumon a 27. ábra alapján.

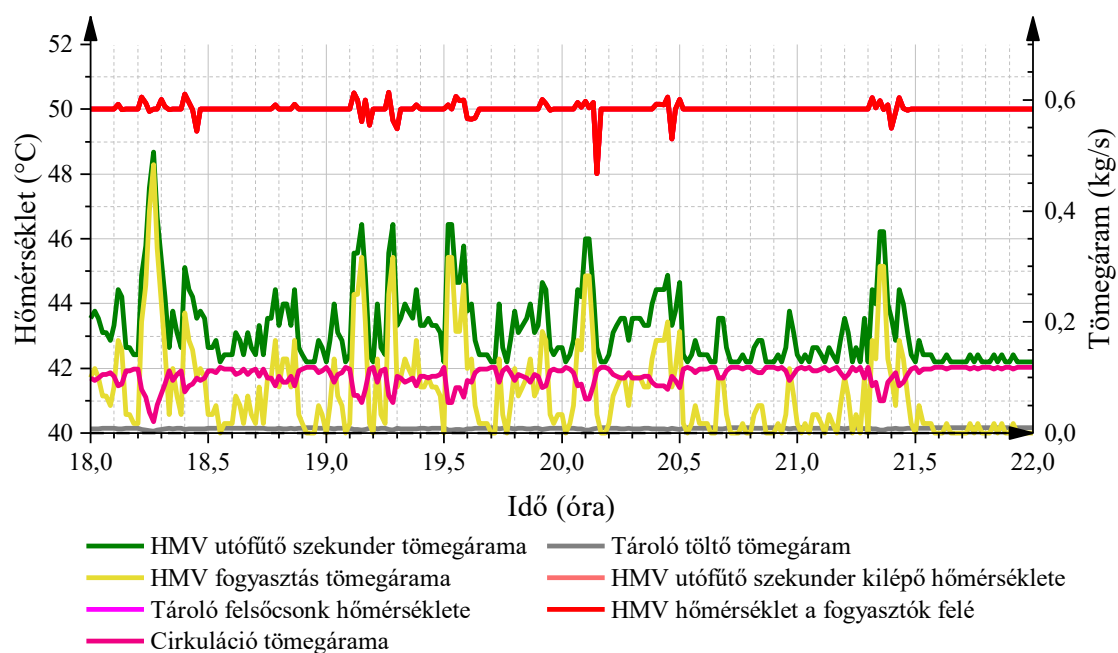


26. ábra, A HMV utófűtő szekunder oldali üzeme



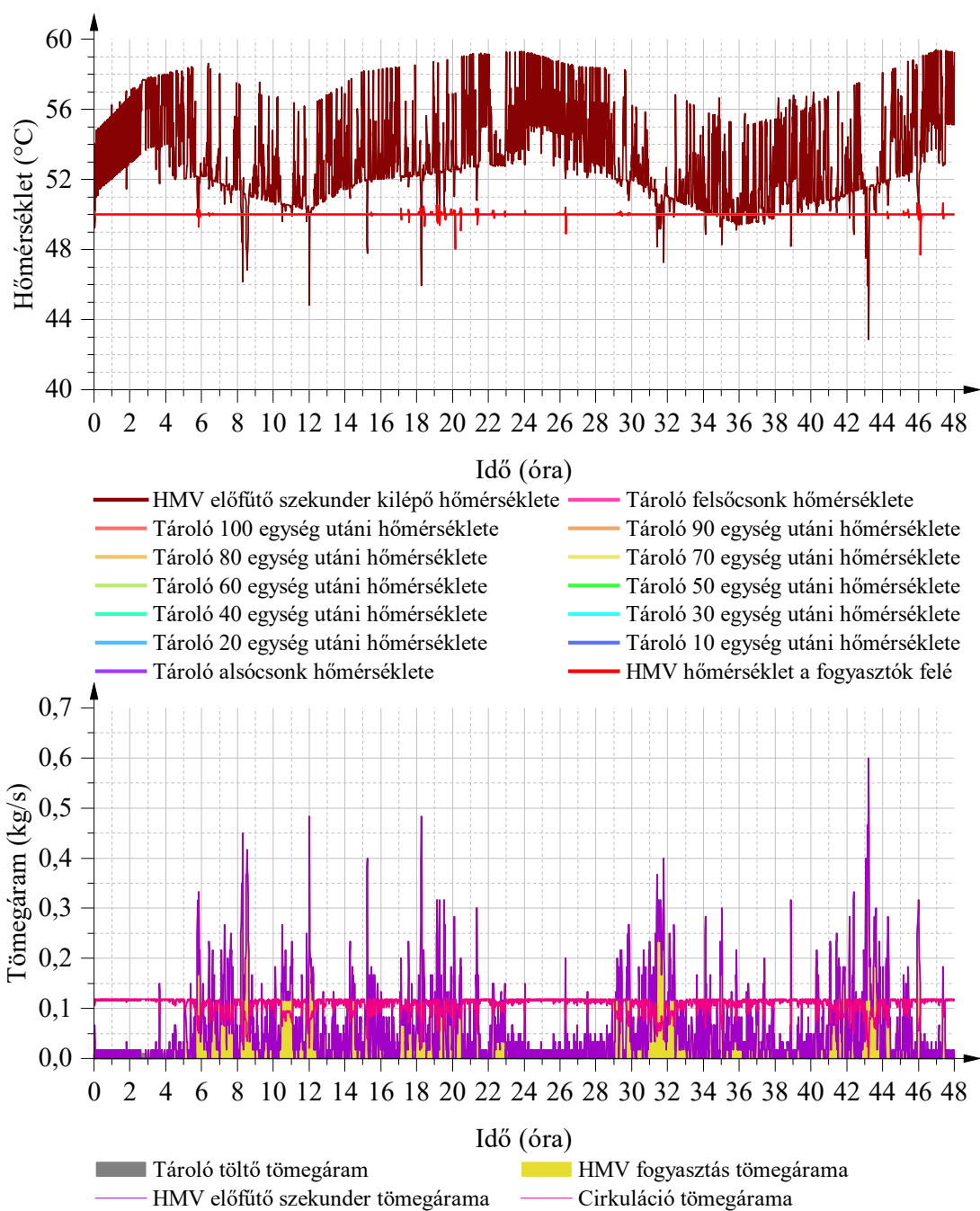
27. ábra, A HMV utófűtő szekunder oldali üzeme 17 és 22 óra között

A 28. ábra mutatja, hogy a fogyasztók milyen hőmérsékletű használati melegvizet kapnak a 17-22 órás intervallumban. Az ábrán megfigyelhető, hogy néhány esetben a fogyasztók rövid ideig nem kapják meg a kívánt 50 °C-os közeget ugyanakkor máskor ennél magasabb hőmérsékletet is kapnak. Ennek oka egyfelől a kapcsolat hidraulikájában keresendő másfelől a szabályzás pontatlanságában. A túlfűtések az előfűtőből érkező magas hőmérsékletek miatt vannak, míg az alul fűtések a szabályzás pontatlanságából, mivel ez az alul fűtött közeg érkezik a tároló felé is és a tárolóból nem történik fogyasztás, így a tároló ezeket a hőmérséklet ingadozásokat nem tudja csillapítani, a tároló szintén az alacsony hőmérséklettel töltődik.



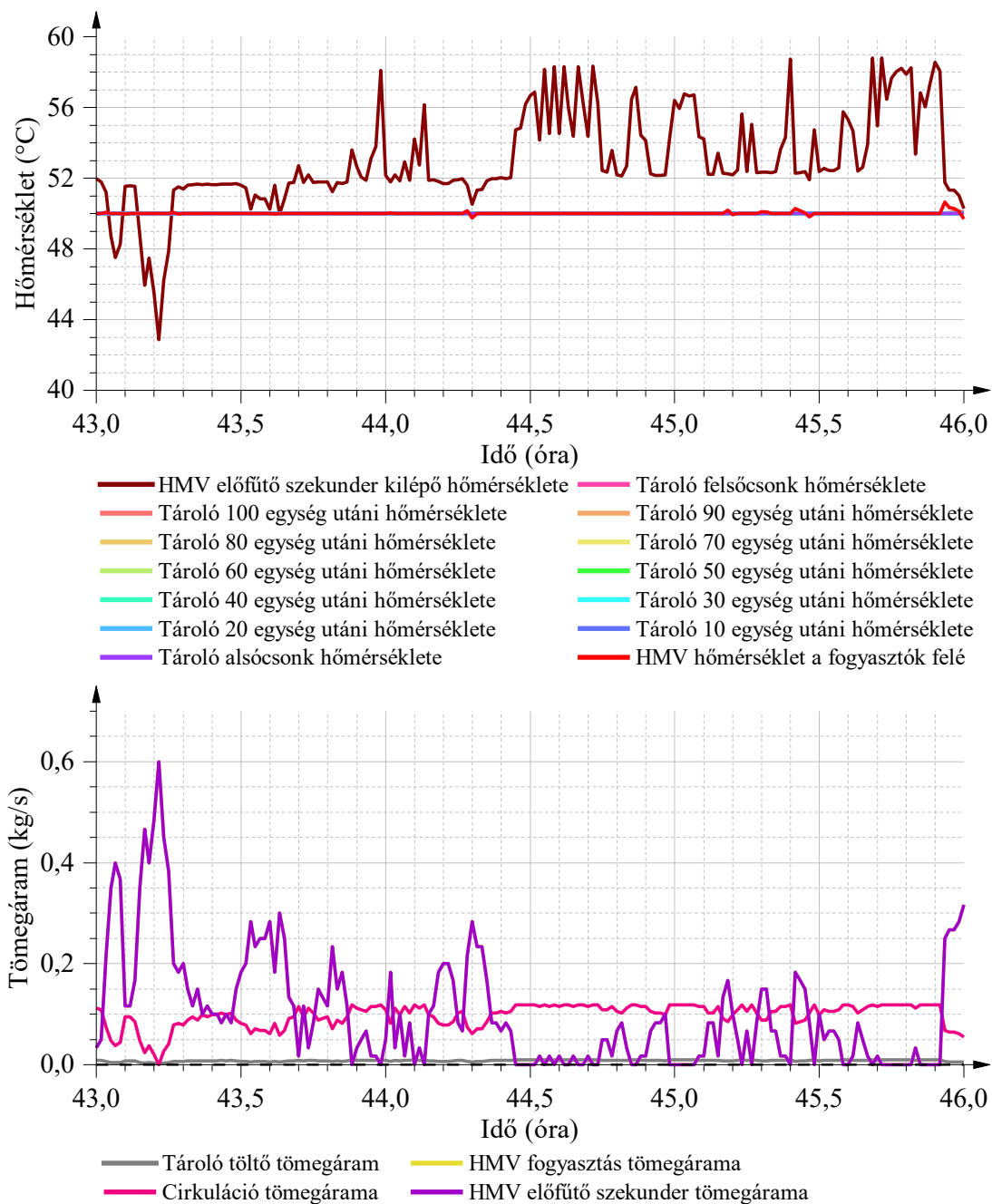
28. ábra, A fogyasztók felé érkező HMV hőmérséklete

A 29. ábra mutatja a tárolóban kialakuló hőmérsékleteket, azonban mivel nincsen egyáltalán fogyasztás a tárolóból, azt látjuk, hogy a rétegződés megfelel az utófüttőből kilépő hőmérséklettel. A korábban említett hőmérséklet csökkenést a tároló rétegződése már csillapítja és mivel a diagram tíz tároló egységenként (30 liter) jeleníti meg a tároló hőmérsékletét így az ábrázolt rétegek szintjéig már nem keveredik le a csekély tömegáramú csökkent hőmérsékletű tárolótöltés.



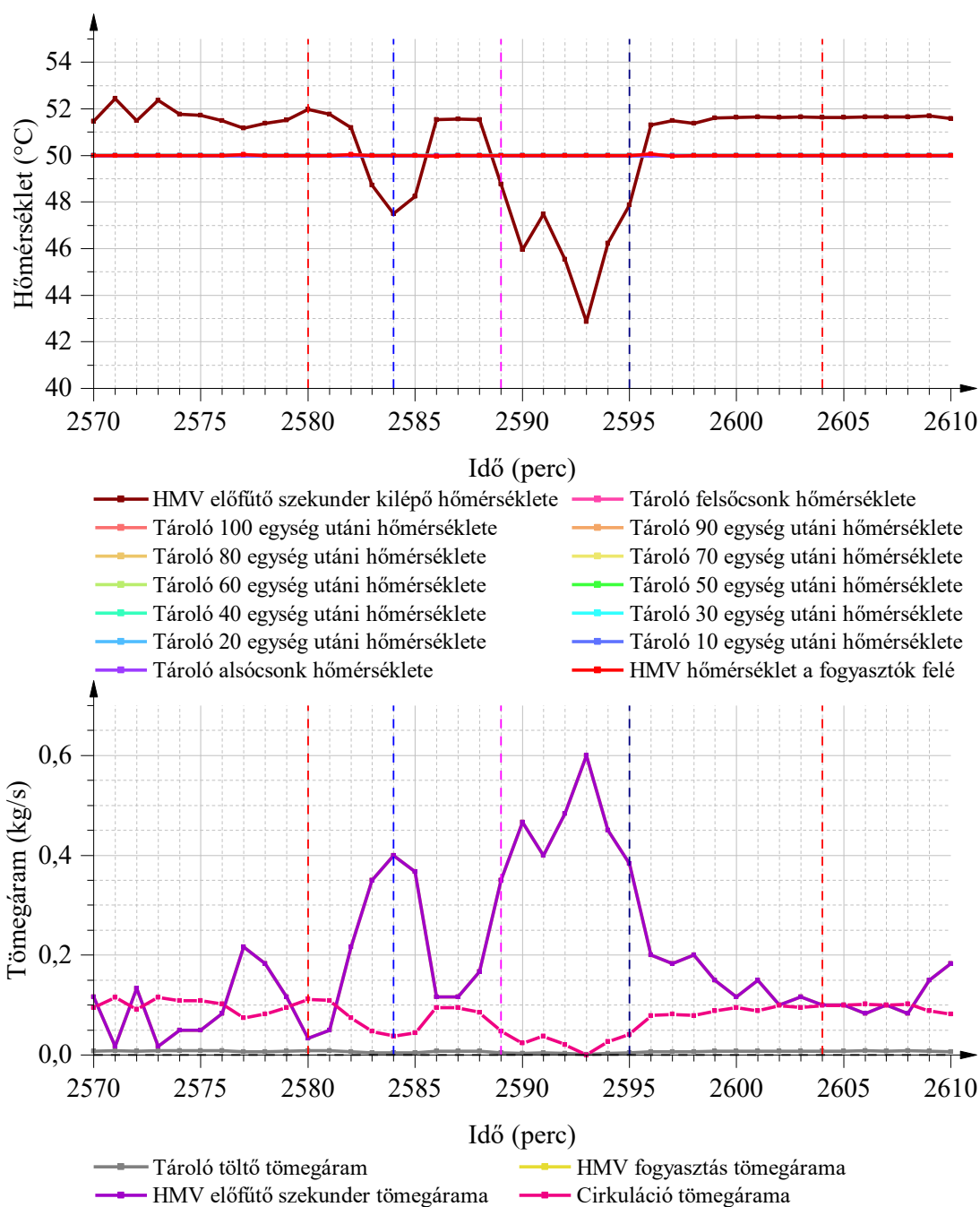
29. ábra, A tárolóban kialakuló hőmérsékletek

A 30. ábra nagy felbontásban mutatja a tárolóban történő folyamatokat a 43-46 óra között. Ekkora felbontás mellett már látható, hogy a tároló felső csonkjának hőmérséklete néhány esetben magasabb, mint 50°C, azonban a tároló alsóbb rétegei tartják az 50 °C körüli hőmérsékletet. Az ábra alsó felében szépen kivehető a csúcsfogyasztás időpontjában a cirkuláció elhalása is, ekkor a nagy fogyasztás miatt az előfűtő már nem fűt túl és szükséges az utófűtő nagyobb rásegítése is.



30. ábra, A tároló üzemállapota a 43-46 óra között

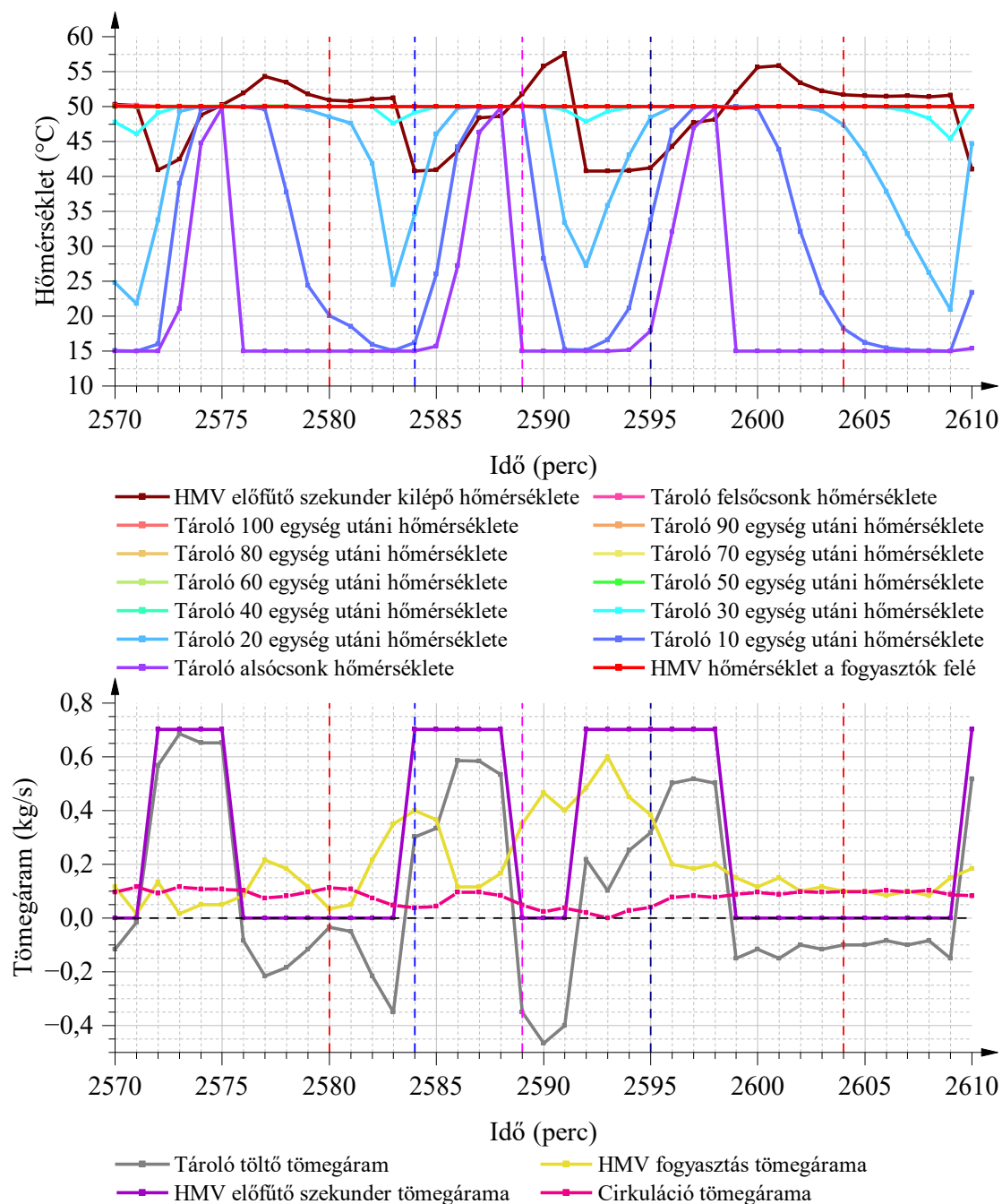
A 31. ábra a csúcsfogyasztás időpontjában mutatja a tároló állapotát perces felbontás mellett. Az ábra alsó felén ekkora felbontásnál jobban kivehető a cirkuláció elhalása, ami 35 liter/perc fogyasztásnál következik be, de a 36 liter/perc fogyasztás mellett már a tároló töltés is haldoklik, amelynek elhalási pontja a korábban említett 42,1 liter/perc. Ezen az ábrán is látható, hogy a tárolóból egyáltalán nem történik fogyasztás.



31. ábra, A tároló üzemállapota a csúcsfogyasztás idejében perces felbontás mellett

A 32. ábra a v3 kapcsoláson keresztül mutatja be az I. esetre vonatkozólag a tároló üzemét a csúcsfogyasztás idejében. A perces felbontásnak köszönhetően a tároló rétegekben kialakuló hőmérsékletek markánsan elkülönülnek. A 2575. perctől egy kisütés kezdetét láthatjuk, mivel ez a kapcsolás külön vezérelt tároló töltő szivattyúval rendelkezik, így az ábra alsó részén jól látszódik, hogy ebben az időpillanatban kapcsol ki a szivattyú. A szivattyú mindaddig kikapcsolva marad, amíg a 30. tároló egységben (90 liter hiszterézis térfogat teteje) meg nem jelenik a 45 °C, ez az ábrán a 2583. percben látható. A tároló rétegek színezésének köszönhetően jól látszódik, hogy a tárolónak csak a hiszterézis térfogata kerül használatra, a felsőbb rétegekben

nem történik szignifikáns hőmérséklet csökkenés ilyen beállítások mellett. A hiszterézis térfogatot a tárolótöltő szivattyú 42 liter/perc térfogatárammal 2-6 perc alatt tölti vissza, a fogyasztás függvényében.



32. ábra, A v3 kapcsolásnál a tároló üzemének alakulása a csúcsidőben

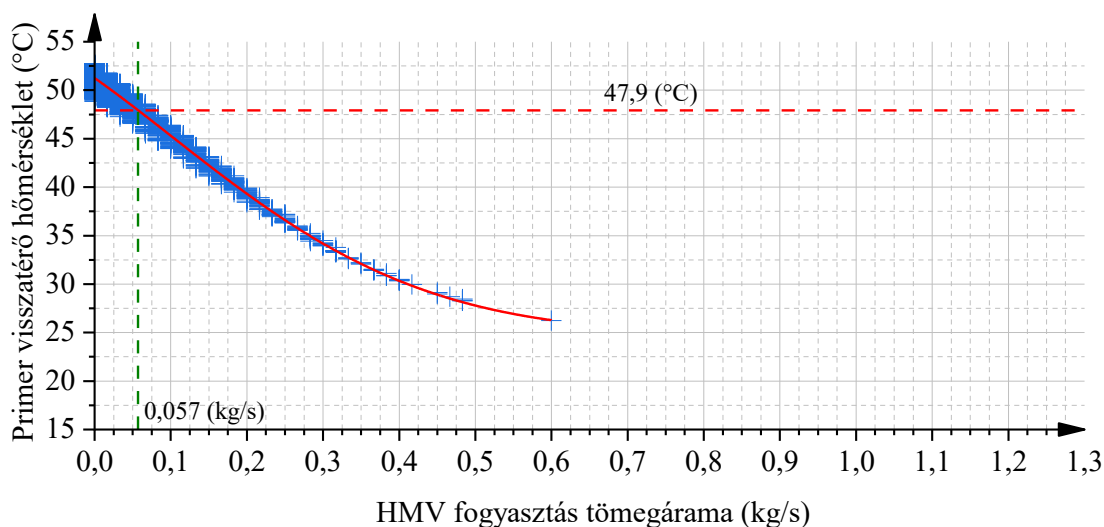
A 33. ábra a fogyasztás függvényében mutatja a primer visszatérő hőmérsékletet a v1 kapcsolásnál I. esetben. Ennél a kapcsolásnál nagyon szépen kivehető a primer visszatérő hőmérséklet HMV fogyasztási függése, erre a görbére egy Gauss-Amp függvényt lehet illeszteni, amely illeszkedés  $R^2 = 0,9597$ -el rendelkezik. Ennek a képlete a következő:

$$y = y_0 + Ae^{-\frac{(x-x_c)^2}{2w^2}} \quad (27)$$

ahol:

|                                                       |                                         |
|-------------------------------------------------------|-----------------------------------------|
| $x \left( \frac{kg}{s} \right)$                       | a fogyasztás tömegárama                 |
| $x_c = -0,23 \pm 0,02205 \left( \frac{kg}{s} \right)$ | a HMV fogyasztás konstansa              |
| $w = 0,3314 \pm 0,01691 \left( \frac{kg}{s} \right)$  | számítási konstans                      |
| $A = 33,64 \pm 1,548 \text{ (}^\circ\text{C)}$        | számítási konstans                      |
| $y_0 = 24,82 \pm 0,7011 \text{ (}^\circ\text{C)}$     | a primer visszatérő konstansa           |
| $y \text{ (}^\circ\text{C)}$                          | a várható primer visszatérő hőmérséklet |

Az átlag fogyasztás pedig 0,057 kg/s, azaz 3,42 liter/perc, míg az átlag primer visszatérő hőmérséklet 47,9°C a vizsgált fogyasztások mellett a vizsgált időtartamon.



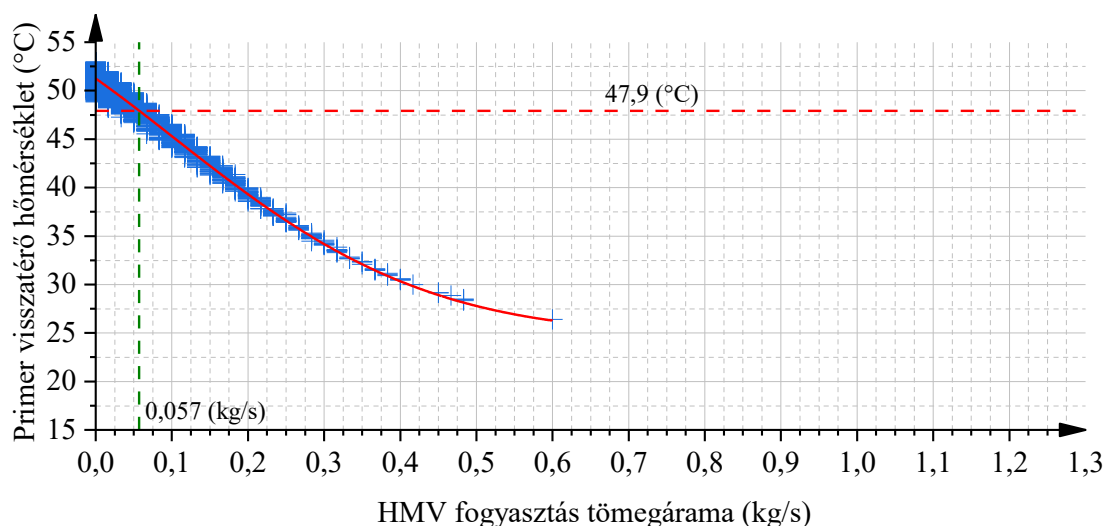
33. ábra, A HMV fogyasztás függvényében a primer visszatérő hőmérséklet alakulása a v1 kapcsolásnál az I. esetben

A vizsgálatok a v2 és v3 kapcsolás esetén is megtörténtek, azonban ezeket csak a primer visszatérő hőmérséklet alapján mutatom be. A két hőcserélő, egy szivattyús v2 kapcsolás esetén a szabályozott hőcserélő miatt túlfűtés egyáltalán nem történt, azonban az egyszeres HMV fogyasztás esetén ennél a kapcsolásnál sem történ fogyasztás a tárolóból. A v3 kapcsolás esetén a külön tárolótöltő szivattyú miatt minden vizsgált esetben használatba került a tároló is. Mivel a v3 kapcsolás is három hőcserélő és ez esetben is szabályozatlan az előfűtő ezáltal ennél a kapcsolásnál is voltak időszakok amikor túlfűtés történt a HMV előfűtőn. A v1 és v2 kapcsolás esetén kétszeres HMV fogyasztást feltételezve már volt kisütés a tárolóban. Mind a három kapcsolás esetén elmondható, hogy egyszersem fordult elő a tároló elégtelen kapacitása a vizsgált körülmények között.

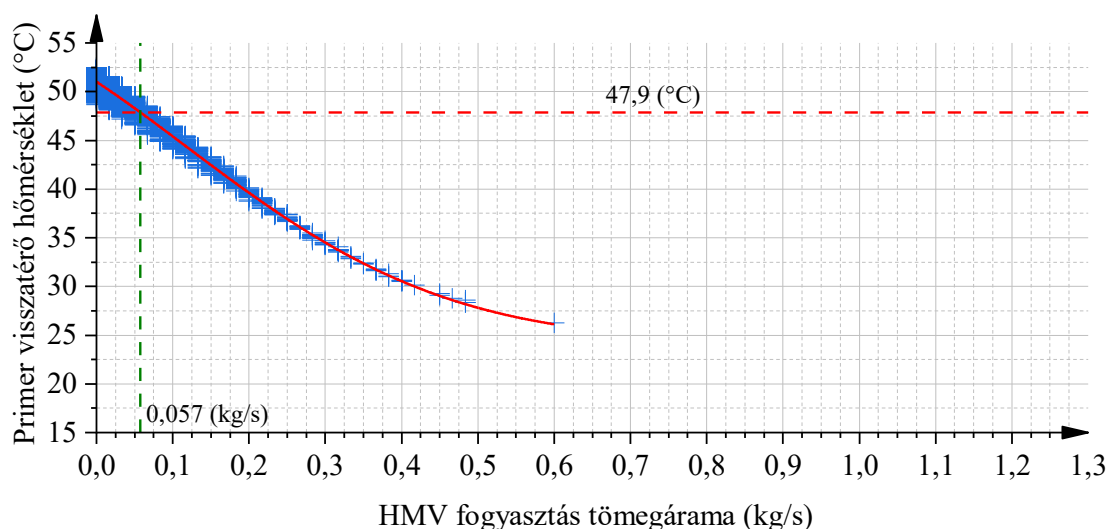
A továbbiakban a v1, v2 és v3 kapcsolás kerül összehasonlításra a primer visszatérő hőmérsékletre vonatkozóan a kétféle HMV fogyasztás és kétféle cirkulációs tömegáram függvényében.

#### 4.2. A hőközponti kapcsolások összehasonlítása a primer visszatérő hőmérsékletre a különböző fogyasztások és cirkulációs tömegáramok esetén

A v1-es kapcsolat I. esetében, egyszeres HMV fogyasztás és beszabályozott cirkuláció, mutatja a 34. ábra a primer visszatérő hőmérséklet alakulását a HMV fogyasztás függvényében. Az ábrán megfigyelhető, hogy a szimulált pontok jól rendeződnek egymáshoz és egy szigorúan monoton csökkenő jelleget mutatnak. A függvény nagyobb fogyasztási tömegáramok mellett laposodó jelleget mutat, ez a hőátadás folyamatára vezethető vissza, ami az előfűtő hőcserélőben zajlik, azaz a primer visszatérő hőmérséklet sosem lehet alacsonyabb, mint a hőcserélő szekunder oldalán belépő hidegvíz hőmérséklete. A mellékletekben található 1. M-ábra mutatja a kétszeres fogyasztás esetén kialakuló primer visszatérő hőmérsékleteket, ezek a csúcspontok idejében közel  $19\text{ }^{\circ}\text{C}$ -t mutatnak. A 35. ábra a beszabályozatlan cirkulációs és egyszeres fogyasztás (III.) esetére mutatja a visszatérő hőmérsékleteket, ebben az esetben azonban nem tapasztalunk szignifikáns eltéréseket a beszabályozott cirkulációval rendelkező kapcsoláshoz képest.

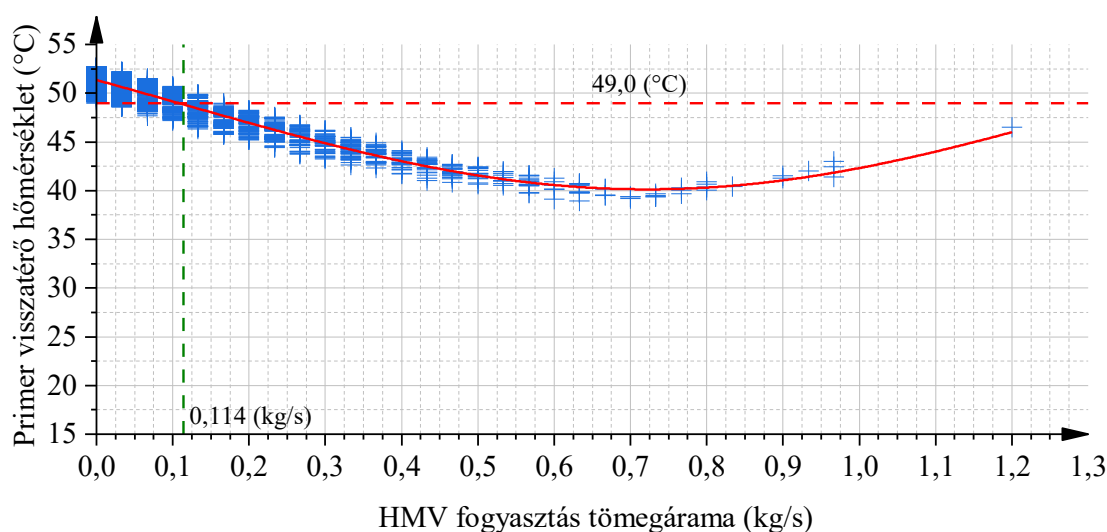


34. ábra, A HMV fogyasztás függvényében a primer visszatérő hőmérséklet alakulása v1 kapcsolat az I. esetben



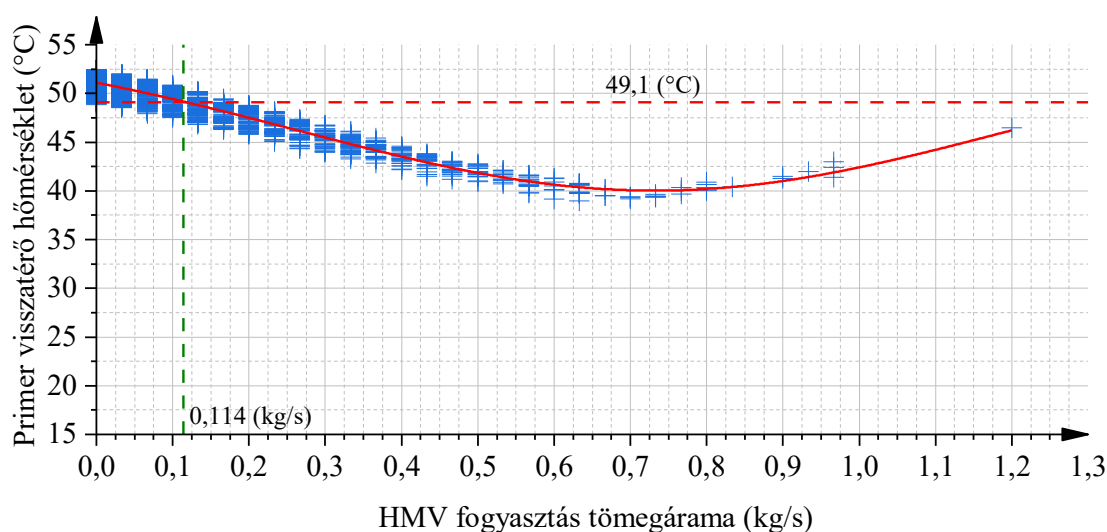
35. ábra, A HMV fogyasztás függvényében a primer visszatérő hőmérséklet alakulása v1 kapcsolat a III. esetben

A 36. ábra a v2-es kapcsolás esetén mutatja a primer visszatérő hőmérséklet alakulását a II. esetben, azaz kétszeres HMV fogyasztásnál. Érdekes látni, hogy a v1-es kapcsoláshoz képest, amely elő és utófűtővel rendelkezik, a v2-es kapcsolás egyetlen HMV hőcserélővel, a melegvíz fogyasztás függvényében nem szigorúan monoton csökkenő tendenciát mutat, hanem minimum ponttal rendelkezik kb. 42 liter/perc térfogatáramnál. Ez a jelleg annak köszönhető, hogy a fűtési hőcserélő tömegáramát nem használjuk HMV készítésre, ameddig a HMV hőcserélőből érkező primer tömegáram hőmérséklete alacsonyabb, mint a fűtési hőcserélő primer kilépő hőmérséklete addig szigorúan monoton csökken a függvény, azonban a minimum pontban, 0,7 kg/s fogyasztásnál, a HMV hőcserélőről érkező primer kilépő hőmérséklet már magasabb, mint a fűtési hőcserélő primer kilépő hőmérséklete, így a primer keverék visszafűtésre kerül.



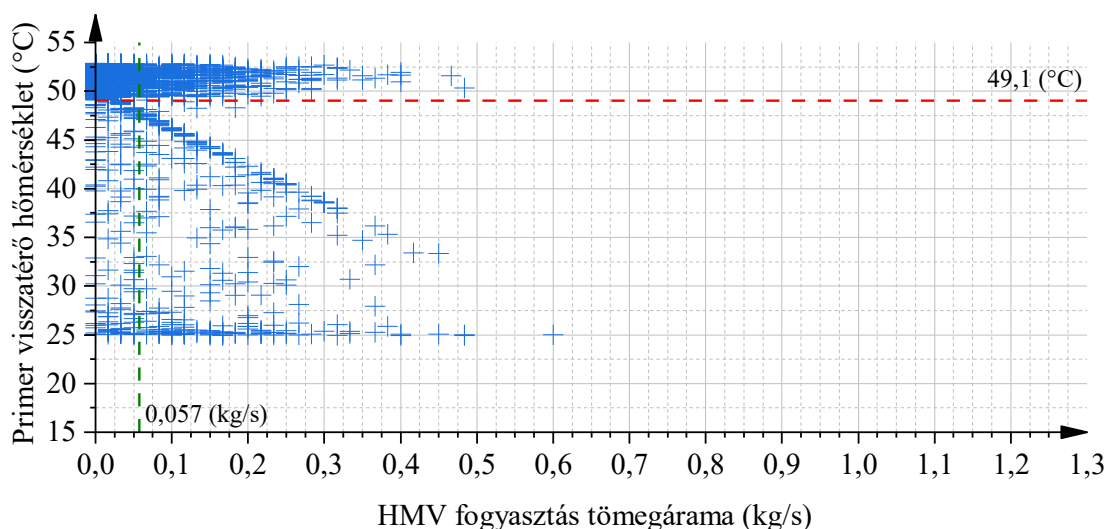
36. ábra, A HMV fogyasztás függvényében a primer visszatérő hőmérséklet alakulása v2 kapcsolás a II. esetben

A v2-es kapcsolás esetén sem láthatunk jelentős eltérést a primer visszatérő hőmérsékletben beszabályozatlan cirkulációval és kétszeres használati melegvíz fogyasztással rendelkező rendszereknél (IV. eset), ezt bizonyítja a 37. ábra.

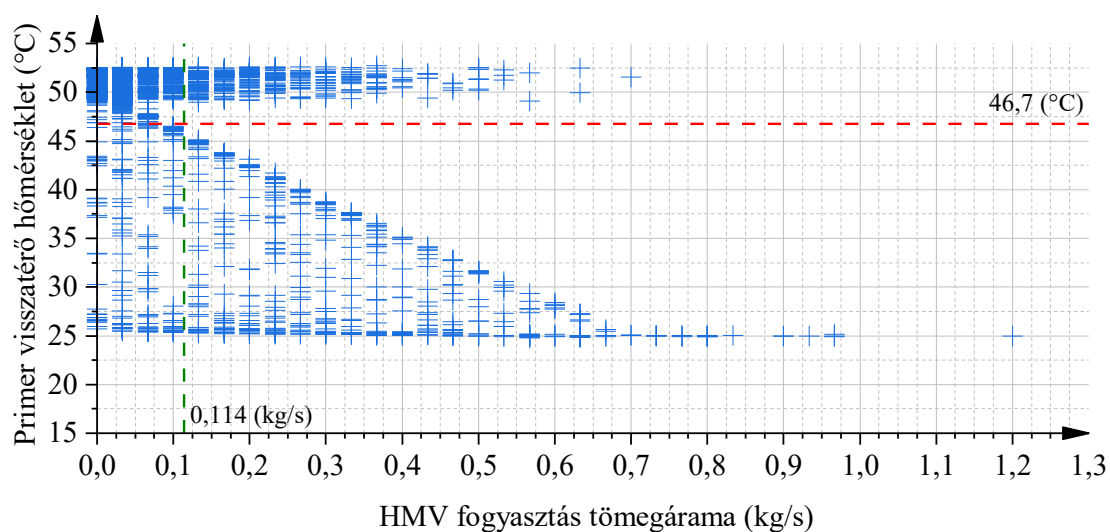


37. ábra, A HMV fogyasztás függvényében a primer visszatérő hőmérséklet alakulása v2 kapcsolás a IV. esetben

A primer visszatérő hőmérsékletek alakulását a v3-as kapcsolásra a 38. ábra mutatja az I. esetben. A korábbi kapcsolásokhoz képest teljesen más jelleget láthatunk. A szimulációs pontok kétfajta rendeződési elvet mutatnak, ez a rendszer működéséből fakad, mivel külön tárolótöltő szivattyú működik. Amennyiben a tároló kisütése zajlik, azaz nem megy a tárolótöltés, akkor a visszatérő hőmérsékletek az 50°C közelébe rendeződnek a fogyasztástól közel függetlenül. Azonban mikor működik a tárolótöltés egy jól elkülönülő derékszögű háromszöget figyelhetünk meg amelynek átlóját a tároló töltés és a fogyasztás aránya adja. Amikor ez a két érték megegyezik, akkor érjük el a legnagyobb primer visszatérő kihűtést, mivel ezekben az esetekben az előfűtő szekunder belépő hőmérséklete a használati hidegvíz hőmérsékletével megegyezik. Ettől eltérő esetekben pedig egy kevert hőmérséklet lép be az előfűtőbe a szekunder oldalról, ez okozza a kis fogyasztások esetén látható egymás fölé rendeződő pontokat adott fogyasztás mellett. Azt, hogy ezek a pontok az Y-tengely mentén hol helyezkednek el az éppen aktuális üzemállapotoktól függenek, hogy a tároló éppen milyen töltöttségű, mekkora tömegáramú és milyen hőmérsékletű víz keveredik a hidegvízzel a szekunder oldalon, a melegvíz fogyasztás milyen irányban és milyen meredeken változik. A 39. ábra kétszeres HMV fogyasztás és be- szabályozatlan cirkuláció esetén mutatja be a v3 kapcsolásban kialakuló primer visszatérő hőmérsékleteket, ennél a kapcsolásnál sem látunk szignifikáns változást, azonban a kétszeres értékek mellett jobban elkülönülnek a fogyasztások függőleges rendeződései, ez az oszlopos rendeződés a mért adatokra vezethető vissza, mivel a mérés 1 perces átlagolással és 1 liter felbontással rendelkezett.



38. ábra, A HMV fogyasztás függvényében a primer visszatérő hőmérséklet alakulása v3 kapcsolás az I. esetben



39. ábra, A HMV fogyasztás függvényében a primer visszatérő hőmérséklet alakulása v3 kapcsolás a IV. esetben

Az 6. táblázat összefoglalva mutatja a különböző kapcsolások és esetek függvényében a primer visszatérő hőmérsékletének alakulását. A vizsgálatok alapján elmondható, hogy a cirkuláció beszüntetésének nincs komoly hatása a primer visszatérő hőmérsékletre a vizsgált tartományokban. A kétszeres fogyasztás 1-3°C hőmérséklet csökkenést eredményezett.

6. táblázat, A primer visszatérő hőmérsékletek alakulása a vizsgált esetekben

| Megnevezés       |                                                  | Az átlagos primer visszatérő hőmérséklet (°C) |              | A primer visszatérő hőmérséklet minimuma (°C) |            |
|------------------|--------------------------------------------------|-----------------------------------------------|--------------|-----------------------------------------------|------------|
| Kapcsolás típusa | A fogyasztás átlagos tömegárama/ Vizsgált esetek | 0,057 (kg/s)                                  | 0,114 (kg/s) | 0,6 (kg/s)                                    | 1,2 (kg/s) |
| v1               | I.                                               | 47,9                                          | -            | 26                                            | -          |
|                  | II.                                              | -                                             | 45,2         | 26                                            | 19         |
|                  | III.                                             | 47,9                                          | -            | 26                                            | -          |
|                  | IV.                                              | -                                             | 45,1         | 26                                            | 19         |
| v2               | I.                                               | 50,2                                          | -            | 41                                            | -          |
|                  | II.                                              | -                                             | 49,0         | 41                                            | 46         |
|                  | III.                                             | 50,2                                          | -            | 41                                            | -          |
|                  | IV.                                              | -                                             | 49,1         | 41                                            | 46         |
| v3               | I.                                               | 49,1                                          | -            | 25/50                                         | -          |
|                  | II.                                              | -                                             | 46,9         | 25/50                                         | 25         |
|                  | III.                                             | 48,9                                          | -            | 25/50                                         | -          |
|                  | IV.                                              | -                                             | 46,8         | 25/50                                         | 25         |

Az illesztésekhez használt konstansokat a (27) egyenlet alapján a 7. táblázat tartalmazza.

7. táblázat, A visszatérő hőmérséklet illesztési konstansai

| Konstan-<br>sok/Ese-<br>tek | v1    |       |       |       | v2 |        |      |        | v3 |
|-----------------------------|-------|-------|-------|-------|----|--------|------|--------|----|
|                             | I.    | II.   | III.  | IV.   | I. | II.    | III. | IV.    | -  |
| $x_c$                       | -0,23 | -0,31 | -0,23 | -0,29 | -  | 0,72   | -    | 0,73   | -  |
| $w$                         | 0,33  | 0,38  | 0,34  | 0,38  | -  | 0,62   | -    | 0,47   | -  |
| $A$                         | 33,64 | 38,65 | 33,22 | 36,77 | -  | -22,54 | -    | -15,69 | -  |
| $y_0$                       | 24,82 | 23,45 | 24,32 | 23,26 | -  | 62,67  | -    | 55,72  | -  |
| $R^2$                       | 0,96  | 0,99  | 0,96  | 0,99  | -  | 0,90   | -    | 0,89   | -  |

## 5. ÖSSZEFOGLALÁS

A kutatásom a hőközpontok különböző kapcsolásának és üzemvitelének vizsgálatával foglalkozik. A különböző cirkulációs tömegáramok és HMV fogyasztások hatását vizsgáltam a primer visszatérő hőmérséklet szempontjából. A három vizsgált hőközponti kapcsolás Budapesten a leggyakoribb alkalmazások közé tartozik, ezek közül a Főtáv jelenleg a v1-es kapcsolást alkalmazza. A v1-es kapcsolás a háromhőcserélővel és egy HMV szivattyúval rendelkező hőközpontot, a v2-es kapcsolás a két hőcserélővel és egy szivattyúval rendelkező hőközpontot és a v3 kapcsolás a három hőcserélővel és külön tároló töltő szivattyúval rendelkező hőközpontot mutatja be. Az eredmények tükrében láthatóvá vált, hogy a legegyszerűbb esetben, ha csak egy darab HMV hőcserélővel rendelkezik a hőközpont (v2), adódik a legmagasabb primer visszatérő hőmérsékleteket, ami legjobb esetben is 41 °C volt. A legjobb kihűtést a v3-es kapcsolás adja a mért fogyasztások fényében, ez 25 °C volt, azonban kétszeres HMV fogyasztás feltételezése esetén már a v1-es kapcsolás adja a legjobb eredményeket csúcspontfogyasztási időben, ekkor a primer visszatérő hőmérséklet 19 °C volt. Az szimulációk alapján láthatóvá vált, hogy a v1 és v2 kapcsolás csak a duplázott fogyasztás esetén használja a tároló teljes 300 literes kapacitását, amíg a v3-as kapcsolás már a mért egyszeres HMV fogyasztási adatokkal is kihasználja. Az eredmények kiértékelés során az vált láthatóvá, hogy egyik kapcsolás sem használta ki teljes mértékben a rendelkezésre álló 300 liter melegvizet, csupán csak a harmadát.

A cirkuláció besabályozására tekintettel nem láthattunk jelentős hűtési hatást a primer visszatérő hőmérsékletére vonatkozólag, általánosságban 0,1-0,2 °C különbséget jelentett a cirkuláció besabályozása. Azonban a HMV fogyasztás elméleti kétszerezése jelentős eredményeket mutatott a primer visszatérő hőmérsékletekre, átlagosan 1-3 °C csökkenést okozott. A HMV fogyasztási csúcsokat tekintve akár 7 °C-os csökkenés is elérhetővé vált a v1-es kapcsolás esetén, azonban a v3-as nem mutatott különbséget, míg a v2-es kapcsolásra éppen ellenkezőleg hatott a nagyobb csúcspontfogyasztás és 5 °C-os növekedést eredményezett.

A vizsgálatok alapján a MATLAB Simulink szoftver alkalmasnak bizonyult bonyolult épületgépészeti kapcsolások vizsgálatára fizikai rendszer alapú modellezést tekintve. A használt elemek a MATLAB által validálásra kerültek, azonban fontos kiemelni, hogy az ilyen egységmodellekből felépített rendszer validációját is szükséges elvégezni. Az általam létrehozott kap-

csolások validációjára mérési adatok hiányában nem került sor, de a vázolt kapcsolási elrendezéssel elvégezhető lenne. Fontos megjegyezni azonban, hogy a rendszer működését tekintve olyan eredményeket tapasztaltunk, amelyeket vártunk. A szimulációs eredmények alátámasztották a szakirodalomban is látott primer visszatérő hőmérsékletek értékeit. További kutatási irányként fontos lenne megvizsgálni, hogy miért nincsen jelentős hatással a rendszerre a cirkuláció tömegáramának jelentős változása, valamint szükséges lenne éves szintű vizsgálatokat folytatni, mivel az eredmények kiértékelésénél láttuk, hogy a fűtési tömegáram aránya jelentősen nagyobb, mint a HMV előállítás primer tömegárama, ennél fogva nyári, illetve átmeneti időben várhatóan más eredményekre juthatunk a különböző kapcsolások esetén.

## 6. SUMMARY

My research focuses on examining the various configurations and operational characteristics of district heat substations. I analyzed the impact of different DHW circulation mass flows and domestic hot water (DHW) consumption on the primary return temperature. The three substation configurations studied are among the most common applications in Budapest, with Főtáv currently using the v1 configuration. Configuration v1 includes three heat exchangers and a DHW pump, configuration v2 includes two heat exchangers and a single pump, and configuration v3 includes three heat exchangers and a separate storage charging pump. The results indicate that in the simplest scenario, where the substation (v2) has only one DHW heat exchanger, the highest primary return temperatures occur, with a best-case temperature of 41 °C. The v3 configuration achieves the best cooling based on measured consumption data, with a primary return temperature of 25 °C. However, when assuming a doubled DHW consumption, the v1 configuration achieves the most favorable results during peak consumption, reducing the primary return temperature to 19 °C. The simulations further revealed that the v1 and v2 configurations only utilize the entire 300 liter capacity of the storage tank under doubled DHW consumption, whereas the v3 configuration already utilizes this capacity under single DHW consumption. Analyzing the results showed that none of the configurations fully utilized the available 300 liters of hot water, achieving only about a third of its potential.

In terms of DHW circulation adjustments, no significant cooling effect on the primary return temperature was observed; circulation adjustments generally caused a temperature difference of 0.1–0.2 °C. However, the theoretical doubling of DHW consumption had a notable impact on primary return temperatures, resulting in an average decrease of 1–3 °C. Regarding DHW consumption peaks, a reduction of up to 7 °C was achieved with the v1 configuration, while v3 showed no difference. Meanwhile, v2 configuration was negatively impacted by higher peak consumption, with a temperature increase of 5 °C.

Based on these tests, MATLAB Simulink proved to be suitable for analyzing complex building mechanical systems in terms of physical system-based modeling. The individual elements used were validated by MATLAB, however, it is important to emphasize that the complete system built from such unit models should also undergo validation. Due to a lack of measurement data, the specific configurations I created could not be validated, although this would be feasible based on the outlined setup. It is worth noting that, in terms of system operation, the observed results aligned with expectations. The simulation results also supported primary return temperature values consistent with those in existing literature. For future research, it would be essential to investigate why substantial changes in circulation mass flow do not have a significant effect on the system. Additionally, annual tests should be conducted since the evaluation showed that the proportion of heating mass flow significantly exceeds the primary mass

flow for DHW production. As a result, different outcomes may be anticipated across different configurations during summer or transitional weather conditions.

## 7. IRODALOMJEGYZÉK

- [1] H. İ. Tol and H. B. Madessa, “Development of a white-box dynamic building thermal model integrated with a heating system,” *Journal of Building Engineering*, vol. 68, p. 106038, Jun. 2023, doi: 10.1016/J.JOBE.2023.106038.
- [2] Y. Li, Z. O’Neill, L. Zhang, J. Chen, P. Im, and J. DeGraw, “Grey-box modeling and application for building energy simulations - A critical review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 146, p. 111174, Aug. 2021, doi: 10.1016/J.RSER.2021.111174.
- [3] A. Liguori, M. Quintana, C. Fu, C. Miller, J. Frisch, and C. van Treeck, “Opening the Black Box: Towards inherently interpretable energy data imputation models using building physics insight,” *Energy Build*, vol. 310, p. 114071, May 2024, doi: 10.1016/J.ENBUILD.2024.114071.
- [4] <https://www.trnsys.com/index.html>, “TRNSYS.”
- [5] <https://designbuilder.co.uk/>, “DesignBuilder.”
- [6] <https://www.mathworks.com/products/simulink.html>, “MATLAB Simulink.”
- [7] J. E. Thorsen, O. Gudmundsson, M. Tunzi, and T. Esbensen, “Aftercooling concept: An innovative substation ready for 4th generation district heating networks,” *Energy*, vol. 293, p. 130750, Apr. 2024, doi: 10.1016/J.ENERGY.2024.130750.
- [8] T. Van Oevelen, D. Vanhoudt, and R. Salenbien, “Evaluation of the return temperature reduction potential of optimized substation control,” *Energy Procedia*, vol. 149, pp. 206–215, Sep. 2018, doi: 10.1016/J.EGYPRO.2018.08.185.
- [9] Z. Song *et al.*, “Integration of geothermal water into secondary network by absorption-heat-pump-assisted district heating substations,” *Energy Build*, vol. 202, p. 109403, Nov. 2019, doi: 10.1016/J.ENBUILD.2019.109403.
- [10] A. Vandermeulen, T. Van Oevelen, B. van der Heijde, and L. Helsen, “A simulation-based evaluation of substation models for network flexibility characterisation in district heating networks,” *Energy*, vol. 201, p. 117650, Jun. 2020, doi: 10.1016/J.ENERGY.2020.117650.
- [11] Q. Yang, R. Salenbien, E. Motoasca, K. Smith, and M. Tunzi, “Development and test: Future-proof substation designs for the low-temperature operation of domestic hot water systems with a circulation loop,” *Energy Build*, vol. 298, p. 113490, Nov. 2023, doi: 10.1016/J.ENBUILD.2023.113490.
- [12] H. Braas, U. Jordan, I. Best, J. Orozalieva, and K. Vajen, “District heating load profiles for domestic hot water preparation with realistic simultaneity using HMVcalc and TRNSYS,” *Energy*, vol. 201, p. 117552, Jun. 2020, doi: 10.1016/J.ENERGY.2020.117552.

- [13] M. Reda HADDOUCHE, F.J.S. Velasco, F. Ill 'an, and J.R. Garc'ia Cascales, "Numerical approach and experimental investigation of a stratified hot water storage tank for domestic hot water production," *Results in Engineering*, p. 103221, Oct. 2024, doi: 10.1016/J.RINENG.2024.103221.
- [14] I. De la Cruz-Loredo *et al.*, "Experimental validation of a hybrid 1-D multi-node model of a hot water thermal energy storage tank," *Appl Energy*, vol. 332, p. 120556, Feb. 2023, doi: 10.1016/J.APENERGY.2022.120556.
- [15] <https://www.mathworks.com/help/releases/R2024b/simscape/ref/flowratesourcetl.html>, "Flow Rate Source (TL)."
- [16] <https://www.mathworks.com/help/releases/R2024b/hydro/ref/systemlevelheatexchhangertl.html>, "System-Level Heat Exchanger (TL-TL)."
- [17] <https://www.mathworks.com/help/releases/R2024b/hydro/ref/tjunctiontl.html>, "T-Junction (TL)," 2024.
- [18] <https://www.mathworks.com/help/releases/R2024b/simscape/ref/constantvolumechamber.html>, "Constant Volume Chamber (TL)."
- [19] <https://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>, "Thermophysical Properties of Fluid Systems."